МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯСИ

ОЛИЙ ЎҚУВ
ЮРТЛАРИ УЧУН
ДАРСЛИК

621.01
М-45

МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯСИ

Халқ таълими Давлат комитети олий техника ўқув юртлари студентлари учун дарслик сифатида рухсат этган

Русча нашридан таржима

Бу... ЛП
БИ... КА
№ 911495

ТОШКЕНТ «ЎҚИТУВЧИ» 1990

К. В Фролов, С. А. Попов, Б. К. Мусатов, Д. М. Лукичев, Н. А. Скворцова, В. А. Никоноров, А. А. Савелова, Г. Н. Петров, М. Е. Ремезова, В. М. Акопян

Дарслик икки бўлимдан иборат. Бўлимлардан олдин мазкур фан олдидаги муаммоларга бағишланган 1-боб берилган. I бўлимда (2 — 10-боблар) механизмлар, машиналар ҳамда машиналар системаларининг кинематик ва динамик хусусиятларини аниқлашнинг умумий усуллари, бўғинлар эластиклигини ҳисобга олган ҳолда механизмларни ҳисоблаш, кинематик жуфтликлардаги ишқаланиш ва ейилиш, тебраниш активлиги ва тебранишга қарши ҳимоя баён этилган; II бўлимда (11 — 18-боблар) механизмлар асосий турларининг схемаларини лойиҳалаш, механизмлар системаси ҳаракатини бошқариш усуллари келтирилган. Ушбу баёнлар механизмлар параметрларини график ва графоаналитик, шунингдек ЭҲМ дан фойдаланган ҳолда аналитик усулда аниқлаш асосида берилган.

Таржимонлар — т. ф. н. С. Мусаев ва Р. Рустамхўжаев

М 45

Механизм ва машиналар назарияси: Олий техника ўқув юрт. студ. учун дарслик/(К. В. Фролов, С. А. Попов, Б. К. Мусатов ва бошқ.). — Т.: Ўқитувчи. 1990. — 496 б.

I. Фролов К. В. ва бошқ.

Теория механизмов и машин: Для студентов технических вузов.

ББК 34.41я73

М $\frac{2702000000 — 251}{353 (04) — 90}$ 185 — 90

ISBN 5 — 645 — 00736 — 0

© Издательство «Высшая школа», 1987.

© «Ўқитувчи» нашриёти, русчадан таржима, 1990.

СЎЗ БОШИ

Мазкур китоб олий техника ўқув юртлари талабалари учун дарслик сифатида мўлжалланган. Дарсликда баён этилган машина ва механизмлар назарияси курси Н. Э. Бауман номидаги Москва олий техника билим юртида кўп йиллар давомида ушбу фанни ўқитиш тажрибаси асосида шаклланган бўлиб, унда фан-техника революцияси даврида инженерлик таълимида юз берган, анъанавий курсни ҳам мазмун жиҳатидан, ҳам ўқитиш методикаси жиҳатидан жиддий қайта ишлаб чиқишни талаб қилувчи сифат ўзгаришлари ўз ифодасини топди.

«Механизм ва машиналар назарияси» ўқув фанини ўқишдан олдин талабалар «Олий математика», «Назарий механика», «Алгоритмик тиллар ва программалаштириш» ўқув курсларини ўрганиб, механик-математик тайёргарлик кўрган бўлишлари керак.

Тармоқ аҳамиятига эга бўлган машиналарни лойиҳалашга доир махсус курслар учун илмий асос бўлган ушбу ўқув фанининг вазифалари қуйидагилардан иборат:

талабаларга механизмлар, машиналар ва асбобларни тадқиқ этиш ва лойиҳалашнинг умумий усулларини ўргатади, талабаларни механизмлар ёрдамида ҳаракатга келтиришнинг умумий принципларини, механик системанинг кинематик ва динамик хоссаларини белгиловчи, машина таркибига кирувчи механизмларнинг ўзаро таъсирини тушунишга ўргатади;

талабаларга машина ва механизмларни лойиҳалашга, механизмларнинг мақбул параметрларини берилган ишлаш шароитига кўра аниқлашга муайян изчилликда ёндашишни ўргатади;

талабаларда параметрларни ЭҲМ ёрдамида ҳисоблаш учун алгоритм ва программалар ишлаб чиқиш, муайян ҳисобларини бажариш кўникмаларини ҳосил қилади;

машина ва механизмларнинг кинематик ва динамик параметрларини аниқлаш учун ўлчов аппаратларидан фойдаланиш кўникмаларини ҳосил қилади.

Дарслик Н. Э. Бауман номидаги Москва олий техника билим юртининг «Машина ва механизмлар назарияси» кафедраси коллективи томонидан, академик К. В. Фролов раҳбарлигида ҳамда унинг таҳрири билан яратилди. 1, 10-бобларни К. В. Фролов, 3, 12, 16, 17, 18-боблар ва 2.6, 2.7, 7.1, 14.1-параграфларни С. А. Попов, 4, 9-боблар ва 7.2 —7.4-параграфларни А. К. Мусатов, 8, 11-боблар ва 2.1, 2.5-параграфларни Д. М. Лукичев, 14.2-параграфни Н. Е. Ремезова, 15.1 — 15.4-параграфларни В. А. Никоноров, 15.5-параграфни Н. А. Скворцова, 5-бобни А. К. Мусатов ва В. М. Акопян, 6-бобни А. К. Мусатов, А. А. Савелова ва Г. Н. Петров, 13-бобни Н. А. Скворцова ва А. К. Мусатов, кириш ва хулосани К. В. Фролов ва Д. М. Лукичев ёзишган.

Муаллифлар шу билим юртининг «Машина ва механизмлар назарияси» кафедраси ходимларининг бутун коллективига кўрсатган ёрдамлари ҳамда қимматли маслаҳатлари учун, шунингдек рецензентларга қўлёзмани кўриб чиққанликлари ва танқидий мулоҳазалари учун чуқур миннатдорчилик изҳор этадилар.

Муаллифлар

[illegible] иттифоқи [illegible] тиясининг [illegible] қарорларида мамлакат ишлаб чиқарувчи кучларининг ривожланишида машинасозлик етакчи роль ўйнаши алоҳида уқтириб ўтилади. [illegible] съезди тасдиқлаган [illegible] иқтисодий ва социал ривожлантиришнинг 1986 — 1990 йилларга ҳамда 2000 йилгача бўлган даврга мўлжалланган Асосий йўналишларида ишлаб чиқаришни тезлик билан янгилаш ва реконструкция қилиш, механизациялаш ва автоматлаштириш даражасини ошириш мақсадларида машинасозликни жадал ривожлантириш, унинг техник савиясини юксалтириш вазифаси қўйилган. Самарадорлик, аниқлик, ишончлилик ва тежамкорлик бўйича ҳозирги замон талабларига жавоб бера оладиган янги машиналар, асбоблар, установкалар, автоматик қурилмалар ва комплекслар асосий (фундаментал) ҳамда амалий фанлар ютуқлари асосида яратилади.

Машина ва механизмлар назарияси — турли механизмлар, машиналар механикасини структура ва динамика жиҳатдан таҳлил қилиш ҳамда синтез қилиш усулларини ўрганувчи фан. Шу нарсани уқтириш муҳимки, машина ва механизмлар назариясида баён этиладиган усуллар ҳар қандай механизмни лойиҳалаш учун яроқли бўлиб, улар машина техниканинг қайси соҳасида қўлланилишига, шунингдек машинада содир бўлувчи иш жараёнининг физик табиатига боғлиқ эмас.

Аслини олганда машина ва механизмлар назарияси бўлғуси инженер мутахассислигига муқаддимадир, шу сабабли у инженерлик йўналишига эга, унда замонавий математик аппарат кенг қўлланилади ҳамда механизмларнинг таҳлили ва синтезига таaллуқли долзарб масалаларни график, графоаналитик ва ЭҲМ ёрдамида аналитик усулда ечишнинг амалий йўллари ўрганилади.

М а ш и н а инсоннинг жисмоний ва ақлий меҳнатини бутунлай ўз зиммасига олиш ёки енгиллаштириш мақсадида энергияни, материалларни ва ахборотларни бир турдан бошқа турга ўзгартириш учун механик ҳаракатлар қилувчи қурилмадир. Технологик машиналарда (металлга ишлов берувчи дастгоҳлар (станоклар) ва комплекслар, темирчилик-пресслаш ускуналари, прокат станлари, қуймакорлик ускуналари ва ҳоказо) дастлабки материал ҳамда хом ашёлар (заготовкалар) нинг шакли, ўлчамлари, хоссалари, ҳолати ўзгаради. Ташувчи машиналар ва қурилмалар ёрдамида юклар, асбоб-ускуналар, кишилар ҳамда бошқа объектлар маконда жойдан жойга кўчирилади. Энергетик машиналарда бир турдаги энергия бошқасига ўзгартирилади. Ахборот машиналарида

ҳаракатни текшириш, созлаш ва бошқариш мақсадида киритилувчи ахборот ўзгартирилади.

Машина ўзининг иш жараёнини қонуний механик ҳаракатларни бажариш орқали амалга оширади. Бундай ҳаракатлар ташувчиси механизмдир. Бинобарин, **механизм** қаттиқ жисмлар системаси бўлиб, улар бир-бирига тегиб туради ва улардан бири (ҳаракатланувчиси) нисбатан муайян, талаб қилинган тарзда ҳаракатланади. Жуда кўплаб механизмлар қаттиқ жисмларнинг механик ҳаракатини ўзгартириб бериш каби вазифани бажаради [illegible]

Қисқача тарихий очерк. [illegible] (пишангли, тишли ва ҳоказо) қадим замонлардан маълум; [illegible]ини енгиллаштириш, меҳнат унумдорлигини ошириш мақсадида улар тадқиқ этилган, такомиллаштирилган, тажрибада синаб кўрилган.

Маълумки, Уйғониш даврининг атоқли арбоби ҳамда олими Леонардо да Винчи (1452 — 1519) тикув дастгоҳлари, босма ва ёғочга ишлов бериш машиналари механизмлари конструкцияси лойиҳасини ишлаб чиққан, ишқаланиш коэффициентини тажриба йўли билан аниқлашга уриниб кўрган. Италиялик врач ва математик Д. Кардан (1501 — 1576) соат ва тегирмон механизмларининг ҳаракатини ўрганди. Француз олимлари Г. Амонтон (1663 — 1705) ва Ш. Кулон (1736 — 1806) биринчи бўлиб тинч ҳолатдаги ва сирпанишдаги ишқаланиш кучларини аниқлаш формулаларини таклиф қилдилар.

Ўттиз йил Россияда яшаган ва ишлаган, сўнгра Петербург фанлар Академиясининг ҳақиқий аъзоси бўлган, 850 та илмий иш муаллифи, атоқли математик ва механик, швейцариялик профессор Л. Эйлер (1707 — 1783) қаттиқ жисм кинематикаси ва динамикасига оид масалаларни ечди, эгилувчан жисмларнинг тебраниши ва устиворлигини тадқиқ этди, амалий механика масалалари билан, чунончи, тишли ғилдираклар профиллари билан шуғулланди ва буларнинг ичида энг истиқболлиси эвольвентасимон профилдир, деган хулосага келди.

Таниқли рус механиги ва ихтирочиси И. И. Ползунов (1728 — 1766) биринчи бўлиб икки цилиндрли буғ двигателининг лойиҳасини ишлаб чиқди (афсуски, лойиҳани амалга ошириш унга насиб этмади), қозонни сув билан таъминлайдиган автоматик ростлагич, сув ва буғ берувчи қурилмалар ва бошқа механизмларни яратди. Атоқли механик И. П. Кулибин (1735 — 1818) тухум шаклидаги машҳур соатни яратди. Бу соат ўша давр учун автоматик ишловчи жуда мураккаб механизм эди.

Саноат тармоғи бўлган машинасозликнинг ривожланиши машиналар таркибига кирувчи механизмларни тадқиқ этиш ва лойиҳалашнинг умумий усулларини ишлаб чиқишни тақозо қилди. Бу усуллар талаб қилинувчи муайян вазифаларни энг яхши тарзда бажарадиган, ўз замонаси учун энг мукаммал машиналар яратишга имкон туғдирди. Маълумки, машинасозлик саноат тармоғи сифатида XVIII асрдаёқ пайдо бўла бошлаган бўлса, XIX асрдан тез ривожлана бошлади (айниқса Англия ва АҚШда).

Россияда дастлабки машинасозлик заводлари XVIII асрда пайдо бўла бошлади; 1861 йилда уларнинг сони юздан ошиб кетди, 1900 йилда эса тахминан 1417 тага етди. Бироқ Улуғ Октябрь социалистик

революциясига қадар бизнинг машинасозлигимиз ривожланиш даражаси жиҳатидан ҳам, ишлаб чиқариш кўлами жиҳатидан ҳам ривожланган мамлакатлардан орқада эди, машиналарнинг ярми чет элдан келтириларди. Фақат Совет ҳокимияти давридагина бизнинг мамлакатимизда қудратли машинасозлик тармоғи ривожлантирилиб, у жаҳоннинг энг яхши намуналаридан қолишмайдиган, баъзи ҳолларда эса улардан устунлик қилувчи турли машина ва механизмларни муваффақиятли яратмоқда.

Юқори даражада такомиллашган ватанимиз машинасозлиги Улуғ Ватан урушида ғалаба қилишимизни таъминлаган омиллардан бири бўлди; ҳозирги вақтда машинасозлик халқ хўжалигининг бошқа тармоқлари қаторида мамлакатимизнинг фан-техника тараққиётини жадаллаштириш масалаларини муваффақиятли ҳал этмоқда.

Машина ва механизмлар назарияси «Амалий механика» номи билан XIX аср бошида шакллана бошлади; у вақтда асосан механизмларни структура, кинематика ва динамика нуқтаи назаридан таҳлил қилиш усуллари ишлаб чиқилар эди. Фақат XIX аср ўрталаридан эътиборан машина ва механизмлар назариясида механизмларни синтез қилишнинг умумий усуллари ривожлантирила бошланди. Чунончи, атоқли рус олими, математик ва механик, академик П. Л. Чебишев (1821 — 1894) пишангли (ричагли) механизмларнинг структураси ва синтезига оид 15 та илмий ишини эълон қилди, бунда у ишлаб чиқилган усуллар асосида берилган траекторияни амалга оширадиган, бошқа бўғинлар ишлаб турганида баъзи бўғинларни тўхтатиб қўядиган 40 дан ортиқ механизмни яратди ва ясади. Ҳозирги вақтда текис механизмларнинг тузилиш формуласи Чебишев формуласи дейилади.

Немис олими Ф. Грасгоф (1826 — 1893) синтез қилиш учун зарур бўлган ясси пишангли механизм бўғинининг бурилиш шарт-шароитларини математик тарзда таърифлаб берди. Инглиз математиклари Д. Сильвестр (1814 — 1897) ва С. Робертс (1827 — 1913) эгри чизиқлар (пантографлар) ни ўзгартирувчи пишангли механизмлар назариясини ишлаб чиқдилар.

Автоматик ростлаш назариясининг асосчиларидан бири сифатида танилган Петербург технология институтининг профессори И. А. Вишнеградский (1831 — 1895) қатор машина ва механизмлар (автоматик пресс, юк кўтариш машиналари, насос ростлагичи) ишлаб чиқди ва машиналар лойиҳалашнинг илмий мактабини яратди.

Турли машиналарда кўплаб қўлланиладиган тишли механизмларни синтез қилиш усуллари маълум даражада мураккаблиги билан ажралиб туради. Француз геометри Т. Оливье (1793 — 1858) текис ва фазовий илашмалардаги ўзаро уринувчи сиртларни ҳосил қилувчи юзалар ёрдамида синтез қилиш усулларини асослаб берди. Инглиз олими Р. Виллис (1800 — 1875) текис илашманинг асосий назариясини исботлади ва планетар тишли механизмларни тадқиқ этишнинг аналитик усулини таклиф этди. Немис машинашуноси Ф. Рело (1829 — 1905) ҳозирги вақтда «нормаллар усули» сифатида маълум бўлган ўзаро уринувчи сиртларни синтез қилишнинг график усулини ишлаб чиқди. Рело механизмларнинг структураси (тузилиши) ва кинематикасига оид ишларнинг муаллифи ҳамдир. Рус олими Х. И. Гохман (1851 — 1916) биринчилар

қаторида илашманинг аналитик назарияси бўйича илмий ишини эълон қилди.

«Рус авиациясининг отаси» Н. Е. Жуковский (1847 — 1921) машиналар динамикасига салмоқли ҳисса қўшди. У ҳозирги замон аэродинамикасининг асосчиси бўлибгина қолмай, балки амалий механикага ҳамда машиналар ҳаракатини ростлаш назариясига доир қатор илмий ишларнинг муаллифи ҳамдир.

Мойлашнинг гидродинамик назарияси асосларини яратган Н. П. Петров (1836 — 1920), қишлоқ хўжалик машиналарини ҳисоблаш ва қуришнинг назарий асосларини яратган (қишлоқ хўжалик машиналарини ҳисоблашнинг бутун мураккаблиги шундан иборатки, уларнинг ижрочи механизмлари инсон қўлларидек ҳаракатлар қилиши зарур) В. П. Горячкин (1868 — 1935) машиналар механикасининг ривожланишига ҳисса қўшдилар.

Рус олими Л. В. Ассур (1878 — 1920) ҳозирги вақтда ҳам механизмларни таҳлил ва синтез қилишда татбиқ этилаётган кўп бўғинли механизмлар тузилишининг умумий қонуниятини очиб берди. У мураккаб пишангли механизмларни кинематик таҳлил қилишда «алоҳида нуқталар» дан фойдаланиш усулини ҳам ишлаб чиққан. А. П. Малишев (1879 — 1962) мураккаб текис ва фазовий механизмлар структурасини таҳлил ва синтез қилиш назариясини таклиф этди.

Машиналар механикасининг яхлит машинасозлик назариясига айланишида Н. И. Артоболевский (1905 — 1977) салмоқли ҳисса қўшди. У машина ва механизмлар назарияси билан шуғулланувчи совет мактабининг ташкилотчисидир; у механизмларнинг структураси, кинематикаси ва синтезига, машиналар динамикаси ва машина-автоматлар назариясига оид кўплаб илмий ишлар, шунингдек кўпчиликка маъқул келган дарсликлар ёзди.

И. И. Артоболевскийнинг шогирдлари ва издошлари — А. П. Бессонов, Вяч. А. Зиновьев (1899 — 1975), Н. И. Левитский, Н. В. Умнов, С. А. Черкудинов ва кўпгина бошқалар машиналар динамикаси (шу жумладан, акустик ва ноголоном динамика), механизмларни оптимал синтез қилиш, машина-автоматлар назарияси ҳамда машина ва механизмлар назариясининг бошқа соҳаларида уни янада ривожлантиришга ҳисса қўшдилар.

Механизмлар аниқлиги назариясини яратувчилардан бири бўлган Н. Г. Бруевич, фазовий механизмлар кинематикасига оид ишлар муаллифи Г. Г. Баранов (1899 — 1968), эластик бўғинли механизмлар ва оғир юкланган машиналар механизмларини динамик таҳлил қилишнинг умумий усулларини ишлаб чиққан С. Н. Кожевников 30 ва ундан кейинги йилларда машина ва механизмлар назариясига ўз тадқиқотлари билан катта ҳисса қўшдилар.

Мамлакатимизнинг энг қадимий кафедраларидан бири — Н. Э. Бауман номли Москва олий техника билим юртидаги машина ва механизмлар назарияси кафедраси олимларининг илмий ишларини алоҳида таъкидлаб ўтиш лозим. Бу ерда Ф. Е. Орлов (1843 — 1892) амалий механика курсини яратди ва 1872 йилдан шу курсдан дарс бера бошлади. Сўнгра курс ҳам методика, ҳам назария жиҳатидан ривожлантирилди ва чуқурлаштирилди. Д. С. Зернов (1860 — 1922) узатмалар назариясини кен-

гайтирди; Н. И. Мерцалов (1866 — 1948) текис механизмлар кинематикасини текширишни фазовий механизмлар назарияси билан тўлдирди ҳамда маховикни ҳисоблашнинг содда ва ишончли усулини ишлаб чиқди; Л. П. Смирнов (1877 — 1954) механизмлар кинематикасини ҳамда машиналар динамикасини тадқиқ этишнинг график усулларини аниқ ягона системага келтирди; В. А. Гавриленко (1899 — 1977) эвольвентасимон тишли узатмалар назариясини ишлаб чиқди; Л. Н. Решетов муштли механизмлар назариясини ривожлантирди ва ўзи ўрнашувчи механизмлар назариясига асос солди.

Ҳозирги вақтда кафедра коллективи машина ва механизмлар назарияси ўқув курсини такомиллаштириш устида ишламоқда. Янги техниканинг жадал ривожланиши олий таълим соҳаси олдига ҳам янги муаммоларни қўймоқда. Шу сабабли машина ва механизмлар назарияси курсига ейилишга, бўғинлар эластиклигининг механизм ҳаракатига таъсирига, титраш жиҳатидан активлик ва титрашдан ҳимоялашга, манипуляторни лойиҳалашга, механизмлар системаларини бошқаришга оид бўлимлар киритилди. Бу бўлимларнинг мазмуни дарсликнинг тегишли бобларида баён этилган.

1-боб

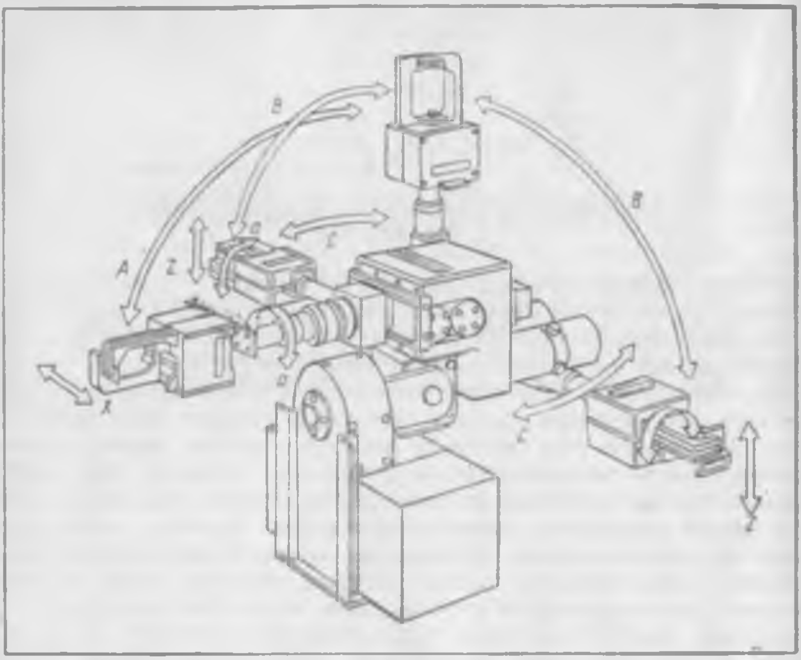
МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАР НАЗАРИЯСИНИНГ МУАММОЛАРИ

Техник асримизни қандай ном билан атамайлик — космос ёки автоматика асрими, атом ёки электроника асрими — *техник тараққиётнинг асоси машина бўлиб келган ва яна шундай бўлиб қолаверади. Машинасозлик халқ хўжалигининг етакчи тармоғи бўлиб*, кўплаб бошқа тармоқларга машиналар, механизмлар, асбоб-ускуналар етказиб берувчи моддий-техник базадир. Ижтимоий меҳнат унумдорлиги ва халқ фаровонлиги кўп жиҳатдан машинасозликнинг ривожланганлик, машиналарнинг такомиллашганлик даражасига боғлиқдир. Шу сабабли мамлакатимизни иқтисодий ва социал ривожлантириш планларида машинасозликни илгарилатма ривожлантириш кўзда тутилган; унинг олдида энергия ва материалларни кўп миқдорда тежашга имкон берувчи технологиядан фойдаланишга шароит яратувчи машина ҳамда механизмларнинг, автоматлаштириш воситаларининг янги конструкцияларини ўзлаштириш, халқ хўжалигининг турли тармоқлари учун зарур бўлган машина ва механизмларнинг ишончлилиги ҳамда чидамлилигини таъминлаш, уларнинг иқтисодий самарадорлиги ва иш унумини ошириш вазифалари турибди.

Машинасозлик олдига жуда мураккаб вазифалар қўйилган. Машина мустаҳкам бўлиши, ишончли ва юқори даражада унумли ишлаши, шу билан бирга у енгил, материал сиғими ва энергия сарфи мумкин қадар кам бўлиши, атроф-муҳитни ифлослантирмаслиги, техник эстетика ва эргономика талабларига жавоб берадиган бўлиши керак. Ана шу вазифаларни муваффақиятли ҳал этиш, ҳозирги замон талабларига жавоб берадиган яхши машиналар яратиш учун машинасозлик соҳасидаги мутахассислар *қатор фанлар, шу жумладан, механизм ва машиналар назарияси асосларидан билимга эга бўлишлари зарур.*

Кинематик схема реал машина конструкциясининг «скелети» дир. Механизм схемасини танлаш ва лойиҳалаш машинани лойиҳалашнинг дастлабки ва асосий босқичидир. Бўлғуси машина деталларининг ўлчамларини ва материалини танлаш конструкция лойиҳасининг кейинги босқичи бўлади. Лойиҳалаш у ёки бу конструкцияни ясаш усуллари ва воситаларини танлаш билан якунланади Ана шу оддий мулоҳазалардан ҳам кўриниб турибдики, лойиҳалашнинг охирги икки босқичи дастлабки, белгиловчи босқичга таянади. Шунинг учун ҳам машиналарни лойиҳалашнинг назарий асоси бўлмиш машина ва механизмлар назариясининг роли ниҳоятда катта эканлигини тушуниш қийин эмас.

Машина ва механизмлар назарияси ўзининг ҳозирги кўринишида

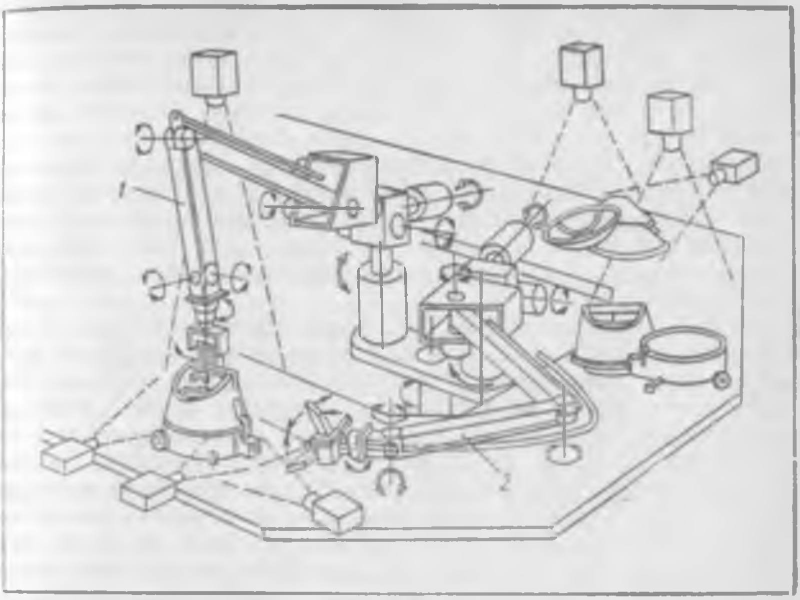


1.1-расм

комплекс фан бўлиб, унда машинанинг структураси, кинематикаси ва динамикаси ҳамда уни таҳлил ва синтез қилиш муаммолари энг қулай тарзда лойиҳалаш ва бошқариш муаммолари билан чамбарчас боғланиб кетган.

Замонавий техника тараққиётининг асосий йўналишларидан бири, *ишлаб чиқаришнинг ҳамма турларини автоматлаштиришдир*. Бу вазифани ҳал этишда робототехника системалари катта ҳисса қўшади. Илмий фантастика асарлари саҳифаларида пайдо бўлган «робот» сўзи ҳамма томонидан қабул қилинган илмий атама (термин) га айланди, у турли-туман механик операцияларни бажара олиши билан бир қаторда вужудга келувчи мантиқий масалаларнинг маълум бир мажмуини мустақил равишда еча оладиган юқори даражадаги техник системани билдиради.

Ҳозирнинг ўзидаёқ робототехника системасининг кўпгина турлари саноатда юклаш, жойлаштириш, содда қисмларни йиғиш каби ишларни бажармоқда (1.1-расм). Агар робот манипуляторлар *1* ва *2* билан, ташқи муҳитнинг ҳолати ҳамда ўзи ишлаётган объектларнинг хусусиятлари тўғрисидаги ахборотни қабул қилувчи ва уни қайта ишловчи система билан жиҳозланган бўлса (1.2-расм), у ҳолда тўпланган ахборотдан кейинчалик топширилган программани амалга ошириш жараёнида фойдаланилади.



1.2- расм

Технологик жараён, муҳитнинг ҳолати, манипуляция объектининг фазода нисбий жойлашуви ҳақида катта ҳажмда ахборотнинг мавжуд бўлиши турли-туман ишларни, хусусан, мураккаб шаклдаги элементларни пайвандлаш, деталлари ихчам жойлашган қисмларни йиғиш каби нозик ишларни кенг даражада автоматлаштиришга имконият туғдиради. Бунда робототехника системаси иш позициясига келтирилаётган бутун деталлар комплектидан кераклигини танлаб олади, транспорт оқимларини ростлаб туради. Пировард оқибатда худди ана шундай *робототехника системалари алоҳида технологик операцияларни буткул автоматлаштирилган ишлаб чиқаришнинг ягона занжирига бирлаштирувчи элементлари бўлиб қолади.* Бунда биз ишлаб чиқаришни автоматлаштириш тўғрисида гапирганимизда, муайян турдаги маҳсулот ишлаб чиқарувчи тор ихтисослаштирилган машина-автоматларни назарда тутаётганимиз йўқ. Гап қайта созланиши иш программасини ўзгартиришдангина иборат бўлган, сонли программа билан бошқарилувчи универсал ускуналардан кенг кўламда фойдаланиш тўғрисида бормоқда.

Бундай ишлаб чиқариш тўхтовсиз ва яхши ишлаши учун электрон ҳисоблаш техникаси негизида қурилган кўп босқичли бошқариш системаси ташкил қилиниши шарт. *Машина ва бошқарувчи ЭҲМнинг биргаликда ишлашини ўрганиш, керакли алгоритм ҳамда программаларни ишлаб чиқиш ҳам* машина ва механизмлар назарияси вазифаларидан биридир.

Программа билан бошқарилувчи автоматик манипуляторлар ёрдамида ишланаётган объектларни ташиш, уларни ишловчи машиналарда маҳкамлаш ва бўшатиш, ўраб-ёпиш ва ечиб-очиш, текшириш-ўлчаш каби кўпгина ишларни амалга ошириш мумкин. Бундай автоматик машиналар ва системалар фақат илмий-тадқиқот ишларида, коинотда, денгиз ва океан тубида, ер остида турли ишларни бажаришдагина эмас, балки инсонни оғир жисмоний меҳнатдан озод қилиш мақсадида қўлланилмоқда ва бундан кейин ҳам қўлланилаверади. Ишни бажариш чоғида инсонга бошқаришнинг ижодий ва ақлий функцияларини ва зарур маълумотларни киритиш каби ишларни қолдирган ҳолда унинг барча оғир ва толиқтирадиган томонларини робот зиммасига юклаш жуда катта социал аҳамиятга эга.

Одатда, автоматик машина ва системаларнинг иш органлари ўз структурасига кўра кўпгина эркинлик даражаларига эга бўлган фазовий кинематик занжирлардан иборат (1.2-расмга қаранг). Шу сабабли ҳозирги замон машина ва механизмлар назарияси олдида роботлар, манипуляторлар, одимловчи ва бошқа машина ҳамда системалар механизмларининг схемасини структура, кинематика ва динамика жиҳатидан таҳлил ҳамда синтез қилишга оид янги масалалар юзага келмоқда. *Иш органлари ҳаракатининг турғунлиги масалалари ҳал қилиниши, улар ҳаракатланаётганда вужудга келадиган тебранма жараёнлар ўрганилиши, иш органлари ҳаракатининг энг мақбул қонунлари билан боғлиқ бўлган масалалар кўриб чиқилиши, ана шу органларнинг ҳаракат алгоритмлари ишлаб чиқилиши лозим.*

Механикага доир масалаларни ечишда юритмаларнинг асосий параметрларини, юритмаларни бошқарувчи механизмлар динамикасига ана шу параметрлар таъсирини ҳисобга олиш талаб қилинади. *Юритмаларни ишлаб чиқиш муаммоси, роботлар, манипуляторлар, одимловчи ва бошқа машиналарни бошқариш системаларини ишлаб чиқиш муаммоси* шунга ўхшаш машиналар яратишдаги энг муҳим муаммолардан бири ҳисобланади. Ана шу муаммоларни ҳал қилишда ишончлироқ ишлайдиган, ташқи ўлчамлари қулай, инерционлиги камроқ, тезлик доираси кенгроқ бўлган системаларни яратиш масалалари пайдо бўлади.

Одам-оператор ёки программали қурилма бошқарадиган саноат роботлари ва манипуляторларини биринчи авлод роботларига мансуб дейиш мумкин. Ҳозирги даврда инсонга хос сезгиларга эга бўлган, чунончи, сезиш, кўриш, эшитиш, ҳид билиш органларига, шунингдек ҳатто инсон сеза олмайдиган ахборотни, масалан, ультратовуш, титраш, электромагнит ва иссиқлик майдонлари ва ҳоказоларни қабул қилиш органларига эга бўлган кейинги авлод роботларини яратиш ишлари тез ривож топиши лозим. Бундан юқори авлод роботларига мансуб қурилмалар сунъий ақл-идрокка эга бўладилар. Инсоннинг робот билан алоқада бўлиш усулларини ишлаб чиқишда, «инсон — робот» системасидаги одам-оператор характеристикаларини ўрганишда, шунингдек турли даражадаги мустақилликка эга бўлган роботлар ва инсон ўртасида вазифаларнинг тақсимланишини тадқиқ қилишда мураккаб масалаларни ҳал қилиш лозим бўлади. Бунда робот-санитарлар, робот-хирурглар ва шу кабилар яратишга истиқбол очилади.

ЭҲМнинг пайдо бўлиши ишлаб чиқаришни автоматлаштиришни бошқариш системаларида инқилобий аҳамият касб этди. ЭҲМ ёрдамида кўп бўғинли, бир неча эркинлик даражасига эга бўлган механизмларни таҳлил қилиш, алоҳида механизмларни ҳам, автоматик ишловчи мураккаб машиналарни ҳам қулай тарзда синтез қилиш масалаларини ҳал этиш, кўп мезонли ва кўп параметрли машина қурилмаларини лойиҳалаш масалаларини ҳал қилиш, кўпгина замонавий машиналарни программа асосида бошқариш, манипуляторлар, роботлар, одимловчи ва бошқа машиналар типидаги биомеханик қурилмали янги машиналарни бошқариш мумкин бўлиб қолди.

Янги яратиладиган машина-автоматлар топширилган технологик жараённи юксак самарадорлик билан бажарадиган ва инсонни машинанинг ишини назорат қилишдан имкони борича кўпроқ озод этиш учун автоматик бошқариладиган бўлиши керак.

Меҳнат унумдорлигини ошириш, маҳсулот миқдорини кўпайтириш, ишлаб чиқаришнинг иқтисодий кўрсаткичларини яхшилаш мақсадида фақат машина-автоматларгина эмас, балки аста-секин ҳатто одам иштироксиз ишлайдиган завод-автоматларга ўтувчи турли автоматик поток линиялар кўринишидаги *автоматик ишловчи машиналар системалари* ҳам яратилади. Бундай линияларда асосий технологик жараёнлар маҳсулотни ташиш, текшириш, ўраб-жойлаш, чиқарилаётган маҳсулотни ҳисоблаш каби жараёнлар билан ягона умумий системага узвий боғланган бўлади. Булар оддий линия типидаги поток линиялар, ротор линиялари, саноат роботлари қўлланиладиган ҳалқасимон линиялар бўлиши мумкин.

Яқин келажакда яратиладиган машина-автоматлар ва автоматик ишловчи системалар уларни ҳар хил параметрлари, мезонлари, кўрсаткичлари бўйича бошқариш даражаси юқорилиги билан ажралиб туради. Бошқариш системалари бошқарилувчи объектга ва у ишлайдиган шарт-шароитга нисбатан қўйиладиган талабга кўра электрон, пневматик, гидравлик ва механик типдаги мантиқий элементларга эга бўлиши мумкин. Бошқариш системаси ўзгариб турувчи ташқи шароитларда талаб қилинувчи технологик жараённинг сифатли бажарилишини таъминлашга имкон берадиган *бошқарилувчи объектларнинг мослашувини ҳамда автоматик созланишини* таъминлайдиган блокларни ва хотира блокини ўз ичига олиши мумкин.

Механизмларни синтез қилиш масалаларини ечишда биз кўпинча кўп мезонли системалар билан иш кўрганимиз сабабли синтез қилиш масаласи одатда энг мақбул вариантларни қидириш билан боғлиқ бўлади Энг мақбул вариантларни ёки улар мавжуд бўлган соҳаларни топиш учун *механизмларнинг энг мақбул синтези назариясини ривожлантириш* талаб қилинади. Бундай масалаларни ЭҲМ ёрдамидагина ечиш мумкин, бу эса керакли алгоритм ва программалар ишлаб чиқишни талаб қилади.

Узатиш механизмларининг таҳлили ва синтези соҳасида катта вазифалар турибди. Бунда, даставвал, тишли, айниқса, фазовий тишли илашмалар синтезини янада ривожлантириш зарурлигини айтиб ўтиш лозим. Планетар ва дифференциал схемага эга бўлган мураккаб тишли редукторларни лойиҳалаш назарияси ва усулларини ҳам янада ривож-

лантириш зарур. Тўлқинсимон узатмалар синтези назарияси ва усуллари тез ривожланмоқда. Саноатнинг деярли барча тармоқларида узатиш функциялари босқичсиз ўзгартирилувчи ишончли механизмларга эҳтиёж сезилмоқда. Тўхтаб-тўхтаб ҳаракатланишни амалга оширувчи мальта, храповикли, пишангли ва бошқа типдаги механизмлар назарияси ривожлантирилиши лозим.

Машина ва механизмлар назариясининг асосий масалаларидан бири бўлган юритма — етакланувчи механизм системасининг синтези масаласи янгича қўйилиши ҳамда замонавий ҳисоблаш алгоритмлари ва ҳисоблаш техникаси ёрдамида ҳал қилиниши даркор. Бу гап, биринчи навбатда, чизиқли ёки айланма ҳаракатнинг гидравлик ва пневматик юритмалари қўлланиладиган, жуда кенг тарқалган системаларга тааллуқлидир. Системанинг энг мақбул тузилишини танлаш масаласига келганда эса, дастлабки босқичларда лойиҳаловчининг билими ва тажрибасига таяниш лозим, чунки инсоннинг ЭҲМ билан диалогидан кенг фойдаланилаётган, турли-туман оптималлаштирилган (бироқ ихтиёрий тарзда танланмаган) параметрли структуралар таққосланаётган, у ёки бу вариантнинг имконият чегаралари ҳақидаги ахборот кўпайиб бораётган ҳозирги шароитда лойиҳаловчининг билими ва тажрибаси тез ўсиб бормоқда.

Кейинги ўн йил ичида машиналарнинг ишлаш тезлиги анчагина ортди, бу эса механизмларнинг бўғинларига ва машиналарнинг иш органларига тушадиган динамик юкларнинг ошишигагина эмас, титраш даражасининг ва титрашдаги шовқинлар даражасининг анчагина ортишига сабаб бўлди. Ҳар қандай машина ишлаётганда титрайди, шу сабабли кейинги йилларда *машиналарни титрашдан ҳимоялаш ва улардаги шовқин даражасини пасайтириш муаммоси* ҳам машина ва механизмлар назарияси курсида ўрганила бошланди. Бунда шуни таъкидлаш лозимки, *«инсон — машина — муҳит» системасини ўрганиш* ҳам машина ва механизмлар назариясининг предметига айланмоқда. Бу масала замонавий тезюрар транспорт воситаларини ва учиш аппаратларини, шунингдек титраб ишлайдиган машиналарни бошқарувчи *одам-операторни титрашдан ҳимоялашнинг* самарали воситаларини ишлаб чиқишда айниқса долзарбдир. Бундай машиналарда резонанс ва титрашнинг фойдали таъсири қаттиқ тоғ жисмларини қазиб оладиган, титратиш усули билан майдалайдиган, титратиш усули билан аралаштирадиган, титратиш усули билан ажратиб тозалайдиган, титратиш усули билан ташийдиган, титратиш усулида темир-бетон буюмлар тайёрлайдиган, титратиш усулида прокатлайдиган ва бошқа ишларни бажарадиган юқори даражада тежамли ва серунум машиналар яратишга имкон беради.

Автоматик ишлайдиган машиналарнинг энергетик, куч ва тезлик хусусиятларининг ўсиши, уларнинг аниқлиги ва ишончлигига нисбатан юқори талаблар қўйилаётганлиги яқин йилларда машиналарни барқарор (стационар) ва барқарор бўлмаган тартибларда (режимларда) динамик тадқиқ этиш ва ҳисоблаш усулларини ривожлантиришни талаб қилади. Барқарор бўлмаган тартибларни ўрганиш транспорт машиналари, юк кўтариш машиналари, титраб ишловчи машиналар ва шу кабилар учун алоҳида аҳамиятга эга.

Бўғинларининг массаси ўзгарувчан бўлган машиналар динамикасини ривожлантириш техника учун, масалан, ишланадиган буюмнинг массаси ўзгарувчан бўлган технологик машиналар: конвейерлар, ортувчи-туширувчи, босма, ўровчи машиналарни тадқиқ этишда катта аҳамиятга эга. Бунда фақат буюмнинг массаси эмас, балки баъзи ҳолларда механизмнинг структураси ҳам ўзгариши мумкин.

Машиналар динамикасининг ривожланишида тебраниш масалалари алоҳида роль ўйнайди. Бир томондан, бу — машина ва механизмларнинг титрашга чидамли конструкцияларини бунёд этиш йўли билан *титрашга қарши кураш* масалалари бўлса, бошқа томондан, бу — турли технологик жараёнларни бошқариш мақсадида титрашнинг резонанс таъсиридан фойдаланиш ва талаб қилинувчи кинематик хусусиятларга эга бўлган *янги титраб ишловчи механизмлар* яратишдир.

Айтиб ўтганимиздек, ҳамма машиналар ишлаётганида титрайди ва бу титраш кўпинча у ёки бу соҳада техниканинг янада ривожланишига тўсқинлик қилади. Масалан, роторнинг ва таянч подшипникларининг титрашга чидамлилиги пастлиги катта тезлик билан ишловчи роторли машиналарнинг тезкорлигини янада оширишга, охирги босқичлар куракларининг титраши буғ ва газ турбиналарининг қувватини оширишга, иш куракчаларининг тебраниши қувватли вертолётлар яратишга, қирқувчи асбоб ва станинанинг титраши металл қирқувчи дастгоҳларнинг аниқлик даражасини оширишга, алоҳида элементларининг титраши эса юқори даражада аниқ ва ишончли автоматик бошқариш системаларини яратишга имкон бермайди.

Титраш конструкцияларда катта зўриқиш вужудга келтиради, оқибатда улар толиқиш натижасида синади, баъзан эса жиддий фалокатлар рўй беради.

Титраш зарарли шовқин манбаидир: шовқин инсон физиологиясига зарарли таъсир этибгина қолмай, шунингдек материалнинг акустик толиқишига ҳам олиб келади. Титраш машиналар, механизмлар ва бошқариш системаларининг белгиланган кинематик қонунларга бўйсунувчи асосий ҳаракатини, берилган ҳаракат қонунининг барқарорлигини бузади ва кўпинча бутун системанинг ишдан чиқишига сабаб бўлади.

Машиналарнинг титраши инсон физиологиясига тўғридан-тўғри таъсир қилади, унинг функционал фаолиятини ва ишлаш қобилиятини пасайтиради, тирик организмнинг айрим системаларига шикаст етказади.

Шу билан бирга, чекланган жадалликдаги ва вақт бўйича меъёр доирасидаги титраш тирик организмга ижобий таъсир этиши ҳам мумкин. Даволаш мақсадида махсус титратиш механизмлари ва қурилмаларидан фойдаланган ҳолда титратишнинг самарали физиологик таъсири: титратиб қўзғатиш, титратиб уқалаш усуллари сизларга маълум. Ушбу йўналишда янгидан-янги тадқиқотлар учун истиқболлар очилмоқда.

Титратиш фойдали роль ўйнайдиган янги типдаги машиналар титраш принципида ишлайдиган машиналар дейилади. Улар резонанснинг фойдали таъсири туфайли кейинги йилларда техниканинг турли соҳаларида кенг ишлатила бошланди. Титраш принципида ишловчи машиналар, асбоблар, ускуналар ва стендлар турли-туман технологик жараёнларни амалга оширади.

Титраш ҳақидаги фан уни аниқлаш, ўлчаш ва унинг шиддатини им-

конният даражасида камайтириш усулларини ўрганади. Шу билан бирга бу фан титрашни бутунлай йўқотиш мумкин бўлмаганда титраш оқибатларини аниқлаш усулларини ҳам ишлаб чиқади. Масалан, материалнинг толиққанлиги тўғрисидаги маълумотлар асосида машиналарнинг узоққа чидамлилигини аниқлаш мақсадида титраш амплитудаларини ҳисоблаш, шовқинни пасайтириш, шунингдек динамик зўриқишнинг рухсат этилган миқдорларини аниқлаш усуллари шулар жумласига киради. У ёки бу агрегат машиналарининг аҳволи тўғрисида маълумот олиш учун титраш энг ишончли диагностика воситаси ролини ўйнайди, фалокатнинг олдини олишга имкон беради.

Машиналарнинг ишлаш имкониятини, яъни уларнинг хизмат муддатини улар бундан кейин фойдаланишга яроқсиз ҳолга келмасидан олдин (махсус аломатлардан билиб олиш мумкин) *ўрганиш ва прогноз қилиш* муҳим аҳамиятга эга. Мустаҳкамлик аломатига кўра машинанинг хизмат муддати оддийгина емириш йўли билан (машинасозликда — асосан толиқтириб емириш йўли билан), шовқиннинг ёки титрашнинг ортиш аломатига кўра эса — рухсат этилган амплитудалар меъёрига биноан аниқланади ва ҳоказо. Титраш фалокатнинг олдини олган ҳолда машинанинг хизмат муддатига олдиндан ва ишончли баҳо беришга имкон берувчи бирдан-бир ягона восита ҳисобланади.

Муҳим социал масалани ҳал қиладиган машина динамикасининг бошқа бир муаммоси *машиналарнинг акустик динамикаси* муаммоси, яъни машиналардаги шовқин ҳодисаси манбалари ва сабабларини ўрганиш ҳамда маълум даражадаги шовқинни тўла ёки қисман йўқотиш билан боғлиқ бўлган машиналар динамикаси масалаларини ишлаб чиқиш муаммосидир.

Замонавий математик усуллар ва электрон ҳисоблаш техникасининг ривожланиши юқорида кўрсатиб ўтилган қатор муаммоларни ҳал этишга имкон берди, бирж усулларни янада такомиллаштириш, замонавий математикани машина ва механизмлар назариясига янада яқинлаштириш йўлида яна жуда кўп ишлар қилиниши зарур.

Машиналардаги бўғинлар эластиклигини ҳисобга олиш мураккаб кинематик занжирлардаги тебраниш ҳодисаларини, бўғинлар ва кинематик жуфтликларга тушувчи юкларни аниқлашга, резонансдан сақланиш, вужудга келувчи тебранишларни тинчлантириш юзасидан тавсиялар беришга, механизмнинг берилган ҳаракат қонунларини аниқлаш масалаларини ечишга имкон берди. Тезюрар машиналарнинг яратилиши муносабати билан автоматик мувозанатлаш усуллари янада ривожлантирилади.

Кейинги ўн йил ичида *фазовий механизмлар назариясига*, жумладан, уларнинг динамикасига қизиқиш ортди, чунки бундай механизмлар, хусусан, робот ва манипуляторларни жорий этишга, космик объектларни туташтиришга доир масалаларда тобора кўп қўлланилаётир. Ушбу соҳада бир неча эркинлик даражасига эга бўлган фазовий механизмлар ҳаракатини тавсифлаш, уларни кучга текшириш усуллари ишлаб чиқилди, бу системаларнинг мувозанатланиши ва тебранишга доир масалалар ҳал қилинди.

Одатдагидек, *машина ва механизмлар назариясининг муҳим вазифаси турли машина ҳамда механизмлар хусусиятларини тадқиқ этишнинг тажриба усулларини ривожлантириш бўлади.* Бунда ав-

томатик ишлайдиган машиналар системаларини корхонанинг шароитида тажриба йўли билан текшириш алоҳида аҳамият касб этади. Бунда тажриба натижасида олинган маълумотлар автоматик қайд этилади ва ЭҲМ да қайта ишланади. Динамик тадқиқотларга мўлжалланган аппаратлар келгусида албатта янада такомиллаштирилади, чунки автоматлаштириш вазифалари ва тадқиқот объектлари ҳисобланган замонавий машиналарда қисқа вақтда содир бўладиган жараёнларнинг ўзига хос томонлари шуни тақозо этади. Замонавий динамик тадқиқотларнинг ўзига хос хусусияти уларнинг комплекс тарздалигидир. Улар объектларнинг ўзида ҳам (лаборатория, ишлаб чиқариш ва фойдаланиш шароитларида), ЭҲМдан фойдаланган ҳолда математик моделлаш усуллари ёрдамида ҳам ўтказилаверади. Тажрибаларни олинадиган маълумотларнинг талаб қилинадиган даражада аниқ бўлишини таъминлайдиган планлаштириш усуллари ривож топди.

Тажрибавий динамиканинг ривожлантирилиши саноатда ишлатиладиган автоматик ускуналарни назорат қилиш ва уларга диагноз қўйиш усулларини ишлаб чиқиш ва такомиллаштириш учун шароит ҳозирлади. Машина-автоматлар, саноат роботлари ва манипуляторлари, двигателлар, учиш аппаратларига техник диагноз қўйиш усулларини ишлаб чиқиш механизмнинг ишга яроқлилигини ва айни вақтда унинг носозлиги аломатларини аниқлайдиган холис сифат кўрсаткичларини ажратиб кўрсатишга асосланган.

Бу... ЛП
БИБЛИОТЕКА
№ 411495

БИРИНЧИ БЎЛИМ

МЕХАНИЗМЛАР, МАШИНАЛАРНИНГ ВА МАШИНАЛАР СИСТЕМАСИНИНГ КИНЕМАТИК ВА ДИНАМИК ХУСУСИЯТЛАРИНИ АНИҚЛАШНИНГ УМУМИЙ УСУЛЛАРИ

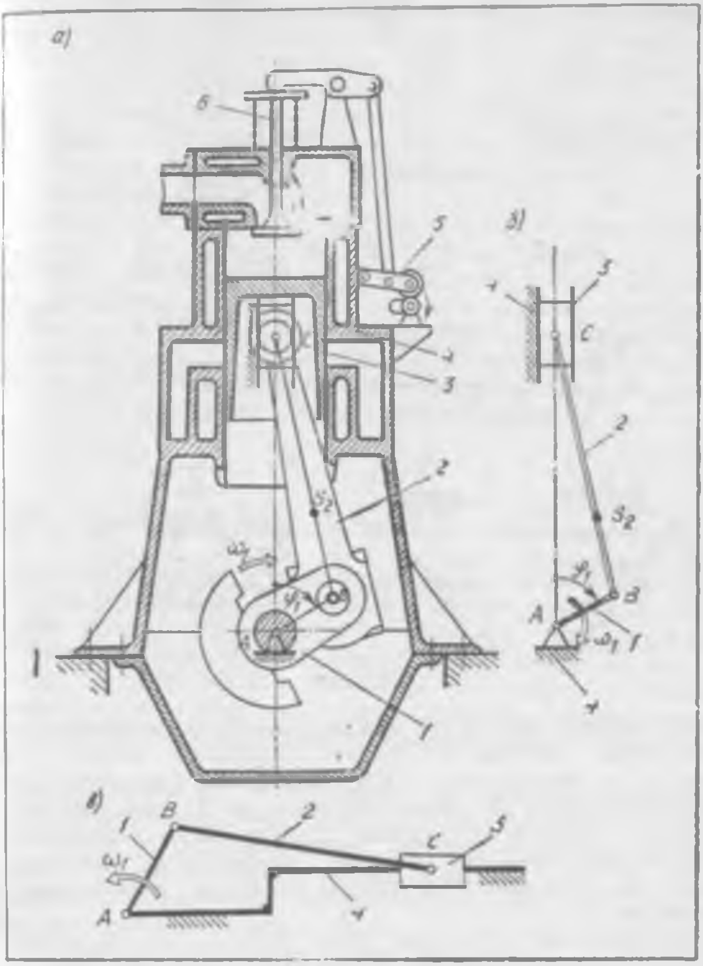
2-боб

МЕХАНИЗМЛАРНИНГ ТУЗИЛИШИ

Механизм қаттиқ жисмлар системасидир. Шу сабабли механизмлар энг содда кўринишдан тортиб анчагина мураккаб ва ҳар хил тузилишга (структурага) эга бўлади. Механизмларнинг амалга оширадиган ҳаракат турлари, уларни ўзгартириш усуллари, эркинлик даражаларининг сони каби асосий хусусиятлари уларнинг тузилиши билан белгиланади. Механизмни ҳосил қилиш, яъни унинг алоҳида қисмларини ягона системага бирлаштириш учун боғламалар (бириктирувчи қисмлар) қўлланилади. Механизм тузишда бу боғламаларнинг тўғри тақсимланиши унинг ишончли ишлашига катта таъсир қилади. Шу сабабли, лойиҳалашда кўпгина турли-туман механизмлардан энг мосини танлаш ва унинг асосий таркибий элементларини тўғри танлаш зарур. Бунинг учун эса, даставвал, замонавий механизмларнинг асосий турларини, уларнинг тузилиш хусусиятларини ҳамда тузилиш қонуниятларини билиш зарур.

2.1-§. Асосий таърифлар

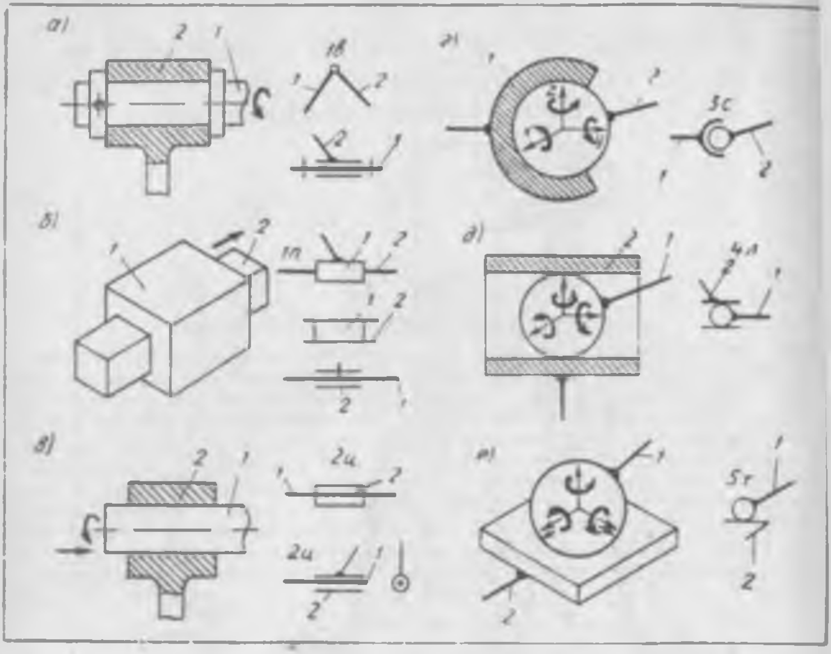
Механизмни ташкил қиладиган қаттиқ жисмлар б ў ғ и н л а р (з в е н о л а р) дейилади. Бунда мутлақо қаттиқ жисмлар ҳам, деформацияланадиган ҳамда эгилувчан жисмлар ҳам назарда тутилади. Механизмлар назариясида суюқлик ва газлар бўғинлар ҳисобланмайди. Бўғин ё ягона деталдан, ёки битта кинематик ўзгармас системага бирлаштирилган бир қанча деталлардан иборат бўлиши мумкин. Бўғинлар конструктив аломатларига кўра (тирсакли вал, шатун, поршень, тишли ғилдирак ва ҳоказо) ҳамда ҳаракатланиш турига кўра фарқ қилади. Масалан, қўзғалмас ўқ атрофида тўла айланадиган бўғин кривошип деб, тўла айланмайдигани коромисло деб, тўғри чизиқли илгарилама ҳаракатланадигани эса ползун деб аталади ва ҳоказо. Механизмнинг ҳаракатланмайдиган бўғини қисқа қилиб стойка дейилади. Транспорт машиналари, хусусан, учиш аппаратлари учун стойканинг қўзғалмаслиги тушунчаси шартлидир, негаки бу ҳолларда стойканинг ўзи ҳаракатда бўлади. Масалан, 2.1-расм, *а* да энергетик машина — ички ёнув двигатели (ИЁД) тасвирланган бўлиб, унда поршень *3* (ҳаракатланиш хусусиятига кўра — ползун) нинг цилиндр *4* ичидаги газ босими таъсирида илгарилама ҳаракати (қўзғалмас бўғин — стойка) шатун *2* ёрдамида маълум юк (қаршилик кучлари моменти) тушаётган тирсакли вал (кривошип) *1* нинг айланма ҳаракатига ўзгартирилади. 2.1-расм, *б* да ИЁД нинг тузилиш схемаси тасвирланган.



2.1- расм

Кинематик жуфтлик (қисқача — жуфтлик) деб, иккита ўзаро уринувчи бўғиннинг қўзғалувчан бирикмасига айтилади (2.2- расм). Ҳар икки бўғиннинг ўзаро уринувчи юзалари, чизиқлари ва нуқталари биргаликда жуфтликнинг элементлари дейилади. Жуфтликнинг элементлари доимо ўзаро уринган ҳолатда бўлиши учун жуфтлик геометрик тарзда (бўғинларнинг шакли ҳисобига) ёки куч (оғирлик кучи, пружина, суюқлик ёки газнинг босим кучи ва ҳоказо) таъсирида туташтирилган бўлиши керак.

Кинематик жуфтлик машиналарнинг ишга яроқлилигини ва ишончли ишлашини кўп жиҳатдан таъминлайди, чунки улар орқали бир бўғиндан бошқасига кучлар узатилади; нисбий ҳаракат натижасида кинема-



2.2- расм

тик жуфтликларда ишқаланиш вужудга келади, жуфтликнинг элементлари зўриқиш ҳолатида ва ейилиш жараёнида бўлади. Масалан, 2.1-расм, *а* да тасвирланган ИЁД механизми ишлаганида цилиндр гильзаси ва поршень ҳалқалари, тирсакли вал *1* нинг ўзак бўйни *А* ҳамда шатун бўйни *В* ва бошқалар ейилади. Шу сабабли кинематик жуфтлик турини, геометрик шаклини, ўлчамларини, конструкцион ва мойловчи материалларни тўғри танлаш машинани лойиҳалашда катта аҳамиятга эга.

Ўзаро кинематик жуфтликни ҳосил қилувчи бўғинлар системаси к и н е м а т и к занжир дейилади. Кинематик занжирлар ёпиқ ва очиқ кўринишда бўлади. Ёпиқ кинематик занжирда ҳар бир бўғин камида иккита кинематик жуфтликка киради, очиқ кинематик занжирда эса фақат битта кинематик жуфтликка кирувчи бўғинлар бўлади. «Кинематик занжир» атамасидан фойдаланган ҳолда механизмга шундай таъриф бериш мумкин: м е х а н и з м — таркибига қўзғалмас бўғин (стойка) кирувчи ва эркинлик даражалари сони занжирнинг стойкага нисбатан ҳолатини белгилайдиган умумлашган координаталар сонига тенг бўлган кинематик занжирдир. Масалан, эркинлик даражаси бирга тенг бўлган ($W = 1$) ИЁД кривошип-ползунли механизмининг схемасида (2.1-расм, *б*) механизмнинг бўғин *1* нинг бурчак координатаси φ_1 кўринишидаги битта умумлашган координатаси тасвирланган; ҳосила $\dot{\varphi}_1 = \omega_1$ — бўғин *1* бурчак тезлиги.

Қўзғалмас бўғин схемада штрихлар билан тасвирланади. Механизмларда чиқиш ва кириш бўғинлари бўлади. Механизм мўлжалланган ҳаракатни содир қилувчи бўғин **чиқиш бўғини** дейилади. **Кириш бўғини** шундай бўғинки, унга бериладиган ҳаракатни механизм чиқиш бўғинининг талаб қилинган ҳаракатига айлантиради. Кириш бўғинларининг сони одатда механизмнинг эркинлик даражалари сонига, яъни унинг умумлашган координаталари сонига тенг бўлади; бироқ тенг бўлмаслиги ҳам мумкин.

Механизмни чизмада тасвирлашда унинг **тузилиш** (принципиал) схемаси ва **кинематик** схемаси фарқ қилинади. Тузилиш (структура) схемасида бўғин ва жуфтликларнинг шартли белгилари қўлланилади (бўғинлар ўлчамлари кўрсатилмайди); кинематик схемада кинематик ҳисоблаш учун зарур бўладиган ўлчамлар кўрсатилади. Схемаларда бўғинлар рақамлар билан, жуфтликлар ва бўғинларнинг турли нуқталари эса ҳарфлар билан белгиланади; масалан, 2.1-расм, *б* да айланма бўғин *1-4 A* билан, шатун *2* нинг нуқтаси (массалар маркази) S_2 билан белгиланган.

2.2-§. Кинематик жуфтликлар таснифи (классификацияси)

Кинематик жуфтликлар бўғинларининг ўзаро уриниш тарзи бўйича (Реле бўйича) фарқ қилади. Агар бўғинлар элементлари фақат юзалари орқали ўзаро уринса, **қуйи жуфтлик** деб, фақат чизиқ ёки нуқта бўйича уринса, **олий жуфтлик** дейилади. Бунда чизиқ ёки нуқта орқали уриниш дастлабки уриниш (бўғинлар куч таъсирисиз уринганда) деб тушунилади. Олий жуфтликни ҳосил қилувчи бўғинлар эса куч таъсирида уриниш изи деб аталувчи қандайдир ҳақиқий юзаси орқали уринади.

Кинематик жуфтликлар бўғинларининг нисбий ҳаракатидаги (жуфтликнинг қўзғалувчанлиги) **эркинлик даражалари** сони H бўйича ҳамда бир бўғиннинг иккинчи бўғинга нисбатан ҳаракатида жуфтлик вужудга келтирадиган боғланиш (чеклаш) шартлари сони S бўйича (И. И. Артоболевский бўйича) тавсифланади [1]. Бунда ҳамма боғламалар кинематик жуфтликка кирувчи бўғин нуқталарининг координаталаригагина чеклашни (жуфтликнинг нисбий ҳаракатида) вужудга келтирувчи геометрик боғламалар деб фараз қилинади.

Фазодаги эркин жисм учун эркинлик даражалари сони олтита бўлганлиги учун H ва S катталиклар ўзаро қуйидаги муносабат орқали боғланади: $H = 6 - S$, бунда $S = 1$, 2, 3, 4 ёки 5 бўлиши мумкин. $S = 0$ да жуфтлик бўлмайди, яъни иккита жисм бир-биридан мустақил ҳаракатланади; $S = 6$ бўлганда кинематик жуфтлик деталларнинг бикр бирикмасига, яъни битта бўғинга айланади. S нинг қийматига кўра кинематик жуфтликнинг қайси синфга мансублиги аниқланади: қўзғалувчанлиги битта (V синф, $H = 1$, $S = 5$), иккита (IV синф, $H = 2$, $S = 4$), учта (III синф, $H = 3$, $S = 3$), тўртта (II синф, $H = 4$, $S = 2$), бешта бўлган (I синф, $H = 5$, $S = 1$) жуфтликлар фарқ қилинади. Қуйида кинематик жуфтликларга, уларнинг тузилиш схемаларида шартли тасвирланиши ва белгиланишига бир неча мисол келтирилган.

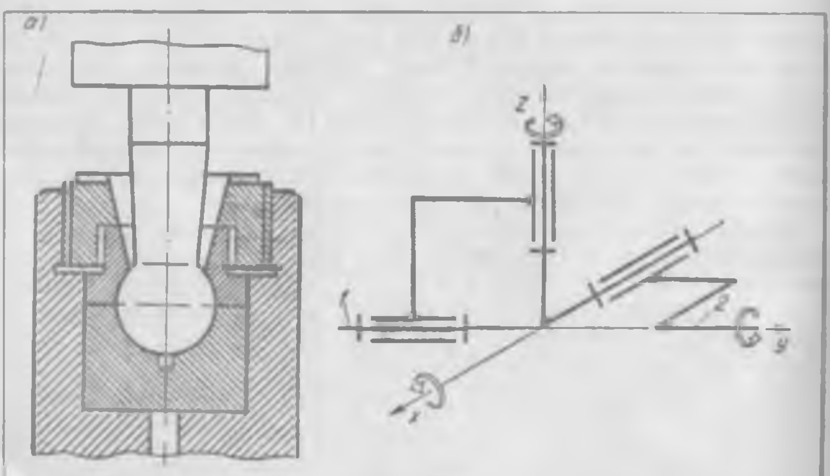
Айланма жуфтлик (2.2-расм, *а*) — қўзғалувчанлиги битта бўлган жуфтлик (шартли белгиланиши 1 *в*); бўғинлари ўз ўқи атрофида фақат нисбий айланма ҳаракат қилади (стрелка билан кўрсатилган); бўғинлар *1*, *2* цилиндрсимон юзаси орқали ўзаро урннади; демак, бу геометрик ёпиқ тарздаги қуйи жуфтликдир. Мураккаброқ конструкция — шарикли подшипник ҳам ана шундай кинематик жуфтлик ролини ўйнайди.

Илгарилама жуфтлик (2.2-расм, *б*) — қўзғалувчанлиги битта бўлган (шартли белгиланиши 1 *п*), бўғинлари фақат тўғри чизиқли нисбий илгарилама ҳаракат қиладиган геометрик ёпиқ тарздаги қуйи кинематик жуфтлик.

Цилиндрсимон жуфтлик (2.2-расм, *в*) — қўзғалувчанлиги иккита бўлган (2 *ц*), бўғинлари мустақил равишда айланма ва тўғри чизиқли илгарилама нисбий ҳаракатлар қиладиган, геометрик ёпиқ тарздаги қуйи кинематик жуфтлик.

Сферик жуфтлик (2.2-расм, *г*) — қўзғалувчанлиги учта бўлган (3 *с*), бўғинлари *x*, *y*, *z* ўқлари атрофида мустақил равишда уч марта нисбий айлана оладиган, геометрик ёпиқ тарздаги қуйи жуфтлик. 2.3-расм, *а* да прессларда қўлланиладиган сферик жуфтлик конструкциясига мисол келтирилган. Баъзи механизмларда (саноат роботлари ва манипуляторларида) бўғинлар *1* ва *2* орасидаги шарсимон шарнир ўрнида иккита қўшимча бўғинли ва учта айланма жуфтликли кинематик боғланиш қўлланилади (2.3-расм, *б*).

Қўзғалувчанлиги тўртта ва бешта бўлган жуфтликлар ҳамда уларнинг шартли белгиланишига (4 *л* ва 5 *т*) мисоллар 2.2-расм, *д*, *е* да келтирилган. Бўғинларнинг мустақил нисбий ҳаракатлари (айланма ва илгарилама) стрелкалар билан кўрсатилган. Булар олий жуфтликлардир, чунки бўғинларнинг элементлари чизиқ бўйича (цилиндр ичидаги



2.3- расм

шар) ва нуқта бўйича (текисликдаги шар) ўзаро уринади. 4 *л* жуфтлиги геометрик ёпиқ жуфтлик бўлса, 5 *т* жуфтлиги куч таъсирида туташувчи жуфтликдир.

Қуйи кинематик жуфтликларнинг олий кинематик жуфтликларга нисбатан афзалликларидан бири уларнинг катта кучларни узатиш имкониятига эгалигидир, чунки қуйи жуфтликларда уринувчи бўғинларнинг тегиш юзаси жуда катта бўлиши мумкин. Олий жуфтликлар қўлланилганда машиналардаги ишқаланиш камаяди (шарикли подшипник бунга мисол бўлади) ва олий жуфтликни ташкил қилувчи бўғинларга аниқ бир шакл бериш йўли билан механизм чиқиш бўғинининг ҳар хил зарур ҳаракат қонунларини ҳосил қилиш мумкин.

2.3-§. Механизмларнинг турлари ва уларнинг тузилиш схемалари

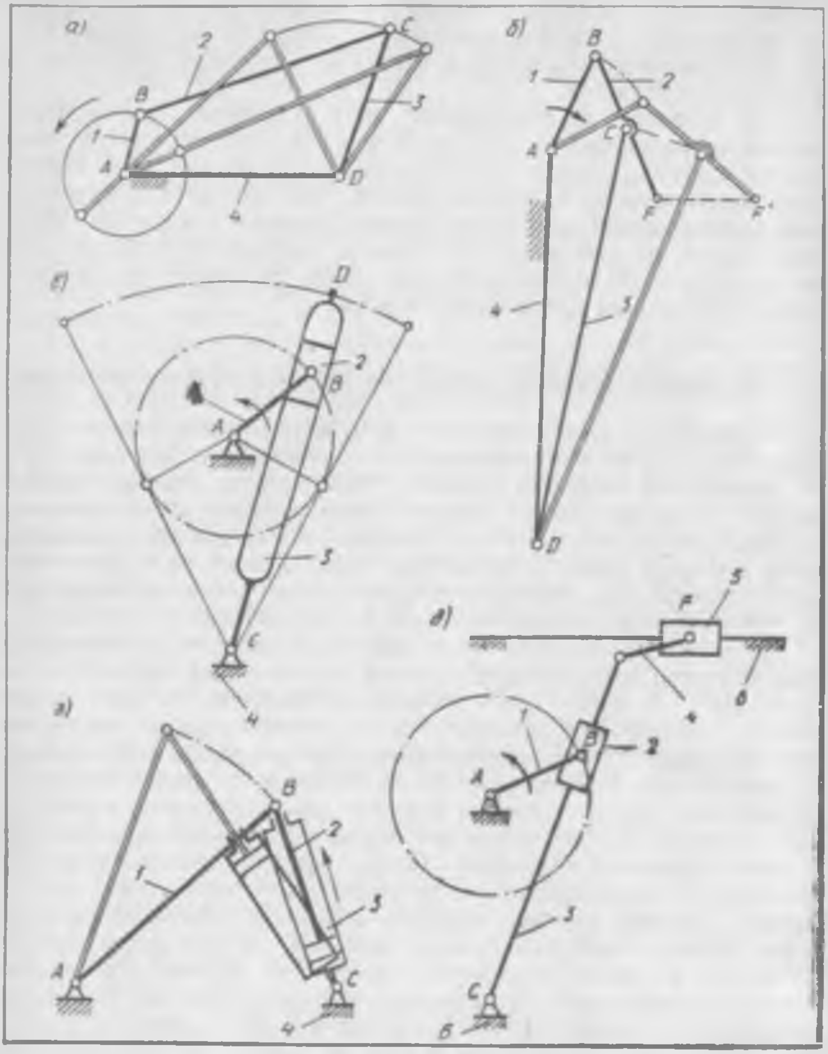
Механизмлар турли аломатларига кўра таснифланади. Биринчи навбатда улар *қуйи ва олий жуфтликли механизмларга* бўлинади; бундай механизмлар текис ёки фазовий бўлиши мумкин. Ҳамма ҳаракатланувчи нуқталари ўзаро параллел текисликларда ҳаракатланадиган механизм текис механизм дейилади. Бўғинларининг ҳаракатланувчи нуқталари текис бўлмаган траекториялар чизиб ёки ўзаро кесишувчи текисликларда жойлашувчи траекториялар чизиб ҳаракатланадиган механизмлар фазовий механизмлар дейилади.

Энг кўп тарқалган қуйи жуфтликли механизмларга пишангли, понали ва винтли механизмларни кўрсатиш мумкин; олий жуфтликли механизмларга кулачокли, тишли ғилдиракли, фрикцион, мальта ва храповикли механизмлар киради. Баъзи механизмларнинг номларида уларнинг конструктив аломатлари ҳамда кириш ва чиқиш бўғинларининг ҳаракат тарзлари ўз ифодасини топган. Масалан, «кривошип-коромислоли механизм» атамаси (термини) механизм кириш бўғинининг (кривошипнинг) узлуксиз айланма ҳаракатини чиқиш бўғинининг (коромислонинг) тебранма ҳаракатига айлантириб беради, деган маънони билдиради. Номларда баъзан механизмнинг эркинлик даражалари сони ҳисобга олинади. Масалан, «тишли редуктор» дейилганда эркинлик даражаси битта бўлган тишли ғилдиракли механизм, «тишли дифференциал» дейилганда эса эркинлик даражаси иккита (ёки бундан кўп) бўлган механизм тушунилади*. Механизмлар вазифасига қараб ҳам таснифланади, масалан, «поршенли компрессорнинг кривошип-ползунли механизми», «двигателнинг муштли механизми» ва ҳоказо. Қуйида турли машиналарда қўлланиладиган механизмларга мисоллар келтирилади.

Қуйи жуфтликли текис механизмларга мисоллар. Кривошип-ползунли механизм (2.1-расм *а* да механизмнинг конструкцияси, *б* да механизмнинг схемаси тасвирланган) энг кўп тарқалган механизмлардан бўлиб, у поршенли машиналарда (ички ёнув двигателлари, компрессорлар, насосларда), болғаловчи машиналар, пресслар ва ҳоказоларда асо-

---

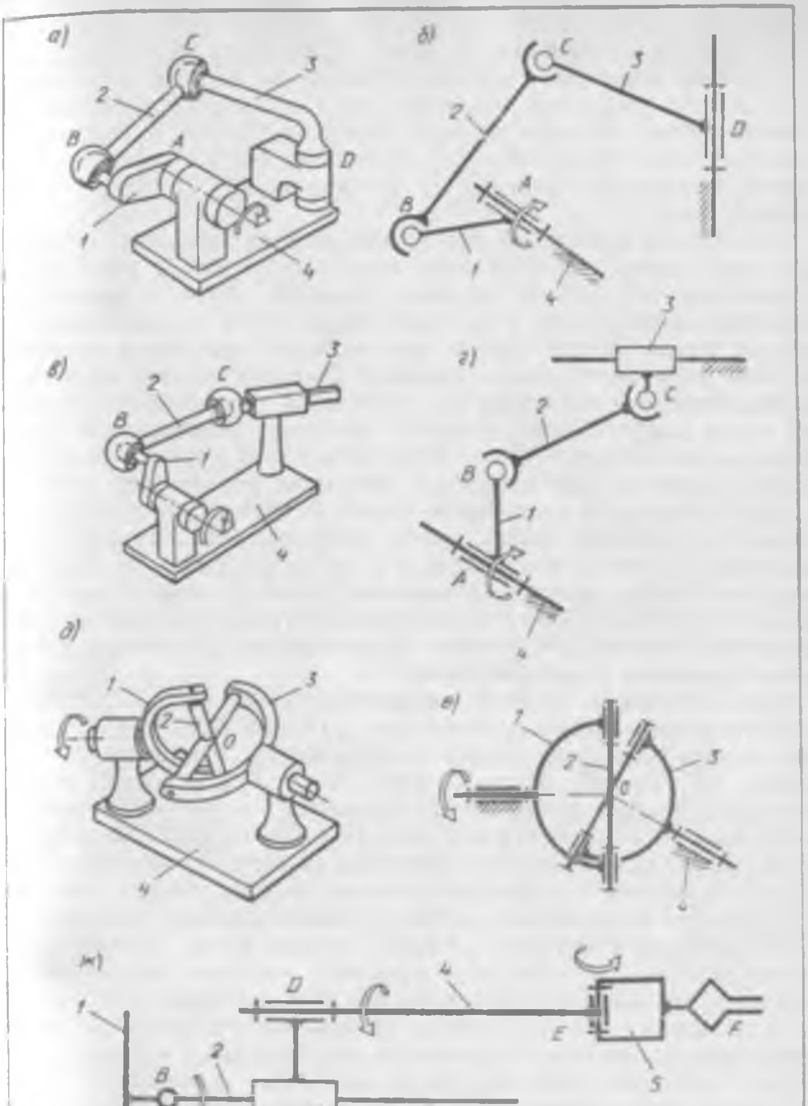
* «Механизмнинг эркинлик даражалари сони» атамаси ўрнига «механизмнинг қўзғалувчанлик даражаси» [1] ва «механизмнинг қўзғалувчанлиги» [7] атамалари ҳам ишлатилади.



2.4- расм

сий механизм ҳисобланади. 2.1- расм, да ўқда жойлашмаган (дезаксиал) кривошип-ползунли механизм схемаси тасвирланган.

Шарнирли тўрт бўғинли механизм (2.4-расм, *а*) бир турдаги айланма ҳаракатни бошқа турдагисига айлантириб бериш учун хизмат қилади ва бўғинларининг ўлчамларига кўра кривошип-коромислоли, икки кривошипли ҳамда икки коромислоли бўлиши мумкин; пресслар ва болғаловчи машиналар, тебранувчи конвейерлар, прокат станлари, илашиш муфталари, асбоблар ва ҳоказоларда қўлланилади. 2.4-расм, *а*



2.5- расм

да: бўғин *1* — кривошип, *2* — шатун, *3* — коромисло, *4* — стойка. Шарнирли тўрт бўғинли механизмдан ундаги бирор нуқта берилган траектория бўйича ҳаракатланиши лозим бўлганда ҳам фойдаланилади; масалан, 2.4-расм, *б* да портали крандаги икки коромислоли механизмнинг тузилиш схемаси тасвирланган. Кран стрелкаси *2* нинг *F* нуқтаси ўз траекториясининг иш қисмида *FF'* тўғри чизиқ бўйлаб ҳаракатланади. Ҳаракат тарзига кўра бўғинлар *1*, *3* — коромисло, *2* — шатун, *4* — стойка бўлади.

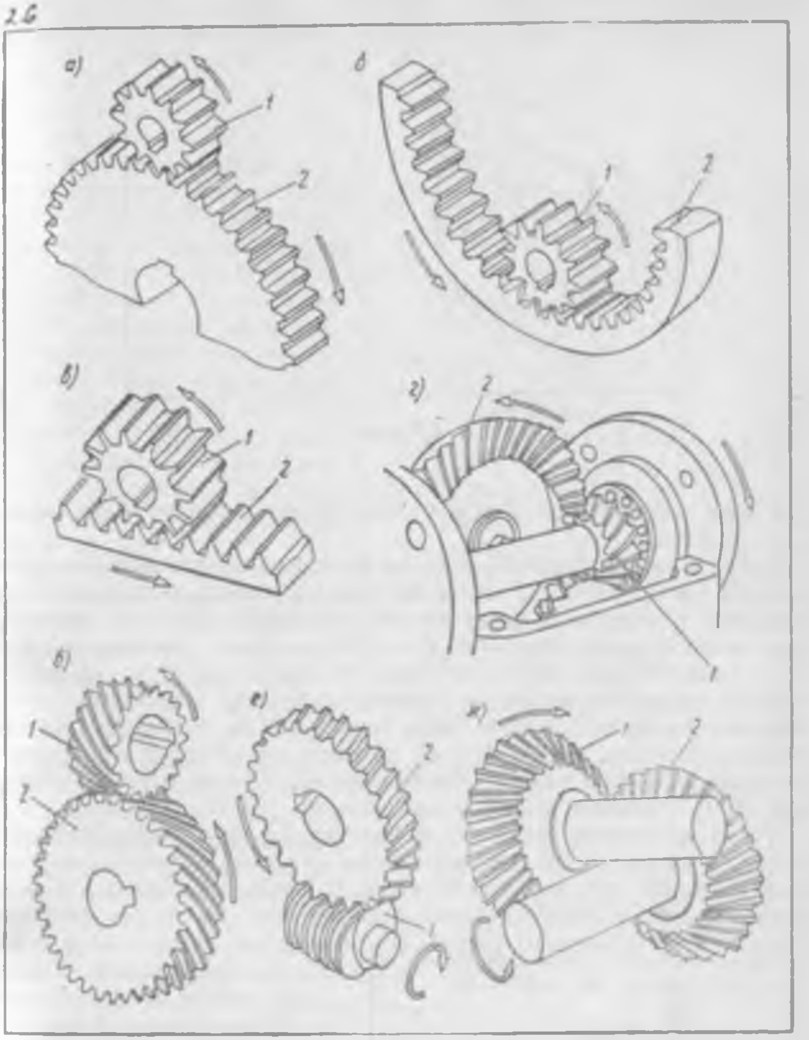
Кулисали механизм бир турдаги айланма ҳаракатни (бўғин *1* ҳаракатини) бошқа турдаги айланма ҳаракатга (2.4-расм, *в* даги бўғин *3* ҳаракатига) ёки узлуксиз айланма ҳаракатни (бўғин *1* ҳаракатини) илгарилама-қайтма ҳаракатга (2.4-расм, *д* даги бўғин *5* ҳаракатига) ўзгартириб беради. Бундай тўрт ва олти кулисали механизмлар рандалаш ва тешик ўйиш дастгоҳларида, поршенли насослар ва компрессорларда, гидроюритмалар ва асбобларда ва ҳожазоларда қўлланилади. Кулиса деб, одатда ползун *2* нинг (кулиса тошининг) ҳаракатланиши учун мўлжалланган ариқчаси бўлган бўғинга айтилади. Кулиса *3* тебранувчи, айланма ҳаракатланувчи, илгарилама ҳаракатланувчи бўлиши мумкин.

Гидроюритмаларда кулисали механизмнинг бошқа тури кенг қўлланилади. Бу механизмда тошли кулиса ўрнига поршень *2* ли цилиндр *3* ишлатилади (2.4-расм, *г*). 2.4-расм, *д* да кўндаланг рандалаш дастгоҳидаги олти бўғинли кулисали механизмнинг тузилиш схемаси келтирилган. Бу механизмда кириш бўғини (кривошип *1*) нинг узлуксиз айланма ҳаракатини бўғинлар *2*, *3*, *4* чиқиш бўғини (ползун *5*) нинг илгарилама-қайтма ҳаракатига ўзгартириб беради.

Қуйи жуфтликли фазовий механизмларга мисоллар. 2.5-расмда қуйидагилар келтирилган: *а*, *б* — тўрт бўғинли *ABCD* механизмнинг нусхаси (модели) ва схемаси (*1* — кривошип, *2* — шатун, *3* — коромисло, *4* — стойка); *в*, *г* — кривошип-ползунли *ABC* механизмнинг нусхаси ва схемаси (*1* — кривошип, *2* — шатун, *3* — ползун, *4* — стойка); *д*, *е* — универсал шарнир (Гук шарнири ёки карданли узатма) механизмининг нусхаси ва схемаси; бу механизм ўқлари ўзаро кесишувчи валлар орасида айланма ҳаракат узатиш учун хизмат қилади ва автомобиллар, дастгоҳлар, асбобларда кенг қўлланилади (кириш ва чиқиш бўғинлари *1*, *3* вилка тарзида, бўғин *2* крестовина тарзида ясалган; *4* — стойка; *О* — ўқларнинг кесишиш нуқтаси); *ж* — саноатда қўлланиладиган роботлардан бир туридаги асосий пишангли механизмнинг тузилиш схемаси; бу механизм очиқ *ABCDEF* кинематик занжирга эга (*1* — *5* — ҳаракатланувчи бўғинлар, *6* — стойка, *F* — чангал). Саноат роботлари ҳозирги вақтда йиғиш, пайвандлаш, бўяш, юклаш каби турли-туман технологик ва ёрдамчи операцияларни бажаришда кенг қўлланилмоқда.

Олий жуфтликли текис ва фазовий механизмларга мисоллар. Булардан тишли, муштли, фрикцион, мальта ва храповикли механизмлар энг кўп қўлланилади. Тишли узатмаларда ташқи (2.6-расм, *а*), ички (2.6-расм, *б*) ва рейкали (2.6-расм, *в*) илашмалар фарқ қилинади: *1* — шестерня, *2* — ғилдирак (ёки ғилдиракнинг хусусий ҳоли—рейка). Ғилдираклар ўқларининг жойлашувига кўра тишли механизмлар ўқлари параллел жойлашган—цилиндрсимон (2.6-расм, *а*, *б*), ўқлари кесишувчи—

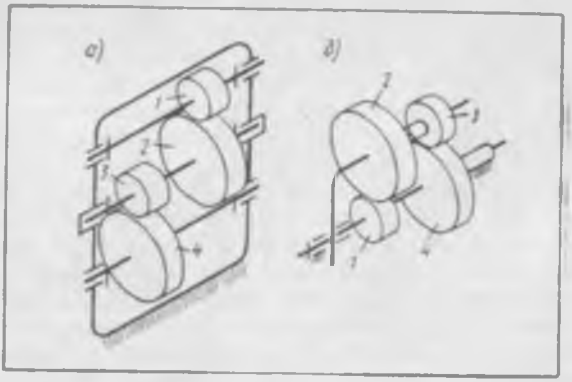
2.6



2.6- расм

конуссимон (2.6-расм, *г*), ўқлари айқаш ёки гиперболоид узатмалар бўлиши мумкин. Гиперболоид узатмаларнинг вариантларига винтли (2.6-расм, *д*), червякли (2.6-расм, *е*), гипоид (2.6-расм, *ж*) узатмалар киради [2]. Винтли узатмада бўғинлар *1*, *2* — қия тишли цилиндрсимон ғилдираклар; червякли узатмада бўғин *1* — червяк, *2* — червяк ғилдираги; гипоид узатмада бўғинлар *1*, *2* — конуссимон ғилдираклар.

Кўп бўғинли тишли узатмалар — редукторлар (2.7-расм, *а*), планетар тишли механизмлар (2.7- расм, *б*) кенг қўлланилади. Планетар редуктор таркибига ўқлари қўзғалмас бўлган ғилдираклар *1* ва *4*

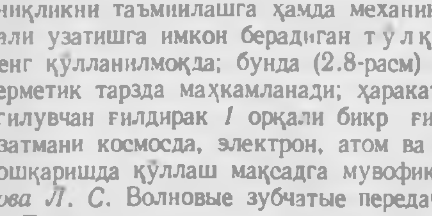


2,7- расм

гина эмас, балки ўқлари айлана бўйича ҳаракатланадиган ғилдираклар 2, 3 ҳам киради.

Кейинги вақтларда асбобларнинг ва бошқариш системаларининг қурилмаларида катта узатишлар нисбатини ҳосил қилишга, юқори кинематик аниқликни таъминлашга ҳамда механик ҳаракатни герметик девор орқали узатишга имкон берадиган т у л қ и н л и тишли узатмалар тобора кенг қўлланилмоқда; бунда (2.8-расм) эгилувчан ғилдирак *1* деворга герметик тарзда маҳкамланади; ҳаракат тўлқинлар генератори *3* дан эгилувчан ғилдирак *1* орқали бикр ғилдирак *2* га узатилади. Бундай узатмани космосда, электрон, атом ва химия саноатларида агрегатларни бошқаришда қўллаш мақсадга мувофиқдир (қ: *Куклин В. Б.*, *Шувалова Л. С.* Волновые зубчатые передачи. М., 1971).

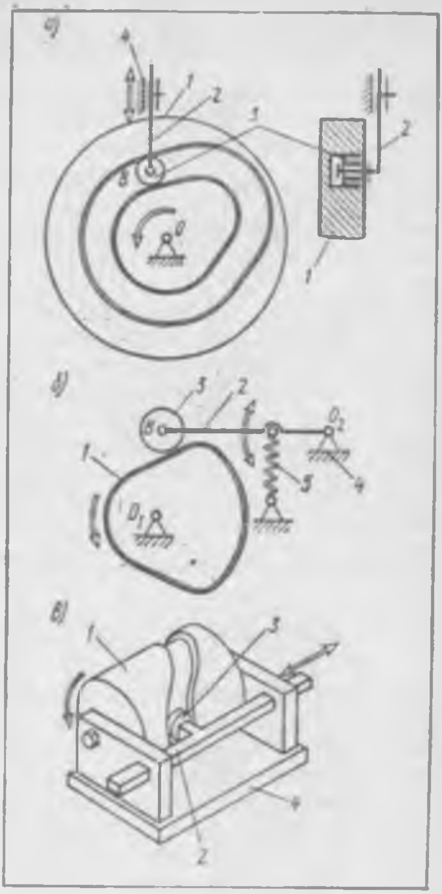
Турли машиналар, станоклар ва асбобларда кенг қўлланиладиган м у ш т л и т е к и с в а ф а з о в и й м е х а н и з м л а р д а олий жуфтликни мушт ва итаргич деб аталувчи бўғинлар (2.9-расмдаги бўғинлар *1* ва *2*) ҳосил қилади. Олий жуфтликнинг туташуви куч таъсирида (масалан, 2.9-расм, *б* да пружина *5* орқали) ёки геометрик тарзда (2.9- расмда



2,8- расм

мушт *1* ариқчасидаги итаргич *2* нинг ролиги *3* орқали) амалга ошиши мумкин. Кириш бўғини—муштнинг шакли чиқиш бўғини — итаргичнинг ҳаракат қонунини белгилайди; ролик олий жуфтликдаги сирпаниб ишқаланишни юмалаб ишқаланишга алмаштириш йўли билан механизмдаги ишқаланишни камайтириш учун хизмат қилади. 2.9-расм, *а* да кириш бўғини (мушт *1*) нинг айланма ҳаракати чиқиш бўғини (итаргич *2*)

нинг илгарилама ҳаракатига айлантириб берилади. 2.9-расм, *б* да тасвирланган механизмда итаргич *2* ўқ O_2 атрофида қайтма-айланма ҳаракат қилади. 2.9-расм, *в* да айланувчи цилиндрсимон мушти *1* ва илгарилама ҳаракатланувчи роликли итаргичи *2* бўлган муштли фазовий механизм нусхаси тасвирланган; олий жуфтлик геометрик тарзда туташади. 2.1-расм, *а* да чиқариш клапанини ҳаракатга келтирувчи коромислоли (тебранувчи) роликли итаргич *5* билан жиҳозланган муштли механизмнинг қўлланилишига мисол келтирилган; клапан *6* орқали дизель двигателининг цилиндри ёниш маҳсулларидан тозаланади.

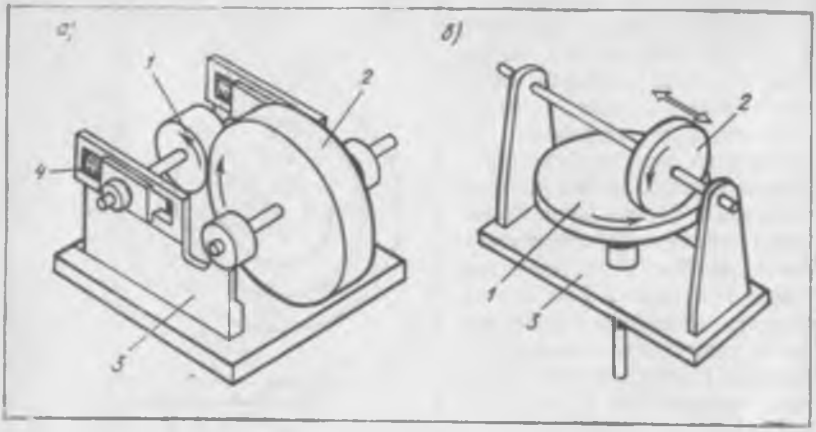


2.9- расм

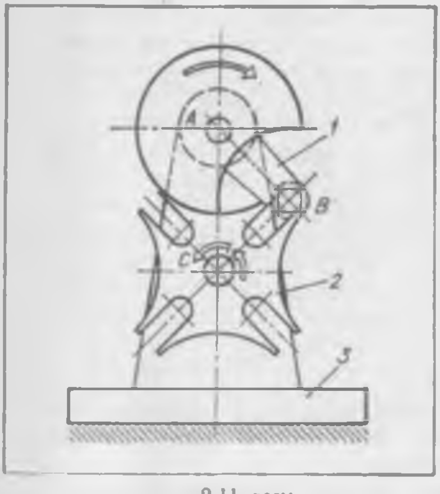
Фрикцион механизмларда айланма ҳаракат олий жуфтликни ҳосил қилувчи бўғинлар орасида вужудга келувчи ишқаланиш орқали узатилади. Содда фрикцион механизм (2.10-расм, *а*) иккита айланувчи думалоқ цилиндр *1* ва *2* ҳамда стойка *3* дан ташкил топади. Олий жуфтлик пружиналар *4* кучи таъсирида туташади. Фрикцион механизмлар босқичсиз узатмаларда ҳам қўлланилади (2.10- расм, *б*). Диск *1* ўзгармас бурчак тезлик билан айланаётганида ғилдирак *2* ни ўз ўқи бўйлаб силжитиш орқали унинг бурчак тезлигини ва ҳатто айланиш йўналишини бир текис ўзгартириш мумкин.

Мальта механизми (2.11-расм) кириш бўғини — кривошип *1* нинг узлуксиз ҳаракатини чиқиш бўғини — хоч (крест) *2* нинг узлукли (тўхтаб-тўхтаб айланувчи) ҳаракатига ўзгартириб беради. Механизм стойка *3* дан ҳамда кривошип тиши *B* ва хоч ариқчаси ҳосил қилувчи олий жуфтликдан тузилган.

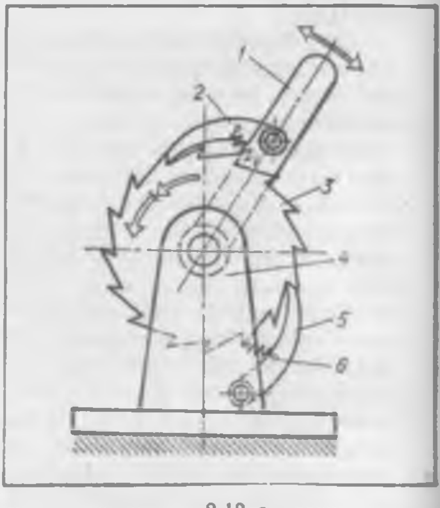
Етакчи собачкали ва стойка *4* ли **храповикли (тўсқичли) механизм** (2.12-расм) собачка *2* билан жиҳозланган коромисло *1* нинг қайтма-айланма ҳаракатини храповик ғилдираги *3* нинг узлукли айланма (фақат бир йўналишдаги) ҳаракатига ўзгартиради. Пружина *6* ли собачка *5* ғилдиракнинг тескари томонга айланишига йўл қўймайди. Бунда олий жуфтликни собачка ва храповик ғилдираги ҳосил қилади.



2.10- расм



2.11- расм



2.12- расм

Механизмнинг кириш бўғини қайтма-илгарнлама ҳаракатланувчи бўлиши ҳам мумкин. Мальта ва храповикли механизмлар станоклар ва асбобларда кенг қўлланилади.

Юқорида кўриб чиқилган механизмлар энг кўп учрайдиганларидир. Кўпгина механизмларнинг тавсифи махсус справочникларда келтирилади (қ: *Артоболевский И. И.* Механизмы. 4 томли. М., 1947 — 1951; *Кожевников С. Н. ва бошқалар.* Механизмы. Справочник қўлланма. М., 1976).

2.4-§. Механизмларнинг тузилиш формулалари

Турли-туман механизмлар тузилишида (структурасида) механизмнинг эркинлик даражалари сони W ни ундаги бўғинлар сони ва кинематик жуфтликлар сони ҳамда турлари билан боғлайдиган умумий қонуниятлар мавжуд. Ушбу қонуниятлар механизмларнинг тузилиш формулалари деб юритилади.

Ҳозирги вақтда фазовий механизмларнинг тузилишини (структурасини) текширишда Малишев формуласи энг кўп қўлланилади. Унинг хулосаси қуйидагича чиқарилади.

m та бўғиндан таркиб топган (бу ҳисобга стойка ҳам киради) механизмда p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 — қўзғалувчанлиги бир, икки, уч, тўрт, бешта бўлган кинематик жуфтликлар сони бўлсин. Қўзғалувчан бўғинлар сонини $n = m - 1$ билан белгилаймиз. Агар ҳамма қўзғалувчан бўғинлар эркин жисмлар бўлганида эди, эркинлик даражаларининг умумий сони $6n$ га тенг бўларди. Бироқ битта қўзғалувчанликка эга бўлган V синфдаги ҳар бир жуфтлик жуфтликни ҳосил қилувчи бўғинларнинг нисбий ҳаракатига 5 та боғлама, икки қўзғалувчанликка эга бўлган IV синфдаги ҳар бир жуфтлик эса 4 та боғлама қўяди ва ҳоказо. Бинобарин, 6 тага тенг бўлган эркинлик даражаларининг умумий сони қуйидаги қийматга камаяди:

$$\sum_{i=1}^{i=5} (6 - i)\, p_i = 5\,p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5,$$

бунда: $i = H$ — кинематик жуфтликнинг қўзғалувчанлиги; p_i — қўзғалувчанлиги i га тенг бўлган жуфтликлар сони. Қўйилган боғламаларнинг умумий сонига қандайдир ортиқча (такрорланувчи) боғламалар сони q ҳам кириши мумкин. Ортиқча боғламалар бошқа боғламаларнинг ўрнини босади, бунда улар механизмнинг қўзғалувчанлигини камайтирмайди, фақат уни статик ноаниқ системага айлантиради [7]. Шу сабабли фазовий механизмнинг эркинлик даражалари сони ҳаракатланувчи кинематик занжирининг стойкага нисбатан эркинлик даражалари сонига тенг бўлиб, Малишевнинг қуйидаги формуласига асосан аниқланади:

$$W = 6n - (5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5 - q),$$

ёки қисқача ифодаланганда

$$W = 6n - [\sum_{i=1}^{i=5} (6 - i)\; p_i - q\,]; \tag{2.1}$$

$q = 0$ бўлганда механизм статик аниқ система, $q > 0$ бўлганда эса статик ноаниқ система бўлади*.

Умумий ҳолда (2.1) тенгламанинг ечими қийин, чунки W ва q номаълум; масалани ечишнинг мавжуд усуллари мураккаб бўлиб, ушбу дарсликда кўриб чиқилмайди. Бироқ W механизмнинг умумлашган координаталари сонига тенг бўлган хусусий ҳолда W геометрик мулоҳа-

---

* (2.1) формуланинг кинематик жуфтликлар синфи қўлланиб тузилган варианти ҳам бор: $S = 6 - H$ [3, 7].

заларга кўра аниқланган бўлса, ушбу формуладан ортиқча боғламалар сонини топиш мумкин (қ.: *Решетов Л. Н.* Конструирование рациональных механизмов. М., 1972):

$$q = W - 6n + \sum_{i=1}^{i=5} (6 - i)\, p_i \tag{2.2}$$

ҳамда механизмнинг статик аниқлиги масаласини ечиш мумкин ёки механизмнинг статик аниқлиги маълум бўлса, W ни топиш (ёки текшириш) мумкин.

Шуни айтиб ўтиш муҳимки, тузилиш формулаларига бўғинлар ўлчамлари кирмайди, шу сабабли механизмлар тузилишини таҳлил қилганда уларнинг ўлчамларини истаганча (маълум чегара доирасида) олиш мумкин. Агар ортиқча боғламалар бўлмаса ($q=0$), механизмни йиғишда бўғинлар деформацияланмайди, улар гўё ўз-ўзидан ўрнашади. Шунинг учун бундай механизмлар ўз-ўзидан ўрнашувчи механизмлар дейилади [7]. Агар ортиқча боғламалар бўлса ($q>0$), у ҳолда механизмни йиғиш ва бўғинларини ҳаракатга келтиришда бўғинлари деформацияланади.

Ортиқча боғламаларга эга бўлмаган текис механизмларга мўлжалланган тузилиш формуласи П. Л. Чебишев формуласи деб юритилади. У бу формулани эркинлик даражаси битта бўлган ҳамда айланма кинематик жуфтликлари бўлган пишангли механизмлар учун биринчи марта 1869 йилда таклиф этган. Ҳозирги даврда Чебишев формуласи ҳар қандай текис механизмга татбиқ қилинади ва ортиқча боғламаларни ҳисобга олган ҳолда қуйидагича келтириб чиқарилади.

m та бўғинга эга бўлган (стойка ҳам шу ҳисобда) механизмда $n=m-1$ — қўзғалувчан бўғинлар сони, $p_қ$ — қуйи жуфтликлар сони, $p_о$ — олий жуфтликлар сони бўлсин. Ҳамма ҳаракатланувчи бўғинлар текис ҳаракат қиладиган эркин жисмлар бўлганида эди, эркинлик даражаларининг умумий сони $3n$ га тенг бўларди. Аммо ҳар бир қуйи жуфтлик жуфтликни ҳосил қилувчи бўғинларнинг нисбий ҳаракатига иккита боғлама қўйиб, битта эркинлик даражасини қолдиради, ҳар бир олий жуфтлик эса битта боғлама қўйиб, иккита эркинлик даражасини қолдиради.

Қўйилган боғламалар сонига қандайдир ортиқча (такрорланувчи) боғламалар сони $q_т$ кириши мумкин. Бу ортиқча боғламалар йўқотилгани билан механизмнинг қўзғалувчанлиги ошмайди. Бинобарин, текис механизмнинг эркинлик даражалари сони, яъни ундаги ҳаракатланувчи кинематик занжирнинг стойкага нисбатан эркинлик даражалари сони қуйидаги Чебишев формуласига асосан аниқланади:

$$W_т = 3n - (2p_қ + p_о - q_т). \tag{2.3}$$

Агар $W_т$ маълум бўлса, бу формуладан ортиқча боғламалар сонини аниқлаш мумкин:

$$q_т = W_т - 3n + 2p_қ + p_о. \tag{2.4}$$

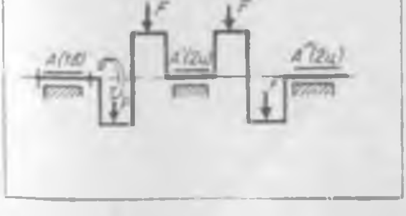
«т» индекси, гап идеал текис механизм устида, тўғрироғи, унинг текис схемаси устида бораётганлигини билдиради, чунки текис механизмни тайёрлаш жараёнида йўл қўйилган хатолар эвазига у маълум даражада фазовий механизм бўлиб қолади.

(2.1) — (2.4) формулалар ёрдамида мавжуд механизмларнинг тузилиши таҳлил қилинади ҳамда янги механизмларнинг тузилиш схемалари синтез қилинади.

2.5-§. Механизмларнинг тузилишини таҳлил ва синтез қилиш. Машиналарнинг ишга яроқлилигига ва ишончлилигига ортиқча боғламаларнинг таъсири

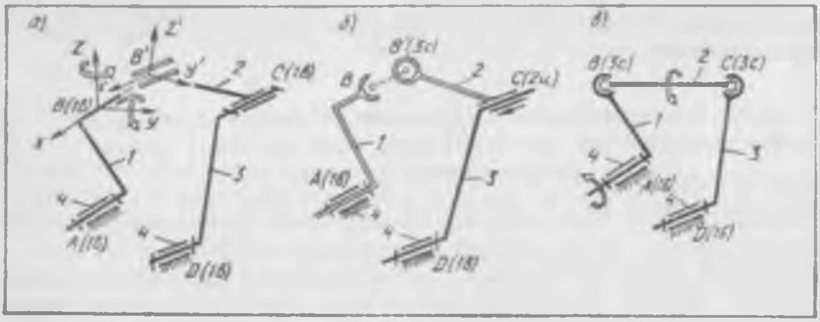
Юқорида айтиб ўтилганидек, бўғинларининг ўлчамлари ихтиёрий бўлганда ортиқча боғламали механизмни ($q > 0$) бўғинларни деформацияламасдан йиғиб бўлмайди. Шу сабабли бундай механизмлар юқори даражада аниқлик билан тайёрланиши шарт. Акс ҳолда йиғиш жараёнида механизм бўғинлари деформацияланади, бу эса кинематик жуфтликлар ва бўғинларнинг анча катта қўшимча кучлар (механизм узатиши лозим бўлган асосий ташқи кучларга қўшимча равишда) таъсирида зўриқишига сабаб бўлади. Ортиқча боғламали механизм етарли аниқликда тайёрланган бўлмаса, кинематик жуфтликлардаги ишқаланиш жуда ортиб кетиши ва бўғинлари қадалиб қолиши мумкин. Шу нуқтаи назардан механизмларда ортиқча боғламалар бўлиши номақбулдир.

Бироқ, баъзи ҳолларда, айниқса, катта кучларни узатишда, системанинг зарур мустаҳкамлиги ва бикрлигини таъминлаш мақсадида статик ноаниқ механизмларни атайлаб ортиқча боғланишли қилиб лойиҳалаш ва тайёрлашга тўғри келади. Механизмнинг кинематик жуфтликларидаги ҳамда кинематик занжирларидаги ортиқча ёки қўшимча боғламаларни фарқ қила билиш лозим. Масалан (2.13-расм), тўрт цилиндрли двигателнинг тирсакли вали подшипник A билан бирга қўзғалувчанлиги битта бўлган айланма жуфтликни ҳосил қилади, бу эса битта эркинлик даражаси бўлган ($W = 1$) ушбу механизм кинематикаси нуқтаи назаридан мутлақо етарлидир. Бироқ валнинг анча узунлигини ҳамда тирсакли валга таъсир этадиган кучларнинг анча катталигини ҳисобга олган ҳолда яна иккита: A' ва A'' подшипниклар қўшишга тўғри келади, акс ҳолда мустаҳкамлиги ҳамда бикрлиги етарли бўлмаслиги натижасида система ишга яроқсиз бўлиши мумкин. Агар ушбу айланма жуфтликлар цилиндрсимон, икки қўзғалувчанликка эга бўлса, у ҳолда бешта асосий боғламалардан ташқари, $4 \cdot 2 = 8$ та қўшимча (такрорланувчи) боғлама ($q = 8$) қўйилади; бунда учала таянчнинг ўқдош бўлишини таъминлаш учун улар юқори даражада аниқ қилиб тайёрланиши зарур, акс ҳолда вал кучли деформацияланади ва вал ҳамда подшипник материалларида йўл қўйиб бўлмайдиган даражада катта зўриқишлар вужудга келиши мумкин.



2.13-расм

Механизмнинг кинематик занжирларидаги ортиқча боғламалар тўғрисида шуни айтиш лозимки, машинани лойиҳалашда уларни



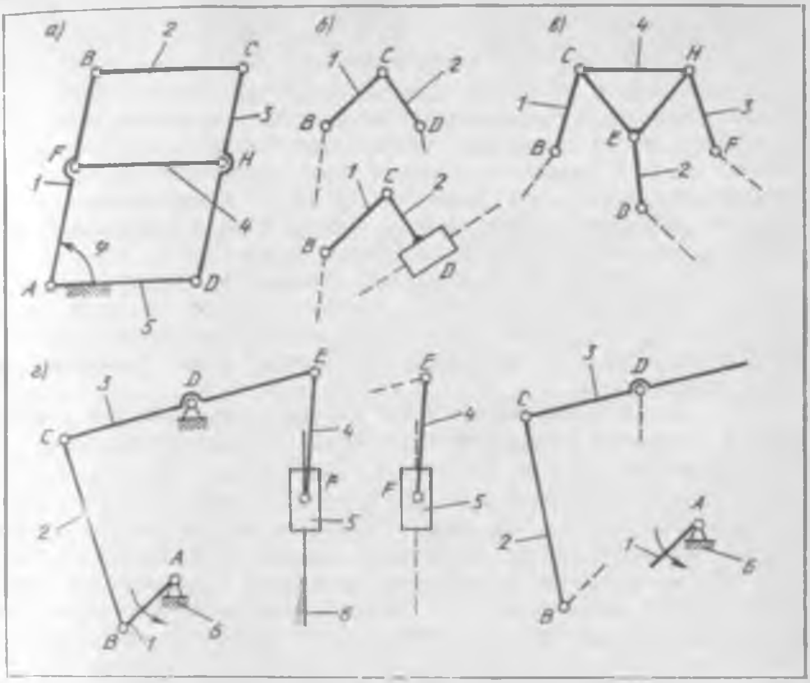
2.14- расм.

йўқотишга интилиш зарур. Агар ортиқча боғламаларни батамом йўқотиш конструкциянинг мураккаблашуви ёки бошқа бирор мулоҳаза туфайли мақсадга мувофиқ бўлмаса, у ҳолда уларни имкони борича камайтириш керак. Умуман олганда, энг мақбул ечимни зарур технологик ускуналарнинг борлигини, тайёрлаш нархини, машинанинг талаб этилган хизмат муддати, ишончлилигини ҳисобга олган ҳолда излаш лозим. Бинобарин, бу ҳар бир муайян ҳол учун оптималлаш бўйича жуда мураккаб вазифадир.

Механизмнинг кинематик занжирларидаги ортиқча боғламаларни аниқлаш ва уларни йўқотиш усулларини мисолларда кўриб чиқамиз.

Тўртта бир қўзғалувчанликдаги айланма жуфтликли, тўрт бўғинли текис механизм ($W = 1$, $n = 3$, $p_1 = 4$; 2.14-расм, *а*) ноаниқ тайёрланиши (масалан, *A* ва *D* ўқлари параллел эмаслиги) натижасида фазовий бўлиб қолган бўлсин. Кинематик занжирлар *4*, *3*, *2* ни ва алоҳида занжирлар *4*, *1* ни йиғиш қийинчилик туғдирмайди ва *B*, *B'* нуқталарни *x* ўқида жойлаштириш мумкин. Бироқ бўғинлар *1* ва *2* дан ташкил топувчи айланма жуфтлик *B* ни йиғиш учун *Bxyz* ҳамда $B'x'y'z'$ координата системаларини устма-уст тушириш лозим. Бунинг учун бўғин *2* нинг *B'* нуқтасини *x* ўқи бўйлаб чизиқ бўйича силжитиш (деформациялаш) ҳамда бўгин *2* нинг ўзини *y* ва *z* ўқлари атрофида бураб деформациялаш (стрелка билан кўрсатилгандек) зарур. Бу эса механизмда учта ортиқча боғлама борлигини билдиради ва (2.2) формула ҳам шуни тасдиқлайди: $q = 1 - 6\cdot3 + 5\cdot4 = 3$. Ушбу фазовий механизм статик аниқ бўлиши учун унинг тузилиш схемаси бошқача, масалан, 2.14-расм, *б* да тасвирланганидек бўлиши керак. Бу схемада $W = 1$, $p_1 = 2$, $p_2 = 1$, $p_3 = 1$. Бундай механизм тарангланмасдан йиғилади, чунки цилиндрсимон жуфтликдаги *C* нуқтанинг силжиши натижасида *B* ва *B'* нуқталарнинг устма-уст тушиши мумкин бўлиб қолади.

Механизмнинг иккита сферик жуфтликли ($p_1 = 2$, $p_3 = 2$) варианти ҳам бўлиши мумкин (2.14-расм, *в*); бу ҳолда механизмнинг $W_a = 1$ **асосий қўзғалувчанлигидан** ташқари, **маҳаллий қўзғалувчанлиги** $W_м = 1$, яъни шатун *2* нинг ўз *BC* ўқи атрофида айланиш имконияти пайдо бўлади; ушбу қўзғалувчанлик механизмнинг асосий ҳаракат қонунига таъсир этмайди ва ҳатто у шарнирларнинг бир текис



2.15- расм

ейилиши нуқтаи назаридан фойдали бўлиши ҳам мумкин: механизм ишлаётганда ўзгарувчан динамик зўриқишлар ва титраш ҳисобига шатун 2 ўз ўқи атрофида ўз-ўзидан айланиши мумкин. Бинобарин, $W = W_в + W_м = 2$ ва Малишев формуласи бундай механизмнинг статик аниқ эканлигини тасдиқлайди: $q = 2 - 6\cdot 3 + 5\cdot 2 + 3\cdot 2 = 0$.

Баъзан бўғинларнинг **группавий қўзғалувчанлиги** деб аталувчи ҳодисани ҳам ҳисобга олишга тўғри келади; масалан, гидроюритма механизмидаги (2.4- расм, *г*) *B* ва *C* жуфтликлар сферик бўлса, бўғинлар *2* ва *3* *BC* ўқ атрофида бирга айланиб қўшимча умумий (группавий) ҳаракатланиш имкониятига эга бўлади.

Ёпиқ бўлмаган кинематик занжирли механизмлар тарангланмасдан йиғилади, шу сабабли улар ортиқча боғламаларсиз ($q = 0$) ва статик аниқ бўлади. Бундай механизмлар учун (2.1) формуладан эркинлик даражалари сонини аниқлаш осон; масалан, саноат роботи механизми учун (2.5- расм, *ж* га қаранг) $n=5$, $p_1=5$, $W = 6\cdot 5 - 5\cdot 5 = 5$; ушбу қўзғалувчанликлар (бир-биридан мустақил ҳаракатлар) схемада стрелкалар билан кўрсатилган.

Текис схемадан аниқланадиган ортиқча боғламалар текис механизмнинг статик ноаниқлигини ($q_т > 0$ бўлганда) билдиради. Буни тасаввур этиш учун қўш параллелограммли беш бўғинли механизмни мисол тариқасида кўриб чиқамиз (2.15- расм, *а*). Бу ҳолда $W_т = 1$ (умумлашган ф

координата битта), $n=4$, $p_к=6$, $p_о=0$. Демак, Чебишев формуласига кўра $q_т=1-3\cdot4+6\cdot2=1$, яъни механизм битта ортиқча боғланишга эга бўлиб, статик ноаниқдир. Дарҳақиқат, тўрт бўғинли *ABCD* механизмни бўғинларни деформацияламаган ҳолда исталган узунликдаги (қандайдир чегара доирасида) бўғинлардан йиғиш мумкин. Аммо қўшимча тарзда қўйиладиган бўғин *4* нинг узунлигини ихтиёрий олиш мумкин эмас, йиғиш учун параллел бўғинлар узунлигининг тенглиги шартини бажаришга тўғри келади, бунинг учун эса бўғинлар юқори даражада аниқликда тайёрланган бўлиши зарур.

Шундай ҳолни айтиб ўтиш лозимки, кинематик жуфтликлардаги тирқишлар (зазорлар) жуфтликлар тузилишини таҳлил қилишда ҳисобга олингани йўқ, ваҳоланки улар кинематик жуфтликларнинг қўзғалувчанлигини оширади ва ортиқча боғламаларнинг зиёнли таъсирини бирмунча камайтиради.

Л. В. Ассур ишлаб чиққан текис пишангли механизмларни тузилиши бўйича таснифлаш мавжуд механизмларни тадқиқ қилишни ҳамда янги текис схемасида ортиқча боғламалар бўлмаган ($q_т=0$) янги механизмлар яратишни енгиллаштиради. Унинг асосий принципи шундан иборатки, механизм бир ёки бир нечта бошланғич бўғинга ҳамда стойкага группа бириктириладиган бўғинларга нисбатан қўзғалувчанлиги нолга тенг бўлган кинематик занжирларни (структура группаларини) бирлаштириш орқали ҳосил қилинади. Шундай қилиб, с т р у к т у р а г р у п п а с и шундай кинематик занжирки, унинг қўшилиши натижасида механизмнинг эркинлик даражалари сони ўзгармайди. Қисқалик учун бундан сўнг бирламчи механизм (И. И. Артоболевский бўйича I синф механизми) деган шартли атамани қабул қиламиз. Бу механизм икки бўғинли содда механизм бўлиб, қўзғалувчан бўғин ва стойкадан ташкил топади; механизмнинг бирламчи механизмлари сони унинг эркинлик даражалари сонига тенг. Ассур ишлаб чиққан структура группалари учун Чебишев таърифига ва формуласига мувофиқ ($p_{о.г}=0$, $n=n_{т.г}$ ва $q_т=0$ бўлганда) қуйидаги тенглик ўринлидир:

$$W_{п.г}=3n_{п.г}-2p_{к.г}=0, \tag{2.5}$$

бунда $W_{п.г}$ — структура (поводокли) группаларининг ўзи бириктириладиган бўғинларга нисбатан эркинлик даражалари сони; $n_{п.г}$, $p_{к.г}$ —Ассур ишлаб чиққан структура группаларининг бўғинлари ва қуйи жуфтликлари сони.

$n_{п.г}$, $p_{к.г}$ лар фақат бутун сонлар бўлиши мумкин, шунинг учун (2.5) тенгликдан уларнинг қуйидаги қийматларини оламиз: $n_{п.г}=2, 4, 6$ ва ҳоказо; $p_{к.г}=3, 6, 9$ ва ҳоказо.

Структура группаларининг тартиби бўғинларининг мавжуд механизмга боғланадиган элементлари сонига кўра белгиланади; биринчи группа бирламчи механизмга боғланади, ҳар бир кейингиси эса ҳосил бўлган механизмга боғланади, бунда группани биттагина бўғинга боғлаш мумкин эмас.

Структура группасининг синфи (И. И. Артоболевский бўйича) группанинг энг мураккаб ёпиқ контурини ҳосил қилувчи кинематик жуфтликлар сонига кўра аниқланади; масалан, 2.15-расм, *в* да шундай ёпиқ *СЕН* учбурчак-контур учта айланма жуфтликдан ташкил топган, 2.15-расм, *б* да эса ёпиқ контурнинг хусусий кўриниши — иккита жуфтликдан ташкил топган тўғри чизиқ кесмаси кўрсатилган.

Энг содда структура группаси ($n_{п.г} = 2$, $p_к = 3$) иккита бўғин ва учта жуфтликдан ташкил топади (икки поводокли группа ёки 2-тартибли II синф группаси); ташкил этувчи айланма ва илгарилама жуфтликларига кўра бундай группанинг 5 хил тури (модификацияси) бўлиши мумкин. Улардан иккитаси 2.15-расм, *б* да келтирилган. Ушбу кинематик занжир боғланиши лозим бўлган бўғинлар расмда штрих чизиқ билан кўрсатилган; улар бирламчи механизмнинг ҳаракатланувчи бўғини ва стойка бўлиши ёки боғланиб бўлган бошқа структура группаларининг бўғинлари бўлиши мумкин.

Навбатдаги мураккаброқ структура группаси ($n_{п.г} = 4$, $p_к = 6$) 3-тартибли III синф группаси ёки бўғин *4* га эга бўлган уч поводокли (тизгинли) группадир; бўғин *4* учта кинематик жуфтликка киради; бундай бўғин базис бўғин дейилади. Бундай группанинг энг соддаси (фақат айланма жуфтликлиси) 2.15-расм, *в* да тасвирланган. Хусусий ҳолда базис бўғин *4* тўғри чизиқли бўлиши, баъзи кинематик жуфтликлар эса илгарилама бўлиши мумкин.

Янада мураккаб бўлган 4-тартибли группа ($n_{п.г} = 6$, $p_к = 9$) кам ишлатилгани учун бу ерда кўриб чиқилмайди.

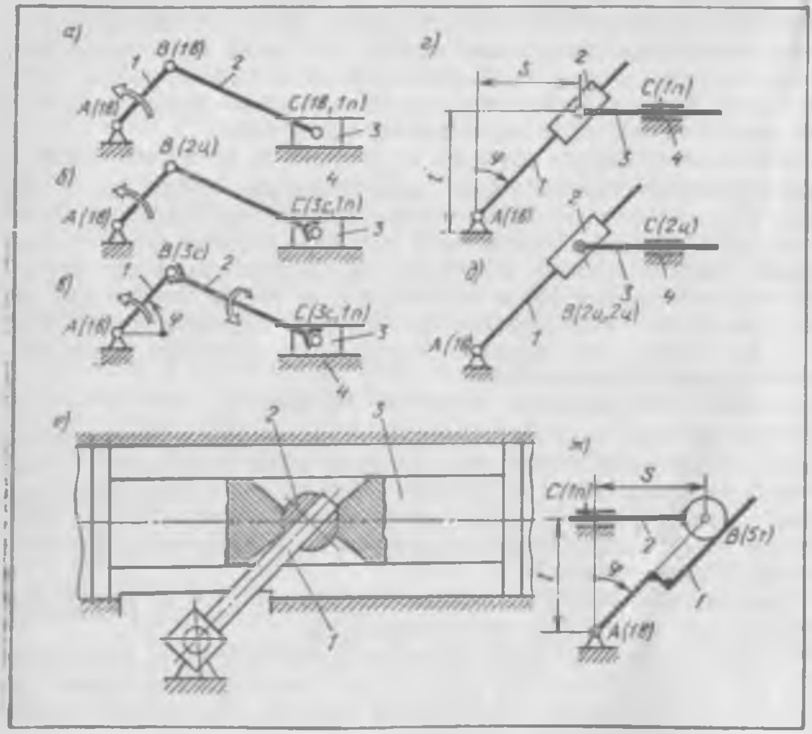
Механизмнинг синфи унинг таркибига кирувчи структура группаларининг энг юқори синфига кўра белгиланади; берилган механизмнинг тузилишини таҳлил қилишда унинг синфи бирламчи механизмнинг танланишига ҳам боғлиқ бўлади.

Механизмнинг синфига ҳамда Ассур структура группаларининг турига кўра кинематик ва кучга таҳлил қилишнинг турли усуллари қўлланилади.

Берилган механизмнинг тузилишини таҳлил қилишни механизмни ҳосил қилиш тартибига тескари тартибда уни структура группаларига ва бирламчи механизмларга ажратиш йўли билан амалга ошириш лозим. 2.15-расм, *г* да 2-тартибли, 6 бўғинли II синф механизмининг (поршенли насос механизми, $n=5$, $p_к=7$) тузилишини таҳлил қилишга мисол келтирилган. Бунда кетма-кет иккита икки поводокли группа (бўғинлар *4*, *5* ва *3*, *2*) ажратиб олинган, натижада битта бирламчи механизм (бўғинлар *1*, *6*) қолган, бинобарин, $W_т = 1$, буни Чебишев формуласи ҳам тасдиқлайди ($q_т = 0$ бўлганда):

$$W_т = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 = 1.$$

Текис механизмлар тузилишини таҳлил қилишни механизмнинг текис схемаси статик аниқ бўлишини ($q_т = 0$) таъминлайдиган Ассур усулини ва Малишев формуласини қўллаган ҳолда амалга ошириш лозим, чунки тайёрлашдаги ноаниқликлар натижасида текис механизм маълум даражада фазовий бўлиб қолади. Масалан (2.16-расм, *а*), кривошип-ползунли



2.16- расм

механизмни лойиҳалашда икки поводокли ғруппа *2*, *3* ва бирламчи механизм *1*, *4* дан иборат тузилиш схемаси олинди, демак, $W_т = 1$ ва $q_т = 0$. Бироқ механизм тайёрлашдаги ноаниқликлар ҳисобга олинса ҳамда механизмни фазовий деб ҳисобланса, Малишев формуласига биноан, $W = 1$ ва $n = 3$ бўлганда схеманинг биринчи варианти учун ($p_1 = 4$, 2.16- расм, *а*) учта ортиқча боғламани ҳосил қиламиз ($q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \times \times 4 = 3$). Уларни баъзи жуфтликларнинг қўзғалувчанлигини ошириш, яъни уларнинг синфини пасайтириш орқали йўқотиш мумкин. Иккинчи схемада ($p_1 = 2$, $p_2 = 1$, $p_3 = 1$, 2.16- расм, *б*) ортиқча боғламалар энди йўқ, шу боис механизм статик аниқдир ($q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 2 + 4 \cdot 1 + 3 \times \times 1 = 0$). Учинчи схемада ($p_1 = 2$, $p_3 = 2$, 2.16- расм, *в*) қўзғалувчанлик даражаси $W = W_а + W_м = 2$, чунки умумлашган координата φ га кўра аниқланадиган асосий қўзғалувчанликдан ташқари, шатун *2* нинг *BC* ўқ атрофида мустақил равишда айланишга имкон берувчи маҳаллий қўзғалувчанлик ҳам бор; бу ерда ҳам ортиқча боғламалар йўқ ($q = 2 - 6 \times \times 3 + 5 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = 0$).

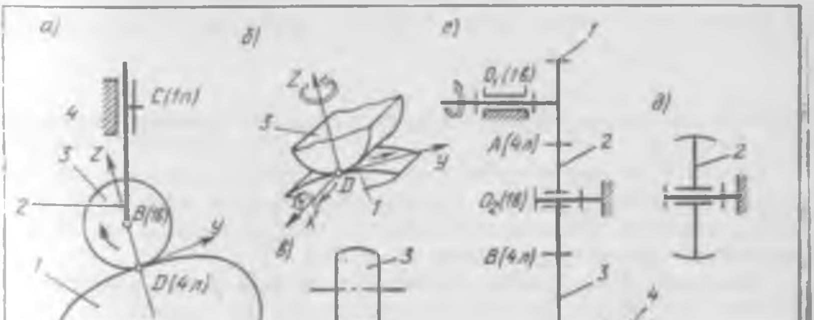
2.16- расм, *г* да $S = l \operatorname{tg} \varphi$ функцияни амалга ошириш учун мўлжалланган, жуфтликлари битта қўзғалувчанликка эга бўлган тўрт бўғинли кулисали текис механизмнинг тузилиш схемаси кўрсатилган. Механизм

икки тизгинли (поводокли) группа 2, 3 ва бирламчи механизм 1, 4 дан ташкил топган, бинобарин, $W_т = 1$, $q_т = 0$. Агар тайёрлашдаги ноаниқликлар эътиборга олинса ва механизмни фазовий деб қаралса, у ҳолда Малишев формуласига кўра механизм учта ортиқча боғламага эга бўлган статик ноаниқ механизм бўлиб чиқади ($n = 3$, $W = 1$, $p_1 = 4$, $q = 3$). Иккинчи схемада (2.16-расм, д) бир қўзғалувчанликдаги учта жуфтлик ўрнига учта цилиндрсимон (қўзғалувчанлиги иккита) жуфтлик қўллангани учун ортиқча боғламалар йўқ ($n = 3$, $W = 1$, $p_1 = 1$, $p_2 = 3$, $q = 1 - 6\cdot3 + 5\cdot1 + 4\cdot3 = 0$). Реверсорлар юритмаларида, кучланиш переключателларида ва яна бошқа қурилмаларда қўлланиладиган бундай статик аниқ механизмнинг конструктив схемаси 2.16-расм, е да тасвирланган [7].

Асбоблар механизмларида ортиқча боғламаларни йўқотишнинг энг содда ва самарали усули иккита қуйи жуфтликли бўғин ўрнига нуқта бўйича уринувчи олий жуфтликни қўллашдир; бу ҳолда текис механизмнинг қўзғалувчанлиги даражаси ўзгармайди, чунки Чебишев формуласига асосан ($q_т = 0$ бўлганда) $W_т = 3n - 2p_қ - p_о = 3(n-1) - 2(p_қ - 2) - (p_о + 1)$.

2.16-расм, ж да яна ўша тангенссимон механизм тасвирланган, бироқ унда иккита қуйи жуфтликка кирувчи кулиса тоши йўқ; у олий жуфтлик B билан алмаштирилган; бу ҳол механизмнинг аниқлик даражасини ошириб, ишқаланишни камайтиради. Нуқта бўйича уринувчи олий жуфтликни қўллаш энг тўғри ҳисобланади (сфера—текислик), бу ҳолда $n = 2$, $W = 1$, $p_1 = 2$, $p_5 = 1$ ва Малишев формуласига асосан ортиқча боғламалар сони $q = 1 - 6\cdot2 + 5\cdot2 + 1 = 0$; демак, механизм статик аниқдир.

2.17-расм, а, б, в да илгарилама ҳаракатланувчи роликли итаргичи бўлган муштли механизмдаги ортиқча боғламаларни йўқотишга мисол келтирилган. Механизм (2.17-расм, а) тўрт бўғинли ($n = 3$) бўлиб, асосий қўзғалувчанликдан ташқари (мушт 1 нинг айланиши), маҳаллий қўзғалувчанликка (думалоқ цилиндрсимон ролик 3 нинг ўз ўқи атрофида



2.17-расм

мустақил айланиши) ҳам эга; демак, $W_т = W = W_в + W_м = 2$. Текис схемада ортиқча боғламалар йўқ (механизм тарангламасдан эркин йиғилади, $q_т = W_т - 3n + 2p_к + p_о = 2 - 3 \cdot 3 + 2 \cdot 3 + 1 = 0$). Агар тайёрланишдаги ноаниқликлар туфайли механизм фазовий деб ҳисобланса, у ҳолда ролик *3* нинг мушт *1* билан чизиқ бўйича уринишида ($p_1 = 3$ бўлганда) Малишев формуласига биноан $q = 1$ ни ҳосил қиламиз, лекин бунинг учун муайян шароит бўлиши керак. Бўғинлар *1*, *3* нинг *z* ўқи атрофида бурилиш имконияти бўлмаганда цилиндр — цилиндрдан иборат кинематик жуфтлик уч қўзғалувчанликка эга жуфтлик бўлар эди (2.17- расм, *б*). Агар тайёрлашдаги хатоликлар натижасида шундай бурилиш ҳар ҳолда озгина бўлса ҳам юз берса ва чизиқ бўйича уриниш амалда сақланиб қолса (юкланиш натижасида уриниш изи тўғри тўртбурчак шаклига яқин бўлади), у ҳолда бу кинематик жуфтлик тўртта қўзғалувчанликка эга бўлади, бинобарин, $p_4 = 1$ ва $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 3 + 2 \cdot 1 = 1$.

Бочкасимон роликни қўллаб олий жуфтлик синфини пасайтириш йўли билан (нуқта бўйича уринувчи беш қўзғалувчанликдаги жуфтлик, 2.17-расм, *в*) $p_1 = 3$ ва $p_5 = 1$, $q = 2 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 3 + 1 = 0$ бўлганда статик аниқ механизмни ҳосил қиламиз. Бироқ шуни эсда тутиш лозимки, $q > 0$ бўлганда бўғинларнинг чизиқ бўйича уриниши юқори аниқлик билан тайёрлашни талаб қилса- да, нуқта бўйича уринишга қараганда каттароқ кучни узатишга имкон беради.

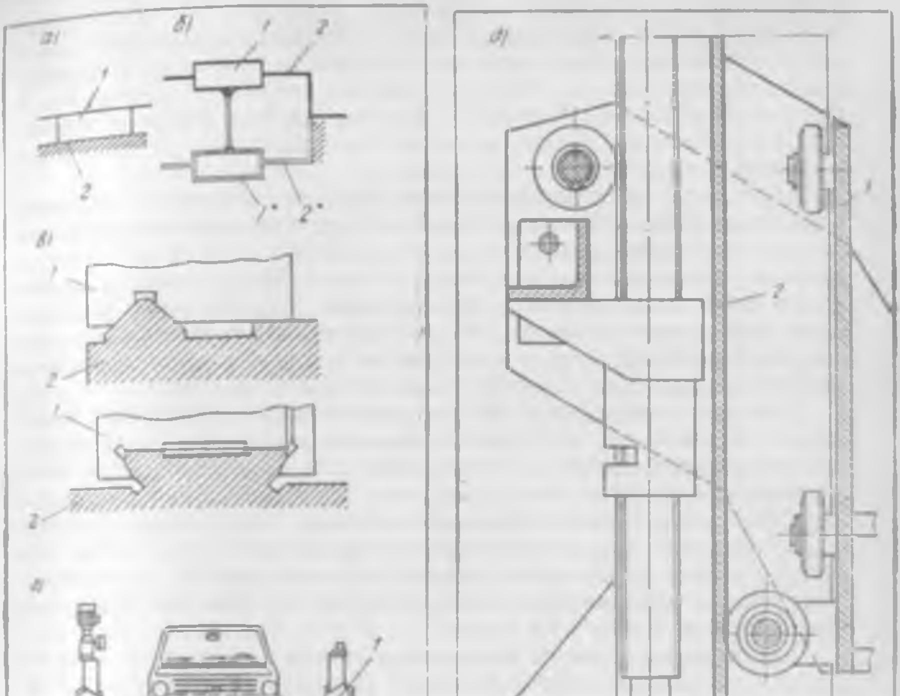
2.17- расм, *г*, *д* да тўрт бўғинли, тишли узатмада ортиқча боғламаларни йўқотишга доир бошқа мисол келтирилган ($W = 1$, $n = 3$, $p_1 = 3$, $p_4 = 2$, ғилдираклар *1*, *2* ва *2*, *3* нинг тишлари чизиқ бўйича уринади). Бу ҳолда Чебишев формуласига асосан $q_т = 1 - 3 \cdot 3 + 2 \cdot 3 + 2 = 0$—текис схемада ортиқча боғламалар йўқ; Малишев формуласига биноан $q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 3 + 2 \cdot 2 = 2$ — механизм статик ноаниқ бўлиб, хусусан, учала ғилдирак геометрик ўқларининг параллеллиги таъминланиши учун тайёрлаш аниқлиги юқори бўлиши зарур.

Оралиқ ғилдирак *2* нинг тишларини бочкасимон қилиб (2.17-расм, *a*) механизмнинг статик аниқ бўлишига эришамиз: $q = 1 - 6 \cdot 3 + 5 \cdot 3 + 1 \cdot 2 = 0$.

2.6- §. Кинематик жуфтликлардаги маҳаллий қўшимча боғламалар

Кинематик жуфтлик элементлари бўғинларнинг ўзаро таъсири шарт-шароитини: уларнинг нисбий қўзғалувчанлигини ва бўғин нуқталарига фазода ихтиёрий ҳолатни эгаллашга ва ихтиёрий тезликка эга бўлишга имкон бермайдиган чеклашларни белгилайди.

Механизм бўғинлари нуқталарининг ҳолатлари ва тезликларига қўйиладиган чеклашлар (боғламалар) механизмга ҳар қандай куч таъсир этганда ҳам бажарилиши керак. Қўйилган боғламаларга кўра механизм бўғинлари нуқталарининг координаталарини ва уларнинг тезликларини қаноатлантириши лозим бўлган тенгламалар **боғламалар тенгламалари дейилади**. Геометрик боғламалар механик система нуқталарининг координаталаринигина ўзида мужассамлантирган тенгламалар орқали ифодаланади. Ушбу тенгламалар кинематик жуфтликнинг турига ва унинг конструктив ижросига мос келувчи боғламаларни ифодалайди.



2.18- расм

Мавжуд механизмлардаги кинематик жуфтликлар элементларининг конструкцияси турли-тумандир. Масалан, кинематик схемаларда шартли равишда тасвирланадиган ҳамда бўғинлар *1* ва *2* ни бирлаштирувчи бир

қўзғалувчанликдаги илгарилама кинематик жуфтлик (2.18-расм, *a*) металл қирқувчи дастгоҳлар конструкциясида кўндаланг кесимининг шакли турлича бўлган текис йўналтирувчилар кўринишида (2.18-расм, *в*), кўтаргич конструкциясида эса (2.18-расм, *г*) шаклдор профилли йўналтирувчи *2* кўринишида (2.18-расм, *д*) бўлади; йўналтирувчи *2* да ўқлари кўтаргичнинг ҳаракатланувчи бўғини *1* билан бикр боғланган подшипниклар системаси думалайди.

Келтирилган мисоллардан маълум бўладики, кинематик жуфтлик элементлари бўлган бўғинлар *1* ва *2* нинг уринувчи юзалари, чизиқлари ва нуқталари оддий (2.18-расм, *a*) ва мураккаб (2.18-расм *б*, *e*) кинематик жуфтликларни ҳосил қилиши мумкин. Оддий кинематик жуфтликда фақат иккита элемент ўзаро уринади, улар боғланиш реакциялари ташкил этувчиларининг мос равишдаги сонини белгилаб беради. Мураккаб жуфтликда зарур геометрик боғламалар вазифасини қўшимча боғламалар (масалан, 2.18-расм, *б* даги 1* ва 2* лар) ўтайди.

Агар лойиҳалашда, зарурий геометрик боғламалар шартидан келиб чиқадиган кинематик жуфтликнинг керакли элементларидан ташқари, қўшимча элементлардан ҳам фойдаланилса, у ҳолда бундай мураккаб кинематик жуфтликда о р т и қ ч а м а ҳ а л л и й б о ғ л а м а л а р юзага келиши мумкин. Ортиқча маҳаллий боғламалар бор бўлганда бўғинлар ё нисбий ҳаракатлана олмайди (элементлар қадалиб, қисилиб қолади), ёки бу ҳаракат бўғинларнинг деформацияланиши ҳисобига, элементларнинг мавжуд юзалари орасида тирқишларнинг катталашиши ёхуд уларнинг ейилиши ҳисобига юз беради.

Кинематик жуфтликнинг конструкцияси ишга яроқли ҳамда ишончли бўлиши учун *унинг элементларининг ўлчамларига' шаклига ва нисбий ҳолатига нисбатан* маълум талаблар қўйилади. Одатда юзалар, ўқлар ёки нуқталарнинг берилган ёки талаб қилинадиган геометрик шакл ва жойлашувдан қанчалик четга чиқиши мумкинлиги кўрсатилади. Масалан, кинематик жуфтликнинг текис элементлари учун (2.18-расм, *б*) текисликдан ва тўғри чизиқликдан четга чиқиш: чизиқнинг текисликда тўғри чизиқликдан четга чиқиш, чизиқнинг фазода тўғри чизиқликдан четга чиқиш ва чизиқнинг берилган йўналиш бўйича тўғри чизиқликдан четга чиқиш меъёрлари (нормалари) белгилаб қўйилади. Тўғри чизиқликдан ва тўғри текисликдан четга чиқишнинг турлари қавариқлик ва эгриликдир.

Сиртлар цилиндрсимонликдан, доираликдан четга чиқиши (тухумсимон, қиррадор бўлиб қолиши), бўйлама кесими профили бўйича четга чиқиши (конуссимон, бочкасимон, эгарсимон бўлиб қолиши) мумкин. Кинематик жуфтликлар элементларининг юзалари ва ўқларининг жойлашувидаги четга чиқиш турлари қуйидагилардир: параллелликдан, перпендикулярликдан, ўқдошликдан ва симметрикликдан четга чиқиш. Бурчакларни нормалаш учун қияликдан четга чиқиш, ўқларнинг номинал ҳолатдан силжишини нормалаш учун эса позицион четга чиқиш қабул қилинади.

Айрим конструкцияларда шакл ва ҳолатдан четга чиқишларнинг йиғиндиси баҳоланади (масалан, радиал тепиш ва бўйлама тепиш).

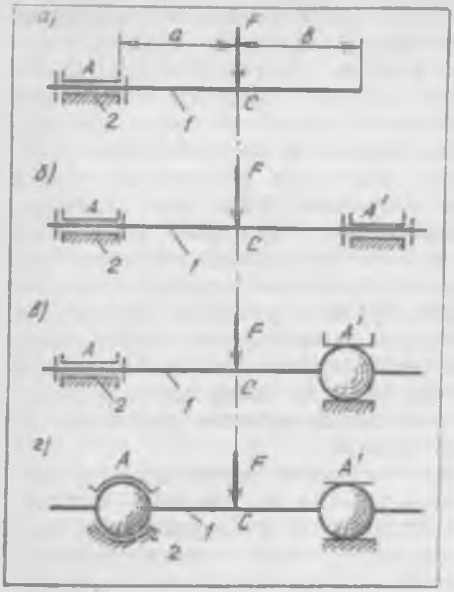
Механизм ва машинанинг вазифасига қараб сиртларнинг шакл ҳамда жойлашувдаги мумкин бўлган четга чиқиш қийматлари тегишли стандартларда назарда тутилган рухсат этишлар (допусклар) билан чеклаб қўйилади. Ишлов беришнинг рухсат этилган қийматлари қанча кичик бўлса, тайёрлаш технологияси шунча мураккаб ва сарф-харажатлар шунча кўп бўлади. Бундай ҳолларда аниқроқ ва қимматбаҳо ускуналар ва технологик жиҳозлар, текшириш воситалари қўлланилади, ишлаб чиқаришга технологик тайёргарлик синчковлик билан олиб борилади, юқори малакали ишчи кучидан фойдаланилади. Шу сабабли конструктор механизм, машина ва қурилманинг белгиланган даражада ишлашини таъминлаш учун зарур бўладиган мураккаб кинематик жуфтлик конструкциясини асосли равишда танлаш керак. Мураккаб кинематик жуфтликларнинг конструкцияси машинанинг бикрлиги ва аниқлигини ошириш билан бир қаторда, узеллар ҳамда йиғиш бирликларининг бемалол йиғилишини ҳамда ташқи кучлар таъсирида валлар, ўқлар ва бошқа деталлар деформацияланганда ҳам механизмнинг белгиланган эркинлик даражалари сонини сақлаб қолишини таъминламоғи даркор.

Конструкцияларни ишлаб чиқишда кинематик жуфтликларнинг қўшимча элементлари уринувчи юзалардаги босим ва ейилишни камайтириш учун киритилади. Бундай камайиш реактив кучларнинг қайта тақсимланиши ва кинематик жуфтликлар элементлари ўлчамларининг катталашиши эвазига бўлади (2.18-расм, *г*). Берилган кучлар таъсирида деформацияланишни қўшимча подшипниклар қўйиш йўли билан камайтиришга алоҳида эътибор берилади.

Буни стойка *2* билан бирга айланма жуфтликни ҳосил қилувчи вал *1* мисолида кўрсатиш мумкин (2.16-расм, *а*). Агар конструкцияга қўшимча элементлар киритган ҳолда оддий айланма жуфтлик ўрнига вални иккита таянчда ўрнатсак (2.19-расм, *а*), у ҳолда *F* куч таъсирида валнинг *С* нуқтада эгилиши камайиши мумкин. Масалан, 2.19-расм, *в* да тасвирланган вал бу ҳолда *С* нуқтада ($a=b$ бўлганда) консолли қилиб ўрнатилган валга (2.19-расм, *а*) қараганда 8 марта кам эгилади. Кинематик жуфтликдаги ортиқча маҳаллий боғламалар сони конструкциянинг юмшоқлилигини камайтиради, лекин айни чоғда ишнинг температура тартиби ўзгарганда, стойка деформацияланганда, кинематик жуфтлик элементлари сиртларининг ўлчамлари, шакли ва жойлашувида четга чиқиш бўлганда зарарли бўлиши мумкин. Статик ноаниқ системаларда ортиқча маҳаллий боғламалар қўшимча куч ва силжишларни вужудга келтириши мумкин. Шу сабабли ортиқча маҳаллий боғламаларни камайтиришга тўғри келади. Масалан, агар валнинг ўнг подшипниги сферик тарзда ясалиб, эркин қилиб ўрнатилса, у ҳолда боғламалар сони камаяди (2.19-расм, *в*).

Агар иккала подшипник сферик элементли қилиб ишланса (2.19-расм, *г*) ва чап подшипник ўқ йўналишида қўзғалмас, ўнг подшипник эса ўқ йўналишида қўзғалувчан (эркин) бўлса, у ҳолда валнинг *F* куч таъсирида *С* нуқтада ($a=b$ бўлганда) энг кўп эгилиши фақат чап томонидан консолли таянчга ўрнатилган валникига қараганда икки марта камаяди (2.19-расм, *а*), бироқ вал статик аниқ бўлади.

Механизмга нисбатан қўйиладиган талаблар — берилган функцияни бажариш ва берилган параметрларни бутун ишлаш жараёнида белги-



2.19- расм

ланган чегараларда сақлаб қолиш каби талаблари энг мақбул структурали механизмларни лойиҳалаш вазифасини олдинга суради.

Кинематик жуфтликнинг турига мос келадиган фақат керакли геометрик боғламаларни акс эттирадиган схемаси (2.19-расм, *а*) асосий схемаси дейилади. Кинематик жуфтликнинг ҳам керакли, ҳам ортиқча маҳаллий (қўшимча) боғламаларни акс эттирадиган схемаси ҳақиқий схемаси дейилади (2.19-расм *в, г*). Ортиқча маҳаллий боғламалар статик ноаниқликни келтириб чиқаради, яъни таянчлардаги реакцияларни статика усуллари билан аниқлаб бўлмайди ва эластиклик назарияси усулларидан фойдаланишга тўғри келади.

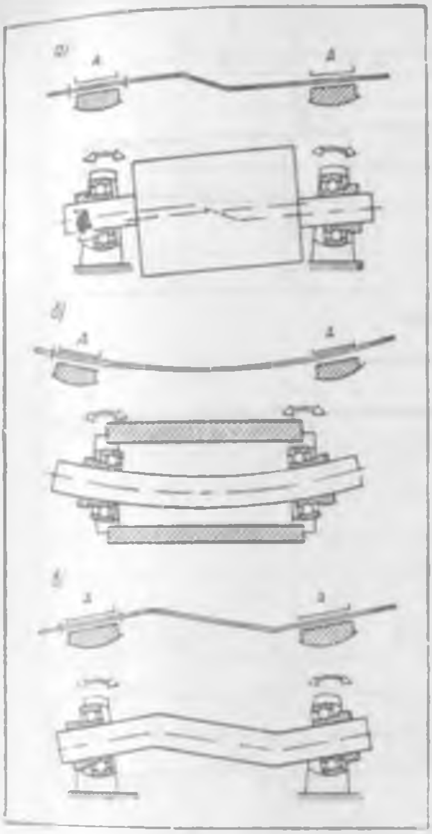
Жуфтликнинг мавжуд конструкциясидаги қўшимча боғламалар сони кинематик жуфтликнинг статик ноаниқлиги даражаси дейилади; 219-расм, *б* да келтирилган бир қўзғалувчанликдаги айланма кинематик жуфтлик учун у бешга, 2-19-расм, *в* дагиси учун иккига, 2.19-расм, *а*, *г* дагилар учун у нолга тенг.

Валнинг ўқи тўғри чизиқликдан четга чиқиши натижасида маҳаллий ортиқча боғламалар пайдо бўлади, жуфтлик конструкцияси статик ноаниқ бўлиб қолади ва подшипник деталлари орасида қўшимча қўзғалувчанликлар бўлгандагина вал айлана олади.

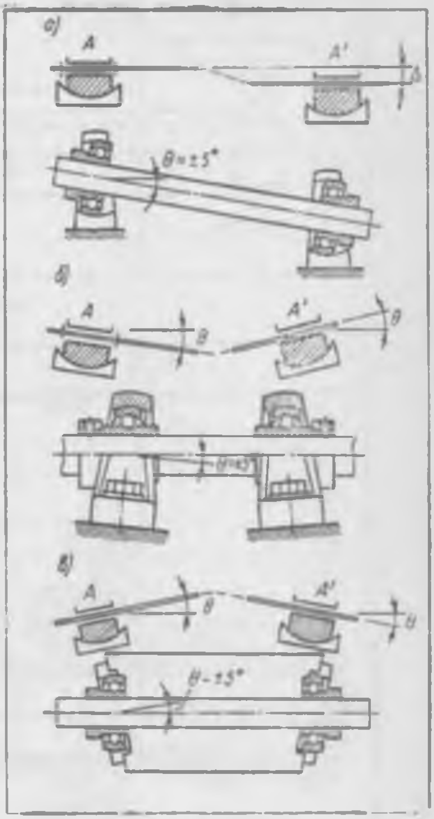
Таянчлардаги ана шундай қўшимча қўзғалувчанликлар 2.20-расмда стрелкалар билан кўрсатилган. Бундай қўзғалувчанликларни шарикли подшипник ташқи ҳалқасининг сферик ташқи юзаси ва корпус деталнинг юзаси таъминлайди. Бундай юзаларнинг бўлиши вал ўқи ўқдошликдан (2.20- расм, *а*) ва тўғри чизиқликдан (2.20-расм, *б*, *в*) четга чиққан ҳолларда роторнинг айланишига имкон беради.

Вал иккита таянчда ўрнатилганда подшипникларнинг сферик юзалари таянчлар база сиртларининг жойлашувидан четга чиқиш таъсирини камайтиради (2.21-расм). Юзалар база таянчларининг силжиши (2.21-расм, *а*), уларнинг қиялиги (2.21-расм, *б*), ротор кўндаланг кесими юзаларининг перпендикуляр эмаслиги (2.21-расм, *в*) шарикли подшипник ташқи ҳалқасининг база юзаси сферик шаклда бўлганда вал ўқининг тўғри чизиқли ва жуфтликнинг статик бўлишини таъминлайди.

Агар вални сферик юзали подшипникларда ўрнатиш мумкин бўлмаса, у ҳолда талаб қилинувчи аниқлик даражасини таъминлаш учун деталлар юзаларининг шакли ва жойлашувига тегишлича рухсат этишлар белгиланади. Масалан, 2.22-расмда икки таянчли вал чизмаси кел-

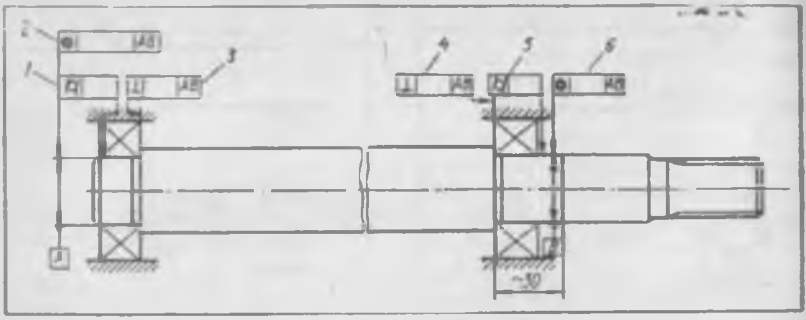


2.20- расм

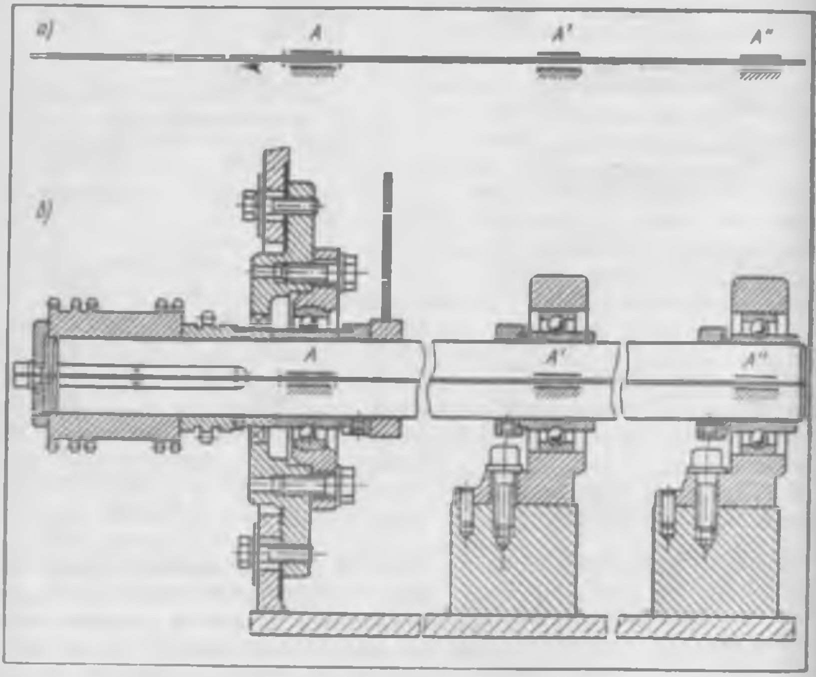


2.21- расм

тирилган бўлиб, унда *A* ва *B* бўйинлар учун роторнинг чекли четга чиқишларигина эмас, шу билан бирга цилиндрсимонликдан (*1*, *5*), перпендикулярликдан (*3*) ва ўқдошликдан (*2*, *6*) рухсат этилган четга чиқишлар ҳам кўрсатилган. Ортиқча маҳаллий боғламалар валлар ва ўқлар бир неча таянчга ўрнатилганда вужудга келади (2.23-расм, *a*). Бундай конструкцияларни йиғиш ва улардан фойдаланиш мумкин бўлиши учун подшипниклар *A*, *A′*, *A″* (2.23- расм, *б*) битта чизиқда жойлашган бўлиши шарт. Мумкин бўлган тўғри чизиқликдан четга чиқишлар кинематик жуфтлик элементлари сиртлари орасидаги тирқишлар, кинематик жуфтликлар бўғинлари ёки элементлари (масалан, резина ва резина-металл деталлар) нинг деформацияланиши, йиғиш, чиниқтириш ёки ишлатиш вақтида кинематик жуфтликлар элементларининг ейилиши ҳисобига компенсация қилинади. Жуфтликларнинг мавжуд конструкцияларида ушбу омилларнинг бир вақтда содир бўлиши билан боғлиқ бўлган ҳодисалар юз беради.

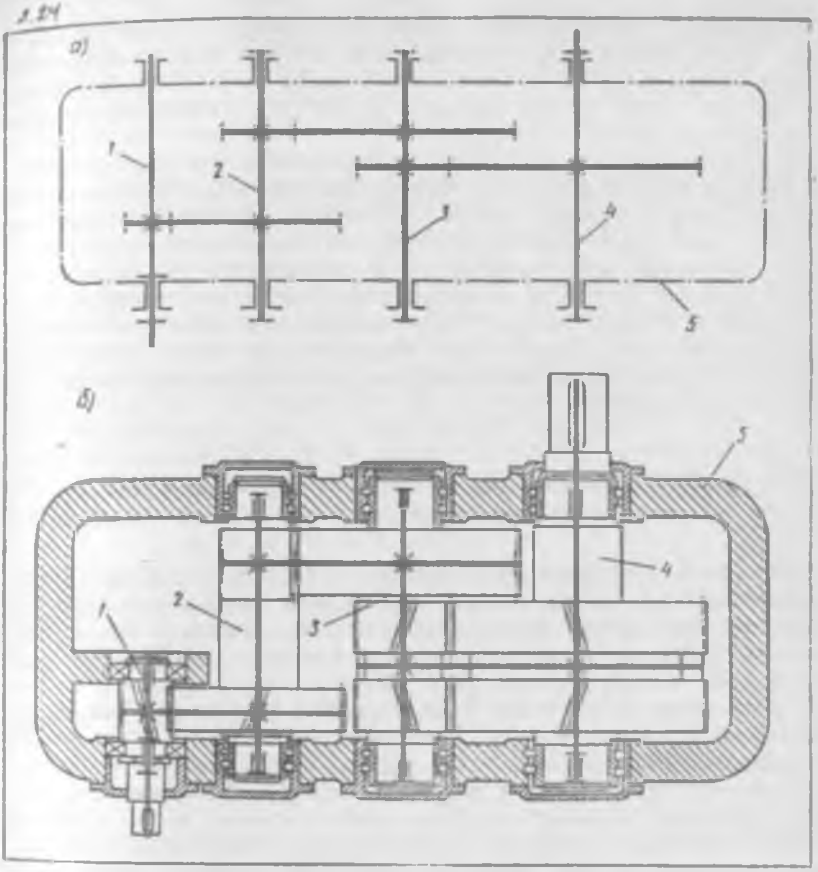


2.22- расм



2.23- расм

Ички ёнув двигателларининг тирсакли валлари бешта подшипникка эга, бу эса 16 ... 20 та қўшимча боғлама пайдо бўлишига олиб келади (2.13-расмга қаранг). Бироқ бу қўшимча боғламалар ўзларининг функционал вазифаларига эга: улар валнинг қўйилган F кучлар таъсирида эгилиш деформациясини камайтиришга, подшипниклар ва шатун-поршень группасидаги бошқа деталларининг ишлашини яхшилаш ҳисобига двигателнинг хизмат муддати ва ишончлилигини оширишга имкон беради. Бундай конструкцияларнинг тузилишини таҳлил қилишда ушбу қўшимча



2.24- расм

боғламаларни ажратиб кўрсатиш, механизмнинг ҳисоблаш схемасини тузишда ва деталлар тайёрлаш технологиясини ишлаб чиқишда уларни ҳисобга олиш зарур. Кинематик жуфтлик элементларини талаб қилинадиган даражада аниқ тайёрлаш учун катта сарф-харажатлар қилинса-да, бу харажатлар машинани ишлатиш вақтида сарфларнинг камайиши ва унинг хизмат муддати узайиши ҳисобига қопланади.

Бўғинлар, айниқса стойка (корпус, станина, рамалики) етарли даражада бикр бўлгандагина кинематик жуфтлик элементлари орасида қўшимча боғламалар бўлган конструкцияларни қўллаш мумкин. Кучлар таъсирида бўғинларнинг деформацияланиши кинематик жуфтликлар элементларининг қадалиб қолишига ёки уларнинг ортиқча ейилишига олиб келмаслиги керак. Бўғинларнинг деформацияланишга мослашувчанлигига, конструкциясининг ишончлилиги, хизмат муддатига ва технологиябоплигига нисбатан қўйиладиган талабларга жавоб берадиган **механизмларнинг тузилиши энг мақсадга мувофиқ** ҳисобланади.

Масалан, уч погонали тишли редуктор (2.24-расм, *б*) схемаси (2.24-расм, *а*) кўп миқдорда ортиқча маҳаллий боғламаларга эга бўлса ҳам муайян шароитда (чунончи, юритманинг қуввати катта бўлганда) фойдаланишга энг қулай бўлади (расмда: *1*, *2*, *3*, *4* — тишли ғилдираклар маҳкамланган валлар, *5* — корпус).

Кинематик жуфтлик элементлари жойлашувининг қулай схемаси нисбий тушунчадир: бир хил шароит учун қулай бўлган конструкция бошқа шароитга яроқсиз бўлмоғи мумкин. Кўпинча бу — машинани ясаш, уни ишлатиш ҳамда тузатишнинг қабул қилинган шароитларида меҳнат, воситалар, материаллар ва вақтнинг энг тўғри сарфланишида ифодаланадиган, конструкциянинг хоссалари мажмуи ҳисобланган технологиябоплиги билан боғланган бўлади. Битталаб ишлаб чиқариш учун анча технологиябоп бўлган конструкция кўплаб ишлаб чиқаришга кам яраши, поток усулида автоматлаштирилган ишлаб чиқариш учун эса мутлақо ярамаслиги (ёки аксинча) мумкин.

2.7-§. Ортиқча контур боғламалари ҳамда энг қулай тузилишли механизмларни синтез қилиш

Энг қулай тузилишли механизмларни синтез қилишда одатда қўзғалмас бикр бўғин деб қараладиган стойка реал машиналарда қўйилган кучлар таъсирида деформацияга учраши ҳисобга олинади. Ушбу деформациялар 2.6-§ да кўриб чиқилганидек кинематик жуфтликлар элементларининг нисбий ҳолатига фақат битта кинематик жуфтлик доирасида эмас, балки механизмнинг ёпиқ кинематик занжирлари доирасида ҳам таъсир кўрсатиши мумкин. Тузилиш схемаси нотўғри танланганда (масалан, бўғинлар ҳаракати текис механизм схемаси бўйича бўлади, деб фараз қилинганда) ишлаш жараёнида бўғинларнинг қийшайиши, эгилиши, чўзилиши, кинематик жуфтлик элементларининг ҳаддан ташқари ейилиши оқибатида кинематик жуфтликларнинг баъзи элементлари қадалиб («қисилиб») қолиши, конструкциянинг ишончлилиги камайиши ва тез-тез ишдан чиқиши, каттагина қўшимча юкланишлар пайдо бўлиши мумкин. Бундай ҳодисалар, масалан, ускуналар (пресслар, прокат станлари, қуйиш машиналари ва ҳоказо) нинг оғир юкланган технологик механизмларида, қишлоқ хўжалик ва транспорт машиналарида юз бериши мумкин.

Ортиқча контур боғламаларисиз механизмларнинг тузилиш схемасини лойиҳалашнинг асосий қоидасини *механизмнинг ёпиқ кинематик занжирларини (контурларини) йиғиш шартлари*, деб таърифлаш мумкин; механизмнинг ёпиқ контури (ёки контурлари) ни ҳосил қилувчи кинематик занжир ҳатто бўғинлар ўлчамларидан четга чиқиш ҳамда кинематик жуфтлик элементларининг сиртлари ва ўқлари жойлашувидан четга чиқиш бўлганида ҳам тарангламасдан йиғилиши керак.

Реал механизмлар учун деталларнинг тайёрланиш аниқлигидан ёки стойка ва бошқа бўғинларнинг деформацияланишидан қатъи назар, бўғинлар контури шаклининг ўзгариши ҳисобига кинематик жуфтликда қўшимча юкланишлар пайдо бўлиш эҳтимолини йўқотадиган тузилиш

схемасини ишлаб чиқишга ҳаракат қилинади. Энг қулай тузилишли механизмлар яхши ишлайди. Ортиқча контур боғламаларининг йўқолиши деталлар ишончлилигини оширишга, ейилишини камайтиришга, машинанинг фойдали иш коэффициентини оширишга, ишлаш жараёнидаги сарф-харажатни камайтиришга кўплаб мисоллар бор [7].

Агар механизм бўғинлари ёпиқ контур ҳосил қилса, у ҳолда энг охирги кинематик жуфтликни (у назарий жиҳатдан исталган жуфтлик бўлиши мумкин, амалий жиҳатдан эса шундай жуфтликки, у йиғиш энг технологиябоп иш ҳисобланган жуфтлик бўлади) йиғиш ва белгиланган эркинлик даражалари сони W ни ҳосил қилиш учун кинематик жуфтлик элементларининг учала координата ўқлари бўйича яқинлашувини ҳамда ўша учала ўқ атрофида бурчак остида бурилишини таъминлаш зарур. Демак, ортиқча боғламалари бўлмаган ёпиқ контур учун кинематик жуфтликларни йиғиш шартини контур кинематик жуфтликларидаги қўзғалувчанликлар йиғиндисининг механизмнинг эркинлик даражалари сони W ҳамда фазовий контурнинг охирги кинематик жуфтлигини йиғиш учун зарур бўладиган олтита чизиқли ва бурчакли силжишлар йиғиндиси билан тенглиги кўринишида ёзиш мумкин:

$$p_1 + 2p_2 + 3p_3 + 4p_4 + 5p_5 = W + 6. \qquad (2.6)$$

Агар йиғиш K миқдордаги мустақил контурлар учун амалга оширилса, у ҳолда ортиқча боғламалари бўлмаган кўп контурли механизмнинг кинематик занжирларини йиғиш шартини қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$p_1 + 2p_2 + 3p_3 + 4p_4 + 5p_5 = W + 6K,$$

ёки

$$\sum_{i=1}^{5} ip_i = W + 6K. \qquad (2.7)$$

Энг қулай тузилишли механизмнинг тузилишини таҳлил қилишда механизмнинг эркинлик даражалари сони аниқланади:

$$W = \sum_{i=1}^{5} ip_i - 6K. \qquad (2.8)$$

Агар W талаб қилинадиган эркинлик даражалари сонига тенг бўлмаса, у ҳолда механизмнинг тузилиш схемаси ортиқча контур боғламалари q га ёки механизм учун белгиланган эркинлик даражалари сони W дан кўпроқ ортиқча қўзғалувчанликлар W_0 га эга бўлади:

$$q = W + W_0 + 6K - \sum_{i=1}^{5} ip_i. \qquad (2.9)$$

Механизмдаги бўғинлар контурлари мустақил бўлиши, яъни бир-биридан бўғинлар ва кинематик жуфтликлар тўплами билан фарқланиши лозим. Контурда камида учта бўғин бўлади, бунда уч бўғинли механизмнинг бўғинларидан биттаси бошланғич бўғин бўлиб, иккинчиси стойка бўлади. Кўп контурли механизмда контур бўғинлари механизм стойкаси билан бевосита боғланган бўлмаслиги ҳам мумкин.

Мустақил контурлар сони K Гохман формуласидан аниқланади (қаранг: *Гохман Х. И.* Основы познавания и созидания пар и механизмов. Кинетика машин. Одесса, 1890, 1 т.):

$$K = \sum_{i=1}^{5} p_i - n = p_\Sigma - n, \tag{2.10}$$

бунда: $p_\Sigma = \sum_{i=1}^{5} p_i$ — механизмдаги кинематик жуфтликларнинг умумий сони; n — қўзғалувчан бўғинлар сони.

(2.10) муносабатни (2.9) муносабатга қўйиб қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$q = W - 6n + \sum_{i=1}^{5} (6 - i) p_i.$$

Мисол тариқасида 2.19-расм, *г* да келтирилган олти бўғинли механизмнинг тузилиш схемаси қуйидаги параметрларга эга: қўзғалувчан бўғинлари сони $n = 5$, битта қўзғалувчанликка эга жуфтликлар сони $p_1 = 7$. Бинобарин, (2.10) муносабатга кўра мустақил контурлар сони:

$$K = p_\Sigma - n = 7 - 5 = 2.$$

$W = 1$ ва $W_0 = 0$ бўлганда (2.9) муносабатга кўра ортиқча контур боғламалари сони: $q = W + 6K - \sum_{i=1}^{5} ip_i + W_0 = 1 + 6 \cdot 2 - 1 \cdot 7 + 0 = 6$. Ушбу боғламаларни йўқотиш учун ҳар бир мустақил контурдаги қўзғалувчанликлар йиғиндисини камида уч бирликка ошириш зарур; $ABCD$ контурда (бўғинлар *1, 2, 3, 6*): $q_{к1} = 1 + 6 \cdot 1 - 1 \cdot 4 = 3$; DEF контурда (бўғинлар *3, 4, 5, 6*): $q_{к2} = 1 + 6 \cdot 1 - 1 \cdot 4 = 3$. Агар контурлардаги шатунлар *2* ва *4* қўшни бўғинлар билан (иккита бир қўзғалувчанликдаги жуфтликлар ўрнига икки қўзғалувчанликдаги цилиндрсимон ва уч қўзғалувчанликдаги сферик жуфтликлар билан) алмаштирилса, у ҳолда ҳар бир контур K_1 ва K_2 лардаги ҳамда механизмдаги ортиқча контур боғламалари йўқотилади (2.25-расм): $q_{к1} = q_{к2} = 1 + 6 \cdot 1 - (1 \cdot 2 + 2 \cdot 1 + 3 \cdot 1) = 0$; $q = 1 + 6 \cdot 2 - (1 \cdot 3 + 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2) = 0$.

Хусусий ҳолда битта эркинлик даражасига эга бўлган ($W = 1$) ва ортиқча боғламаларсиз битта контурга эга бўлган ($q = 0$) механизмнинг ёпиқ кинематик занжири кинематик жуфтликларнинг шундай тўпламига эга бўлиши керакки, бунда фазовий механизмлар учун уларнинг қўзғалувчанликлари йиғиндиси еттига, текис механизмлар учун тўртга тенг бўлсин. Бўғинларнинг бириктирилганидан сўнг ёпиқ контур ҳосил қиладиган кейинги группалари таркибида кинематик жуфтликларнинг шундай тўплами бўлиши керакки, бунда фазовий механизмлар учун уларнинг қўзғалувчанликлари йиғиндиси олтига, текис механизмлар учун учга тенг бўлсин. Реал механизмларда стойка ёки бошқа бўғинлар деформацияланиши мумкинлигини эътиборга олиб, энг қулай тузилишли ҳар қандай механизм фазовий деб қаралади.

Ортиқча контур боғламалари бўлмаганда берилган эркинлик даражалари сони $W = W_0$ ни таъминлаш учун бўғинларнинг фақат керакли қўзғалувчанликлари мавжудлигини ифодалайдиган механизм схемаси

механизмнинг асосий схемаси ёки энг мақбул тузилиш схемаси дейилади.

Асосий тузилиш схемаси учун $q = 0$ бўлади ҳамда (2.1) тузилиш формуласи қуйидаги хусусий кўринишни олади:

$$W_0 = 6n - \sum_{i=1}^{5}(6 - i)\, p_i. \qquad (2.11)$$

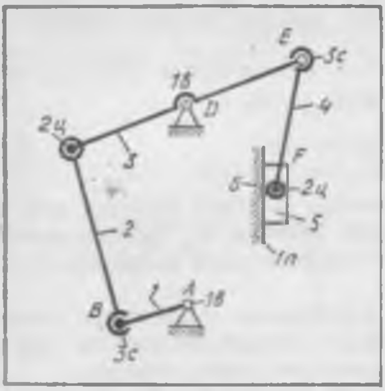
Механизмнинг асосий тузилиш схемаси қуйидаги хусусиятларга эга: кинематик жуфтликлар элементлари бўғинларни деформацияламасдан ҳамда кинематик жуфтликларни тарангламасдан механизмнинг ёпиқ контурини йиғишга имкон беради;

стойкада жойлашган кинематик жуфтликлар элементлари ҳолатининг ўзгарувчанлиги стойка ва бўғинлар деформацияланганда ҳам кинематик жуфтликлардаги кучларга сезиларли таъсир этмайди;

кириш бўғинларининг берилган актив юкланишларида, ҳолатларида, тезликлари ва тезланишларида ҳамма қолган бўғинлар нуқталарининг ҳолатларини, тезликлари ва тезланишларини топиш ҳамда кинематик жуфтликлардаги реакцияларни аниқлаш мумкин, чунки боғлама шартларининг сони ва кинематик жуфтликларнинг қўзғалувчанликлари сони ва характери механизмнинг статик аниқлилигига ҳамда ҳар бир кинематик жуфтликнинг статик аниқлилигига мос келади. Шу сабабли механизмнинг асосий схемасига кўра кинематик жуфтликлардаги ҳамма кучларнинг қийматлари, йўналишлари ва қўйилиш нуқталарини механизм бўғинларининг берилган кучлар таъсири натижасида ҳаракатланиши шартига (статик ёки кинетостатик мувозанатлаш) асосан бир хилда аниқлаш мумкин.

Мавжуд конструкциялар ва уларнинг кинематик схемаларини таҳлил қилишда берилган эркинлик даражалари сони W_0 га эга бўлган механизмнинг асосий схемасига кўра ё унинг қўшимча қўзғалувчанликлари $W_к$, ёки унинг ортиқча боғламалари q аниқланади. Қўшимча қўзғалувчанликлардан бўғиннинг м а ҳ а л л и й қ ў з ғ а л у в ч а н л и к л а р и $W_м$ ва бўғинлар группасининг м а ҳ а л л и й қ ў з ғ а л у в ч а н л и к л а р и $W_г$ ажратиб кўрсатилади. Баъзи типдаги подшипниклардаги эркин ўрнатилган ўқлар, втулкалар, бармоқлар, ҳалқалар, муштли механизмлардаги блоклар, шкивлар, роликлар ва ҳоказолар маҳаллий қўзғалувчанликка эга. Бўғин маҳаллий қўзғалувчанлигининг хусусияти шундан иборатки (2.11-расм, *а* га қаранг), унинг содир бўлиши механизмнинг қолган бўғинлари ҳаракатланишига сабаб бўлмайди. Бўғиннинг маҳаллий қўзғалувчанлигидан маълум мақсадда фойдаланилади, чунки у, масалан, кинематик жуфтлик элементларининг ейилишини камайтиради, мойланиш шароит и яхшилайди, машина қисмларининг фойдали иш коэффициенти (Ф И) ни, ишончли ишлашини, хизмат муддатини оширади. Кинематик занжирдаги бўғинларнинг маҳаллий қўзғалувчанликларининг умумий сони $W_м$ ни механизм тузилишини таҳлил ва синтез қилишнинг дастлабки босқичида аниқлаб олиш зарур.

Қўшимча қўзғалувчанликларнинг иккинчи тури кинематик занжирлардаги бўғинлар бир қисмининг г р у п п а в и й қ ў з ғ а л у в ч а н л и г и бўлиб, у механизмдаги қолган бўғинларнинг сурилишига сабаб бўл-



2.25- расм

майди. Баъзи механизмларда бўғинларнинг группавий қўзғалувчанлигига йўл қўйиб бўлмайди, чунки у чиқиш бўғинининг ҳаракати ноаниқ бўлишига олиб келади. Масалан, агар $ABCD$ тўрт бўғинли механизмдаги (2.25-расмга қаранг) бўғинлар 2 ва 3 нинг икки поводокли группасидаги B ва D шарнирлар сферик қилиб ясалса, у ҳолда группавий қўзғалувчанлик пайдо бўлиши натижасида бўғинлар 2 ва 3 иккита сферик жуфтлик B ва D нинг марказларини туташтирувчи BD чизиққа нисбатан айланиш имконига эга бўлади. Одатда ёпиқ контурли механизмларда бундай қўзғалувчанликка йўл қўйиб бўлмайди, аммо очиқ кинематик занжирли механизмлар учун у фойдали бўлиши мумкин. Робот механизмларида бўғинлар группасининг қўзғалувчанлиги ижрочи бўғин (масалан, панжа) нинг ҳаракатчанлигини ошириши мумкин. Баъзи ҳолларда битта контур бўғинлари группасининг қўзғалувчанлигидан механизмнинг бошқа контур бўғинлари (берилган эркинлик даражалари сонини ўзгартирмаган ҳолда) фойдаланиши мумкин. Муайян механизмлар учун эркинлик даражаларининг умумий сони W ни ҳар хил мақсадлар учун мўлжалланган қўзғалувчанликлар: асосий қўзғалувчанлик $W_а$, группавий $W_г$ ва маҳаллий $W_м$ қўзғалувчанликлар йиғиндиси кўринишида ифодалаш мақсадга мувофиқдир:

$$W = W_а + W_г + W_м. \qquad (2.12)$$

Механизмнинг тузилиш схемасини синтез қилишда талаб қилинувчи эркинлик даражалари сони W бошланғич бўғиннинг (бўғинларнинг) ҳаракати тарзида амалга оширилиши ҳисобга олиниши лозим. Бинобарин, ортиқча контур боғламалари бўлмаган механизмни синтез қилишда бошланғич бўғин ва стойкага бўғинлар ҳамда кинематик жуфтликларнинг шундай комбинацияларини бириктириш керакки, улар учун эркинлик даражалари сони $W_г$ нолга тенг бўлсин. Тузилишни синтез қилишнинг бундай усули статик аниқ структура группаларини бириктириш усули дейилади. Бу усулнинг текис механизмларга тааллуқли ғоясини Л. В. Ассур ишлаб чиққан. Умумий кўринишдаги фазовий механизмлар учун бу талаб қуйидаги муносабат кўринишида ёзилади:

$$W = W_б = \sum_{j=1}^{k}(W_{гj} = 0) \qquad (2.13)$$

ёки

$$W_г = 6n_г - 5(p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5) = 0, \qquad (2.14)$$

бунда: $W_б$ — бошланғич бўғинларнинг эркинлик даражалари сони; $W_г$ — бириктирилувчи бўғинлар группасининг эркинлик даражалари сони.

(2.13), (2.14) муносабатлар механизмнинг *асосий тузилиш схемасини синтез қилиш шарти* дейилади. $\sum_{j=1}^{K} W_{rj}$ ифода йиғиндини топиш бошланғич бўғинларга бириктириладиган ёки илгарироқ бўғинларнинг структура группаларига бириктирилган ҳамма мустақил бўғинлар группаси K бўйича ўтказилиши кераклигини билдиради.

(2.14) муносабат кинематик жуфтликлар элементларининг ўзаро нисбий жойлашувига чеклашлар бўлмаслигини таъминлаган ҳолда, *бириктирилувчи бўғинларнинг структура группасини тарангламасдан йиғишнинг (эркин ҳолда йиғишнинг) шарти* ҳисобланади.

Бириктирилувчи бўғинларнинг энг кам миқдори бирга тенг: $(n_r)_{min} = 1$. Бу ҳолда (2.14) муносабат хусусий қийматга эга:

$$6-(5p_1+4p_2+3p_3+2p_4+p_5)=0. \qquad (2.15)$$

Кинематик жуфтликлар сонларининг йиғиндиси иккига тенг, яъни $\sum_{i=1}^{5} p_i = p_1+p_2+p_3+p_4+p_5 = 2$ бўлганлиги сабабли (битта кинематик жуфтлик — стойкали, иккинчиси — бошланғич бўғинлидир) (2.15) муносабатни фақат қуйидаги уч хил жойлашув қаноатлантиради:

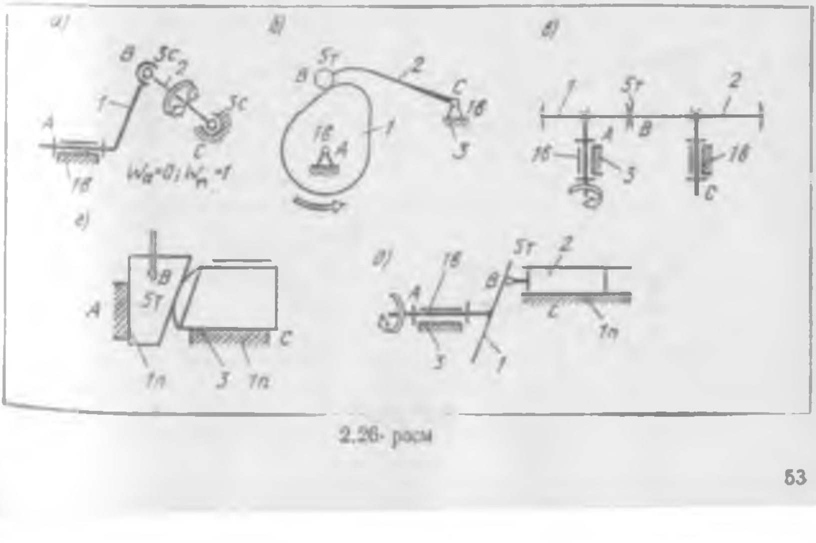
а) $p_3=2$, чунки $6-3\cdot 2=0$;

б) $p_2=1$; $p_4=1$, чунки $6-2\cdot 1-4\cdot 1=0$;

в) $p_1=1$; $p_5=1$, чунки $6-1\cdot 1-5\cdot 1=0$ ёки $6=3\cdot 2=2\cdot 1+4\cdot 1=1\cdot 1+5\cdot 1$.

(*а*) жойлашувда бўғин *2* да уч қўзғалувчанликка эга иккита *B* ва *C* кинематик жуфтликлар (масалан, иккита *3с* сферик жуфтликлар) бор, улар бўғиннинг маҳаллий қўзғалувчанлигини таъминлайди, яъни бўғин *2* сфералар марказлари орқали ўтувчи *BC* чизиқ атрофида айлана олади (2.26-расм, *а*). Бундай жойлашув бўғин *1* га бошланғич бўғин бўлишига имкон бермайди, чунки $W_0=0$, $W_м=1$.

(*в*) жойлашувда боғланувчи бўғин битта бир қўзғалувчанликдаги (2.26-расм, *г*, *а* даги *1п* ёки 2.26-расм, *б*, *в* даги *1в*) ва битта беш



2.26- расм

қўзғалувчанликдаги (5т) кинематик жуфтликка эга. Бундай жойлашув итаргичи ўткир учли ёки сферик бошмоққа эга бўлган механизмларда (2.26-расм, *б*), тишларининг ён сирти нуқтада уринувчи («бочкасимон тишлар») тишли узатмаларда (2.26-расм, *в*), плунжерли гидродвигатель механизмида (2.26-расм, *д*) кенг қўлланилади.

Иккита бириктирилган бўғини бўлган $n_г = 2$ механизмнинг асосий тузилиш схемасини синтез қилишда (2.14) муносабатнинг қуйидаги хусусий қийматлари топилиши керак:

$$\sum_{i=1}^{5} p_i = p_1 + p_2 + p_3 + p_4 + p_5 = 3;$$

$$12 - (5p_1 + 4p_2 + 3p_3 + 2p_4 + p_5) = 0. \qquad (2.16)$$

(2.16) муносабатлар кинематик жуфтликларнинг қуйидаги жойлашувлари учун бажарилади:

а) $p_1 = 1$; $p_2 = 1$; $p_3 = 1$, чунки $12 - 3 \cdot 1 - 4 \cdot 1 - 5 \cdot 1 = 0$;

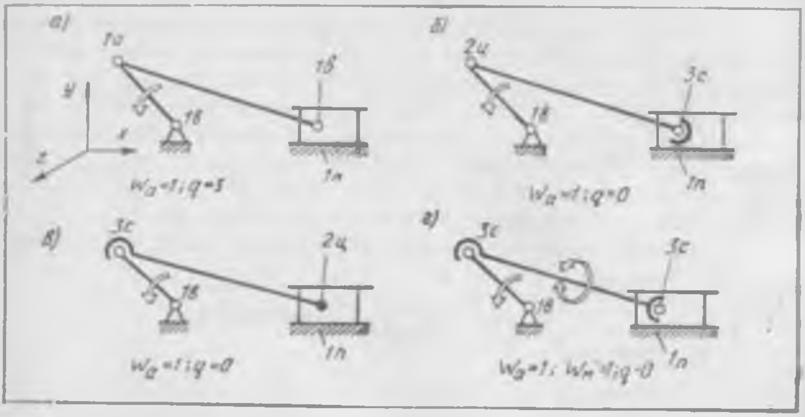
б) $p_2 = 3$, чунки $12 - 4 \cdot 3 = 0$;

в) $p_1 = 2$; $p_4 = 1$, чунки $12 - 2 \cdot 1 - 5 \cdot 2 = 0$ ёки $12 = 3 \cdot 1 + 4 \cdot 1 + 5 \cdot 1 = 4 \cdot 3 = 2 \cdot 1 + 5 \cdot 2$.

Ҳар хил қўзғалувчанликка эга бўлган кинематик жуфтликларнинг бошланғич бўғин, иккита бириктирилган бўғин ва стойка орасида жойлашувининг хилма-хил кўринишлари юқоридаги жойлашувлар талабларига жавоб беради.

Иккита бириктириладиган бўғинли механизмларнинг баъзи тузилиш схемалари 2.27-расмда кривошип-ползунли механизм мисолида келтирилди.

Тўртта бир қўзғалувчанликдаги 1*в* ва 1*п* жуфтликларга эга бўлган механизмнинг текис схемасида (2.27-расм, *а*) битта асосий қўзғалувчанликдаги ($W_a = 1$) учта ортиқча контур боғламалари ($q = 3$) бўлади.



2.27- расм

2.27-расм, *б* ва *в* даги тузилиш схемалари (2.26) муносабатнинг бир қўзғалувчанликдаги (1*п*), икки қўзғалувчанликдаги (2*ц*) ва уч қўзғалувчанликдаги (3*с*) кинематик жуфтликли «а» жойлашувига тўғри келади.

Агар битта икки қўзғалувчанликдаги (2*ц*) жуфтликни уч қўзғалувчанликдагиси (3*с*) билан алмаштирилса (2.27-расм, *г*), у ҳолда шатун маҳаллий қўзғалувчанликка ($W_м = 1$) эга бўлиб, ўз ўқи атрофида айлана олади.

Механизмларнинг асосий схемалари тузилишини синтез қилишнинг баён этилган усули 2.1-жадвалда умумлаштирилган ҳолда келтирилган. Жадвалда бўғинлари сони 1 дан 5 тагача ўзгарувчи группалар учун турли қўзғалувчанликка эга бўлган кинематик жуфтликларнинг турлича жойлашувлари кўрсатилган.

Агар қулай тузилишли механизмни синтез қилишда фақат бир қўзғалувчанликдаги кинематик жуфтликларни қўллаш лозим бўлса, у ҳолда бириктириладиган группадаги бўғинларнинг энг кам миқдори бешта ($n_г = 5$), кинематик жуфтликларнинг сони олтита ($p_\Sigma = p_1 = 6$) бўлиши керак. Бу ҳолда (2.14) муносабат қуйидаги хусусий ифода кўринишини олади: $W_г = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 6 = 0$. Бундай механизм шарнирли, етти бўғинли механизм дейилади ва у стойка, бошланғич бўғиндан ва бириктирилувчи группанинг бешта бўғинидан ташкил топади.

2.1-жадвал

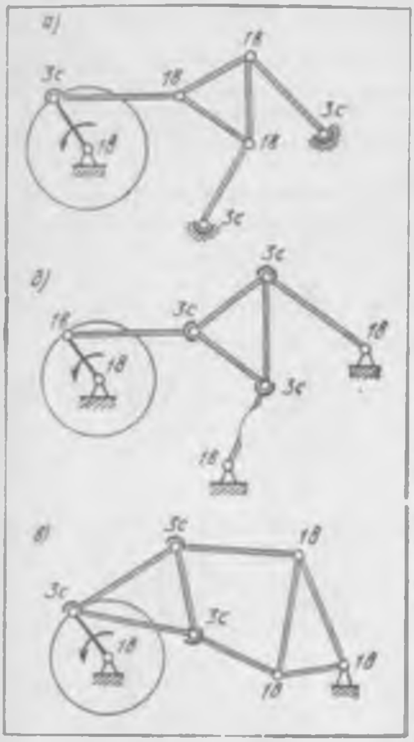
Бўғинлар сони $n_г$	Группадаги кинематик жуфтликлар сони $p_\Sigma = \sum p_i$	Бўғинларнинг мумкин бўлган қўзғалувчанликлари сони $6n_г$	Бириктирилган бўғинлар группасидаги турли қўзғалувчанликка эга бўлган кинематик жуфтликлар сони				
			p_1	p_2	p_3	p_4	p_5
1	2	6	1 — —	— 1 —	— — 2	— 1 —	1 — —
2	3	12	2 1	— 1	— 1	1 —	— —
3	4	18	3 2	— 2	1 —	— —	— —
4	5 6	24	4 3 3 3 2	1 — 1 2 3	— 3 1 — —	— — 1 — 1	— — — 1 —
5	6	30	6	—	—	—	—

2.28-расм, $a - в$ да бириктириладиган группаси тўртта бўғин ва олтита (учта айланма ва учта сферик) жуфтликка эга бўлган механизмларнинг тузилиш схемалари келтирилган. Бўғинларда ортиқча контур боғламалари йўқ $(n = 5;\ p_1 = 4;\ p_3 = 3;\ W = 1)$; $q = 6n + W - \sum_{i=1}^{n}(6 - i)p_i = 6 \cdot 5 + 1 - (5 \cdot 4 + 3 \cdot 3) = 0.$

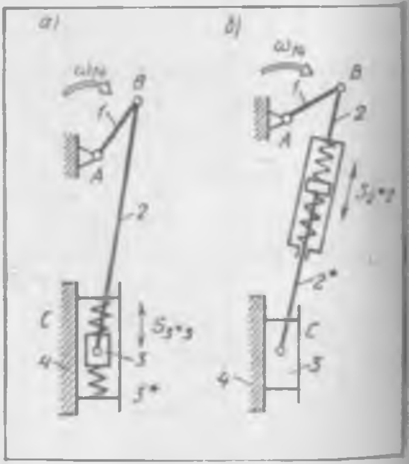
Механизмнинг асосий тузилиш схемасини синтез қилишнинг (2.14) шарти зарур шартдир, бироқ у бўғинлар контурини тарангламасдан йиғиш учун етарли бўлмаслиги мумкин.

Тузилиш схемасида кинематик жуфтликларнинг бирикмаси шундай бўлиши мумкинки, натижада маҳаллий ёки группавий боғламалар пайдо бўлади. Механизм схемасида ана шу боғламалар билан бир қаторда битта ёки бир нечта ортиқча боғламалар ҳам бўлади. Улар, масалан, бошланғич бўғиннинг айланиши текислигига перпендикуляр бўлган ўқ йўналишида ҳаракат йўқлиги туфайли охирги кинематик жуфтликни йиғишга имкон бермайди.

Ортиқча боғламалар мавжудлигини ва уларнинг характерини ушбу усул билан аниқлаган маъқул. Усулнинг моҳияти ёпиқ контурнинг ҳар бир кинематик жуфтлигидаги қўзғалувчанликни таҳлил қилишдан ҳамда зарур миқдорда чизиқли ва бурчак силжишларни амалга оширган ҳолда бўғинлар контурининг охирги жуфтлигини йиғиш мумкинлигини аниқлашдан иборат. Бунда шу нарсани назарда тутиш лозимки, баъзан бўғинларни маълум бурчакка буриш эвазига жуфтлик элементларининг чизиқли яқинлашувига эришиш мумкин.



2.28- расм



2.29- расм

Механизмларда геометрик боғламалар имкон берадиган бўғинларнинг нисбий силжишларидан ташқари, бўғинларнинг эластиклиги туфайли силжишлар ҳам бўлади. Биринчи ҳолда бўғинларнинг асосий ҳаракатини ифодалайдиган *тузилишдаги эркинлик даражалари* тўғрисида гап боради. Иккинчи ҳолда эса механизмнинг конструктив параметрлари (массаси, бикрлиги) ва ҳаракат тартибига (хусусан, уйғотиш частотасига) боғлиқ бўлган *параметрдаги эркинлик даражалари* тўғрисида гап боради. Параметрдаги эркинлик даражаларига боғлиқ бўлган бўғиннинг нисбий ҳаракати баъзан бўғиннинг асосий ҳаракатига фон тарзида қўшилиб кетади. Бу фон абсолют силжишларга нисбатан кичик бўлган силжишлар ҳамда катта тезлик ва тезланишлар билан ифодаланади. Титраш ва зарб бериш асосида ишлайдиган механизмларни таҳлил қилиш ва лойиҳалашда, хавфли тебранишлар вужудга келиши мумкин бўлган ҳолларда титрашдан ҳимояловчи қурилмаларни лойиҳалашда, технологик ва ташиш ишларини жадаллаштирадиган ва самарадорлигини оширадиган ускуналарни лойиҳалашда параметрдаги эркинлик даражалари тушунчасини киритиш зарур.

2.29-расм, *а* да титраб зарб берувчи машиналарда (титрама болға, титрама пресс ва ҳоказо) ишлатиладиган ва ҳаракатнинг маълум бир босқичларида пружина ёрдамида энергияни ростлашга (тўплаш ва қайтаришга) имкон берувчи кривошип-ползунли механизмнинг иккита схемаси келтирилган.

2.29-расм, *а* да S_{3*3} параметрик эркинлик даражасига эга бўлган муҳра *3** ва ползун *3* дан ташкил топувчи бўғин *3* эластик бўғин ҳисобланади.

2.29-расм, *б* да деталлар *2** ва шатун *2* нинг мумкин бўлган S_{2*2} силжиши тарзидаги параметрик эркинлик даражасига эга бўлган шатун *2* эластик бўғиндир. Иккала механизмда ҳам тузилишдаги эркинлик даражалари сони битта бўлиб, у кириш бўғини *1* нинг ω_{14} бурчак тезлиги билан айланиши тарзида намоён бўлади.

3-боб

МЕХАНИЗМЛАРНИНГ КИНЕМАТИК ХУСУСИЯТЛАРИ

Механизмнинг асосий вазифаси унинг кинематик хусусиятлари билан тавсифланувчи зарур ҳаракатларни бажаришдан иборат. Бу хусусиятларга механизм нуқталарининг траекториялари, нуқталари ва бўғинларининг координаталари ҳамда аввало уларнинг умумлашган координаталари, нуқта ва бўғинларининг ҳаракатлари, уларнинг тезлик ва тезланишлари киради. Кинематик хусусиятларга бошланғич бўғинларнинг ҳаракат қонунига боғлиқ бўлмай, фақат механизмнинг тузилишидан, бўғинларининг ўлчамларидан келиб чиқадиган ва умумий ҳолда умумлашган координаталарга боғлиқ бўлган параметрлар ҳам киради. Булар ҳолат функциялари, тезлик аналоглари, ёки узатиш функциялари, механизм нуқталари ва бўғинларининг тезланиш аналогларидир. Кинематик хусусиятларни билиш динамик ҳисоблашлар учун ҳам муҳимдир.

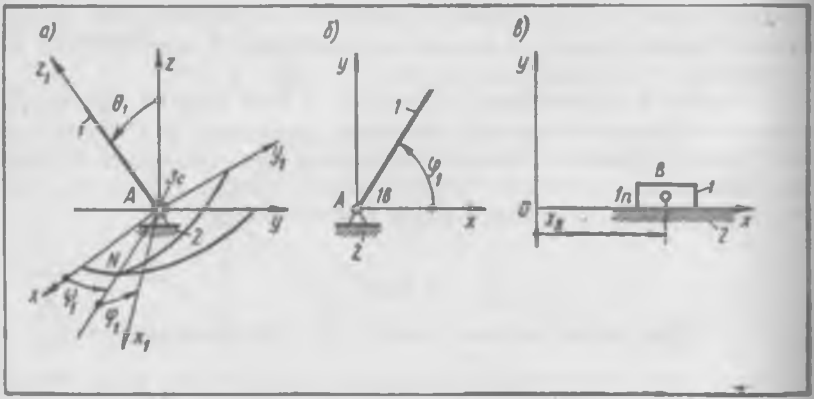
Кинематик хусусиятларга кўра конструктор механизмни лойиҳалашнинг асосий масалаларидан бири бўлган механизмнинг тузилиш схемасини танлаш ва бўғинлари ўлчамларини аниқлаш масаласи қанчалик муваффақиятли ҳал қилинганлиги тўғрисида хулоса чиқаради. Бинобарин, қўйилган талабларга энг яхши тарзда жавоб бера оладиган механизм яратиш учун механизмнинг кинематик хусусиятларини аниқлаш усулларини билиш лозим.

3.1-§. Кириш ва чиқиш бўғинларининг кинематикаси ва механизмнинг узатиш вазифалари

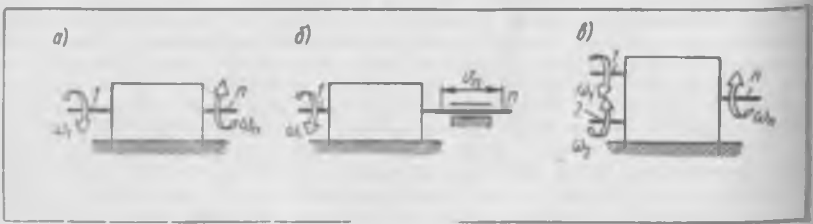
Берилган тузилиш схемасига ва берилган ўлчамли бўғинларга эга бўлган механизмнинг бир-бирига боғлиқ бўлмаган кинематик параметрлари сони механизмнинг эркинлик даражалари сонига ёки механизмнинг умумлашган координаталари сонига тенгдир.

Бир ёки бир қанча умумлашган координатага эга бўлган бўғин бошланғич бўғин дейилади. Масалан, қўзғалмас нуқта атрофида айланувчи, яъни стойка *2* билан бирга сферик (юмалоқ) жуфтлик ҳосил қилувчи бўғин *1* (3.1-расм, *а*) учта эркинлик даражасига эга бўлиб, унинг ҳолати учта параметр билан — учта Эйлер бурчаклари φ_1, ψ_1 θ_1 билан аниқланади. Қўзғалмас ўқ атрофида айланувчи, яъни стойка *2* билан бирга айланма кинематик жуфтлик ҳосил қилувчи бўғин *1* (3.1 расм, *б*) битта эркинлик даражасига эга ва унинг ҳолати битта параметр билан, масалан, бурчак координатаси φ_1 билан аниқланади. Стойкага нисбатан илгарилама ҳаракатланувчи бўғин ҳам битта эркинлик даражасига эга бўлиб, унинг ҳолати битта параметр — x_B координата билан аниқланади.

Ҳар қандай механизм кириш бўғини *1* (3.2-расм, *а*, *б*) ёки кириш бўғинлари (3.2-шакл, *в*) ҳаракатини ана шу механизм бажариши лозим

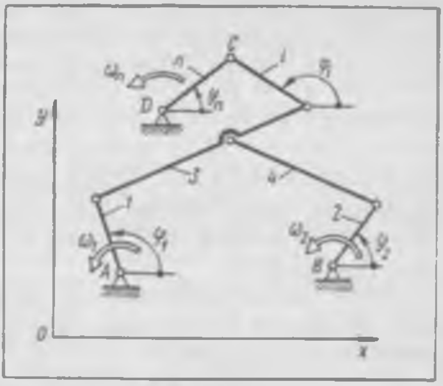


3.1- расм



3.2- расм

бўлган бошқа бўғинларнинг талаб қилинган ҳаракатига айлантириб беради. Эркинлик даражаси битта бўлган механизмнинг кириш бўғини 1 тартиб номери билан, чиқиш бўғини n номер билан, оралиқ бўғинлар 2, 3, . . . , i, . . . $n-1$ тартиб номерлари билан белгиланади.



3.3-расм

Машина ва механизмларни лойиҳалашда кўп ҳолларда вақт функциясида умумлашган координаталарнинг ўзгариш қонуни лойиҳалашнинг кейинги босқичларида, одатда, агрегатни динамик тадқиқ этиб бўлингандан сўнг механизм бўғинларига қўйилган кучлар хусусиятларини, бўғинларнинг массаси ва инерция моментларини ҳисобга олган ҳолда аниқланади. Бундай ҳолларда чиқиш бўғинлари ва оралиқ бўғинларнинг ҳаракати икки босқичда аниқланади: биринчи босқичда бўғин ва нуқталар параметрларининг умумлашган координатага боғлиқлиги, яъни нисбий функциялар (механизмнинг ҳолат функциялари ва узатиш функциялари) аниқланади, иккинчи босқичда эса умумлашган координатанинг вақтга кўра ўзгариш қонуни ва чиқиш бўғинлари кинематик параметрларининг вақтга боғлиқлиги аниқланади.

Мисол тариқасида n-чиқиш бўғини ω_n бурчак тезлиги билан айланма ҳаракат қилувчи (3.3-расм; $n = 6$), эркинлик даражаси иккита бўлган текис механизмни кўриб чиқамиз. Ушбу бўғиннинг танланган координаталар системасидаги Ox ўқининг мусбат йўналишига нисбатан ҳолати φ_n бурчак билан аниқланади. φ_n нинг ўзи эса ҳаракатланиш вақти t га боғлиқ бўлган умумлашган координаталар φ_1 ва φ_2 нинг функциясидир: $\varphi_n = \varphi_n(\varphi_1, \varphi_2)$. n-бўғиннинг бурчак тезлигини аниқлаш учун мураккаб функция бўлган φ_n нинг вақт бўйича ҳосиласини топиш зарур:

$$\omega_n = \frac{d\varphi_n}{dt} = \frac{\partial \varphi_n \; \partial \varphi_1}{\partial \varphi_1 \; \partial t} + \frac{\partial \varphi_n \cdot d\varphi_2}{\partial \varphi_2 \cdot dt} = \frac{\partial \varphi_n}{\partial \varphi_1}\dot{\varphi}_1 + \frac{\partial \varphi_n}{\partial \varphi_2}\dot{\varphi}_2,$$

ёки

$$\omega_n = \frac{d\varphi_n}{dt} = \frac{\partial \varphi_n}{\partial \varphi_1}\omega_1 = \frac{\partial \varphi_n}{\partial \varphi_2}\omega_2 = u_{n1}^{(2)}\omega_1 + u_{n2}^{(1)}\omega_2, \tag{3.1}$$

бунда: ω_1, ω_2, ω_n — мос равишда бўғинлар *1*, *2* ва n нинг бурчак тезликлари; $u_{n1}^{(2)}$, $u_{n2}^{(1)}$ — хусусий узатиш нисбатлари.

Эркинлик даражаси битта бўлган механизм учун қуйидаги кўринишдаги хусусий ҳол ўринлидир:

$$\omega_n = \frac{d\varphi_n}{d\varphi_1}\,\frac{d\varphi_1}{dt} = u_{n1}\omega_1, \tag{3.2}$$

бунда $u_{n1} = d\varphi_n/d\varphi_1 = \omega_n/\omega_1$ — бўғинларнинг бурчак тезликлари нисбати бўлиб, у **узатиш нисбати** деб аталади. Узатиш нисбати u_{n1} ўлчамга эга бўлмаган катталикдир. (3.1) формуладаги хусусий узатиш нисбатлари $u_{n1}^{(2)}$ ва $u_{n2}^{(1)}$ нинг физик маъноси қуйидагича: $u_{n1}^{(2)}$ — иккинчи умумлашган координата φ_2 мансуб бўлган бўғин 2 нинг қўзғалмаслиги шартига кўра ($\omega_2 = 0$) бўғинлар n ва 1 бурчак тезликлари $\omega_n^{(2)}$ ва $\omega_1^{(2)}$ нинг нисбатини билдиради. Шунга ўхшаш $u_{n2}^{(1)}$ — биринчи умумлашган координата φ_1 мансуб бўлган бўғин 1 нинг қўзғалмаслиги шартига кўра ($\omega_1 = 0$) бўғинлар n ва 2 бурчак тезликлари $\omega_n^{(1)}$ ва $\omega_2^{(1)}$ нинг нисбатини билдиради.

Хусусий узатиш нисбатлари $u_{n1}^{(2)}$ ва $u_{n2}^{(1)}$ нинг ҳар бири иккала бошланғич бўғинлар 1 ва 2 га тааллуқли умумлашган координаталар φ_1 ва φ_2 нинг функцияларидир:

$$u_{n1}^{(2)} = u_{n1}^{(2)}(\varphi_1, \varphi_2); \qquad u_{n2}^{(1)} = u_{n2}^{(1)}(\varphi_1, \varphi_2).$$

Хусусий узатиш нисбатлари $u_{n1}^{(2)}$ ва $u_{n2}^{(1)}$, шуниигдек n бўғиннинг бурчак тезликлари аналоглари деб ҳам аталади. Ушбу атама (термин) нинг маъноси қуйидагича мулоҳазадан келиб чиқади: агар $\omega_2 = 0$, $\omega_1 = 1$ рад/с бўлса, у ҳолда $u_{n1}^{(2)}$ ни 2-бўғин тўхтагандаги n бўғиннинг бурчак тезлиги деб қараш мумкин.

Шунга ўхшаш, агар $\omega_1 = 0$, $\omega_2 = 1$ рад/с бўлса, у ҳолда $u_{n2}^{(1)}$ ни бўғин 1 тўхтагандаги, бошқача айтганда, эркинлик даражаси битта бўлган механизмдаги n бўғиннинг бурчак тезлиги деб қараш мумкин.

Ҳолати радиус-вектор $\overline{r}_C = r_C(\varphi_1, \varphi_2)$ га кўра аниқланадиган C нуқтанинг тезлиги хусусида ҳам юқоридагидек мулоҳаза юритиш мумкин.

C нуқтанинг тезлиги қуйидаги нисбатдан аниқланади:

$$v_C = \frac{d\overline{r}_C}{dt} = \frac{\partial \overline{r}_C}{\partial \varphi_1}\frac{d\varphi_1}{dt} + \frac{\partial \overline{r}_C}{\partial \varphi_2}\frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{\partial \overline{r}_C}{\partial \varphi_1}\dot{\varphi}_1 + \frac{\partial \overline{r}_C}{\partial \varphi_2}\dot{\varphi}_2, \qquad (3.3)$$

ёки

$$v_C = \frac{\partial \overline{r}_C}{\partial \varphi_1}\omega_1 + \frac{\partial \overline{r}_C}{\partial \varphi_2}\omega_2 = \overline{\rho}_{q1C}\,\omega_1 + \overline{\rho}_{q2C}\,\omega_2,$$

бунда $\overline{\rho}_{q1C} = \partial\overline{r}_C/\partial\varphi_1$ ва $\rho_{q2C} = \partial r_C/\partial\varphi_2$ — C нуқтанинг тезлигини умумлашган координаталар тааллуқли бўлган бошланғич бўғинлар 1 ва 2 га келтириш радиуслари.

Баъзан $\overline{\rho}_{q1C}$ ва $\overline{\rho}_{q2C}$ қийматлари C нуқтанинг **тезлик аналоглари** дейилади ва улар қуйида келтириладиган нисбатларни инобатга олган ҳолда $\overline{v}_{q1C}$, $\overline{v}_{q2C}$ билан белгиланади:

$$\overline{v}_{q1C} = \overline{\rho}_{q1C} = \frac{\partial \overline{r}_C}{\partial \varphi_1} = \frac{\overline{v}_C^{(2)}}{\omega_1};$$

$$\overline{v}_{q2C} = \overline{\rho}_{q2C} = \frac{\partial \overline{r}_C}{\partial \varphi_2} = \frac{\overline{v}_C^{(1)}}{\omega_2}. \qquad (3.4)$$

Ушбу **тезлик узатиш функцияларининг** физик маъноси қуйидагича: $\bar{v}_{q1C}$ — $\omega_2 = 0$ (бошланғич бўғин *2* қўзғалмас, механизмнинг эркинлик даражаси битта), $\omega_1 = 1$ рад/с бўлгандаги *C* нуқтанинг тезлиги. Шунга ўхшаш $\bar{v}_{q2C}$ — $\omega_1 = 0$, $\omega_2 = 1$ рад/с бўлгандаги *C* нуқтанинг тезлиги.

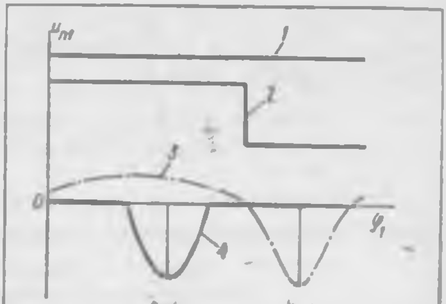
Ушбу узатиш функцияларини *C* нуқтанинг тезликларини бошланғич бўғинлар *1* ва *2* га келтириш радиуслари ρ_{q1C} ва ρ_{q2C} деб аталганда қуйидаги геометрик маъно назарда тутилади: $|\rho_{q1C}|$ бошланғич бўғин *1* даги шундай C^* нуқта траекториясининг эгрилик радиусики, бу нуқтанинг тезлиги $\omega_2 = 0$ (бошланғич бўғин 2 қўзғалмас) бўлган ҳолдаги *C* нуқтанинг тезлиги v_C^* га тенг бўлади; $|\bar{\rho}_{q2C}|$, юқорида айтилгандагидек, $\omega_1 = 0$ бўлганда бошланғич бўғин *2* даги C^{**} нуқта траекториясининг эгрилик радиусига тенг. Эркинлик даражаси битта бўлган механизмлар учун қуйидаги белгилашлар ва нисбатлар қўлланилади:

$$\bar{v}_{qC} = \frac{d\bar{r}_C}{d\varphi_1} = \frac{\bar{v}_C}{\omega_1}. \qquad (3.5)$$

Умумлашган координата φ_1 бўлганда нуқта тезлигини узатиш функциясининг СИ даги бирлиги эгрилик радиуси бирлигига мос келади $[v_{qC}]$ = м/рад*.

Кинематик узатиш функциялари вақтга боғлиқ бўлмайди, улар механизмнинг фақат кинематик схемасига ва бўғинларининг ҳолатига боғлиқ равишда аниқланади, яъни улар, умумлашган координаталарнинг ўзгариш қонунидан қатъи назар, механизмнинг кинематик параметрларини белгилаб беради.

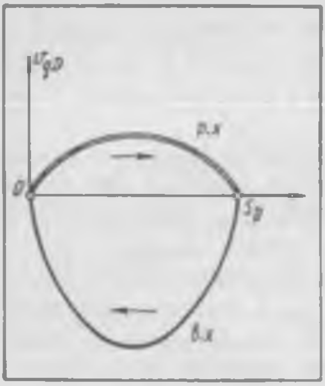
3.4- расмда баъзи механизмлар (*1* — цилиндрсимон тишли узатма; *2* — цилиндрсимон тишли ғилдиракларн бўлган узатиш қутиси; *3* — пишангли кулисали механизм; *4* — мальта механизми) учун умумлашган φ_1 координата функциясида узатиш нисбатининг ўзгариш графиклари келтирилган.



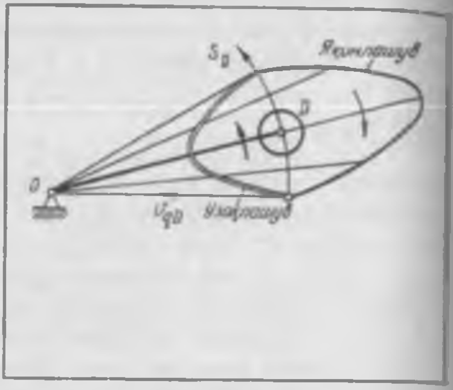
3.4- расм

Баъзи механизмларни лойиҳалашда, масалан, чиқиш бўғинининг ҳолат функцияси тарзида ясалган узатиш функциялари графикларидан фойдаланишга тўғри келади; 3.5- расмда чиқиш бўғини *D* нуқтаси тезлигини узатиш функцияси $v_{qD} = v_D/\omega_1$ нинг графиги ўша нуқтанинг, масалан, ползуннинг илгарилама ҳаракати S_D нинг функцияси тарзида ясалган; 3.6- расмда эса айланма ҳаракат қи-

* Бу ерда ва бундан кейин физик катталикнинг СИ даги бирлиги катта қавслар билан белгиланади.



3.5- расм



3.6- расм

лувчи бўғиннинг, масалан, муштли механизмдаги итаргичнинг бурили[ш]
бурчаги $\varphi_б$ нинг функцияси тарзида ясалган.

Механизмдаги бўғинларнинг бурчак тезланишлари мос бўғиннин[г] иккинчи ҳосила ҳолат функцияси ёрдамида аниқланади. Эркинлик даражаси $W = 1$ бўлган механизмнинг i индексли ($i = 1, \ldots, n$) бўғин[и] учун қуйидагича ёзилади:

$$\varepsilon_i = \frac{d^2\varphi_i}{dt^2} = \frac{d\omega_i}{dt} = \frac{d}{dt}\left(\frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}\dot{\varphi}_1\right) =$$

$$= \frac{d^2\varphi_i}{d\varphi_1^2}\cdot\frac{d\varphi_1}{dt}\cdot\dot{\varphi}_1 + \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}\cdot\frac{d\dot{\varphi}_1}{dt} = \frac{d^2\varphi_i}{d\varphi_1^2}\left(\dot{\varphi}_1\right)^2 + \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}\left(\ddot{\varphi}_1\right).$$

Умумлашган бурчак координата φ_1 бўлганда ҳосилалар қуйидагича ифодаланади: $\dot{\varphi}_1 = \omega_1$, $\ddot{\varphi}_1 = \varepsilon_1$. СИ бирликлари: $[\omega_1] = $ рад/с^2; $[\varepsilon_1] = $ рад/с^2. Бу ҳолда i бўғиннинг бурчак тезланиши қуйидаги нисбатга кўра аниқланиши мумкин:

$$\varepsilon_i = \frac{d^2\varphi_i}{d\varphi_1^2}\,\omega_1^2 + \frac{d\varphi_i}{d\varphi_1}\,\varepsilon_1 = \varepsilon_{qi}\,\omega_1^2 + \omega_{qi}\,\varepsilon_1. \qquad (3.6)$$

C нуқтанинг иккинчи ҳосила ҳолат функцияси S_C ёрдамида механизм C нуқтасининг уринма тезланиши аниқланади:

$$a_C^\tau = \frac{dS_C}{d\varphi_1}\,\varepsilon_1 + \frac{d^2S_C}{d\varphi_1^2}\,\omega_1^2 + a_{qC}\,\omega_1^2 + v_{qC}\,\varepsilon_1, \qquad (3.7)$$

ёки

$$\frac{a_C^\tau}{\omega_1^2} = a_{qC} + v_{qC}\,(\varepsilon_1/\omega_1^2). \qquad (3.7^*)$$

$d^2 S_C / d\varphi_1^2 = a_{\varphi C}$ умумлашган координата бўйича олинган иккинчи C нуқта ҳаракатининг ҳосиласи C нуқта **тезланишининг узатиш функцияси** ёки C нуқтанинг **тезланиш аналоги** дейилади.

Агар механизмни лойиҳалашда ёки тадқиқ этишда механизмнинг ҳолат функцияси ёки узатиш функцияларининг бирортаси берилган бўлса, у ҳолда қолган боғланишлар дифференциаллаш ҳамда интеграллаш усуллари билан аниқланиши мумкин.

3.2-§. Пишангли текис механизмларнинг ҳолатлари, тезликлари ва тезланишлари планлари

Бўғинлар ҳолатини, нуқталар ҳамда бўғинлар тезликлари ва тезланишларини аниқлашга имкон берувчи механизмларни тадқиқ этишнинг график усуллари кенг тарқалган. Бу ҳол лойиҳалашнинг амалий масалаларини ечишдаги тезкорлик, қулайлик ва яққоллик билан боғлиқдир. Яққоллик график усулларга хос бўлиб, текширишга қулайлиги билан бошқа усуллардан фарқ қилади. График усулда ҳисоблаш геометрик ясашга асосланган бўлади ва кўпинча у аналитик ва рақамли ҳисоблашдаги натижаларга бирмунча яқин бўлган натижаларни беради. Энг содда ечимни берганлиги сабабли график усул ягона мақбул усул ҳисобланишига кўплаб мисоллар бор.

График усулларнинг аниқлиги 0,3 . . . 0,5% ни ташкил этиб, кўпгина амалий масалаларни ечиш учун етарлидир.

Бир-бирига ўхшаш кўплаб ясашларни амалга оширишда график усуллардан фойдаланиш қийин бўлади, юқори аниқлик билан бажаришни талаб қилувчи ҳисоблашларда эса улардан умуман бевосита фойдаланиб бўлмайди.

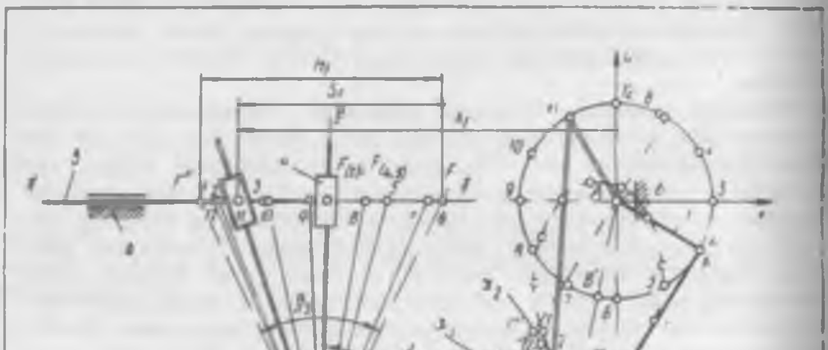
Механизм планлари. Механизм кинематик схемасининг бошланғич бўғинининг (ёки эркинлик даражаси бир нечта бўлган механизмлар бошланғич бўғинларининг) аниқ бир ҳолатига мос келадиган тарзда, белгиланган масштабда берилган тасвири **механизм плани** дейилади. Механизм планининг масштаби бўғинлар узунлигини ва бўғинлар нуқталарининг координаталарини ифодаловчи кесмалар ўлчамларини аниқлайди. Механизм планининг масштаби μ_l билан (ўлчов бирлиги, мм/м) белгиланади, яъни узунлик масштаби дейилганда, пландаги миллиметрда ифодаланган кесманинг тасвирланаётган бўғин узунлигининг СИ бирлигидаги, яъни м билан ўлчанувчи сон қийматига нисбати тушунилади. Масалан, $\mu_l = AB/l_{AB}$, $\mu_l = BC/l_{BC}$, бунда $[AB] = [BC] =$ мм; $[l_{Ab}] = [l_{BC}] =$ м; $[\mu_l] =$ мм/м.

Кесмаларнинг сон қийматини аниқлаш учун тегишли бўғинларнинг м да ифодаланувчи ўлчамларини механизм планининг танланган масштаби μ_l га кўпайтириш лозим: масалан, $BC = \mu_l\, l_{BC}$.

График усулни, масалан, тўплагичдаги деталларни тасмали транспортёрга узлукли узатиб турадиган автоматик қурилмада қўлланиладиган олти бўғинли, пишангли механизм (3.7-расм) мисолида кўриб чиқамиз. Бўғин *1* ҳар сафар 2π бурчакка бурилганидан сўнг тўхтаб-тўхтаб нотекис айланади. Шунга қарамай, механизм планини ясашда бўғин *1* нинг умумлашган координата ҳисобланувчи бурилиш бурчагини

ўзаро тенг бўлган қатор бурчак қадамларига (масалан, ҳар бири 30° га тенг бўлган 12 та бурчак қадамларига) ажратиш мумкин. Кириш бўғини *1* нинг исталган нуқтаси айлана чизади ва l_{BA} радиусли айланада бир текис жойлашган ҳолатларни кетма-кет эгаллайди. 3.7-расмда кетма-кет ҳолатлари араб рақамлари *1, 2, 3, . . . , 12* орқали белгиланган, *B* нуқта чизган айлана тасвирланган. Бўғинлар *2* ва *3* ҳолатларини аниқлаш учун ушбу бўғинларни ўзаро шарнир ёрдамида боғловчи *C* кинематик жуфтликнинг ҳолатини аниқлаш кифоя.

C нуқта *D* нуқта атрофида нисбий ҳаракатланганда l_{CD} радиусли ёйсимон $\alpha_2-\alpha_2$ траекторияни, *B* нуқта атрофида нисбий ҳаракатланганда эса l_{CB} радиусли ёйсимон шаклдаги $\alpha_1-\alpha_1$ траекторияни чизади. *C* нуқтанинг нисбий ҳаракатига нисбатан ушбу иккала траектория α_1- $-\alpha_1$ ва $\alpha_2-\alpha_2$ ларнинг ўзаро кесишув нуқтаси (3.7-расмда улар ҳолат *11* учун кўрсатилган) циркуль ёрдамида аниқланади. Бундай усулда ясаш баъзан чалиштиришлар усули деб ҳам аталади. Кириш бўғини *1* нинг қолган ҳолатлари учун ҳам шундай ясашлар бажарилади ва *C* нуқтанинг l_{CD} радиусли айланада бир текис жойлашмаган кетма-кет ҳолатлари аниқланади. *C* нуқтанинг ҳолатлари ҳам бошланғич бўғин *1* нинг белгиланишига мос тарзда арабча рақамлар билан белгиланади. Бўғинлар *2* ва *3* нинг ҳолатларини аниқлаш учун мос нуқталарни ўзаро туташтириш кифоя (расмдаги вазият *11* да қўш чизиқлар билан кўрсатилган).



3.7-расм

Бўғинлар *4* ва *5* ҳолатларини аниқлаш учун *F* нуқтанинг ҳолатини аниқлаш кифоя. *F* нуқтанинг стойка *6* га нисбатан траекторияси $\gamma - \gamma$ тўғри чизиқ бўлади. Ушбу нуқтанинг бўғин *3* га нисбатан траекторияси *FD* билан устма-уст тушадиган $\beta - \beta$ тўғри чизиқ бўлади. Бўғин *3* нинг $FDC = \psi_3$ бурчаги ўзгармас бўлганлиги сабабли $\beta - \beta$ тўғри чизиқнинг (ёки *FD* нинг) ҳолатларини конструктив бурчак ψ_3 ни ўзгартирмаган ҳолда одатдаги геометрик ясашлар усули билан аниқлаш мумкин.

F нуқтанинг нисбий ҳаракат траекториялари $\gamma - \gamma$ ҳамда $\beta - \beta$ нинг ўзаро кесишув нуқтаси унинг мос равишдаги ҳолатларини белгилайди *F* нуқтанинг ушбу ҳолатлари ҳам бошлангич бўғин *1* нинг ҳолатлари белгиларига мос равишда араб рақамлари билан белгиланади.

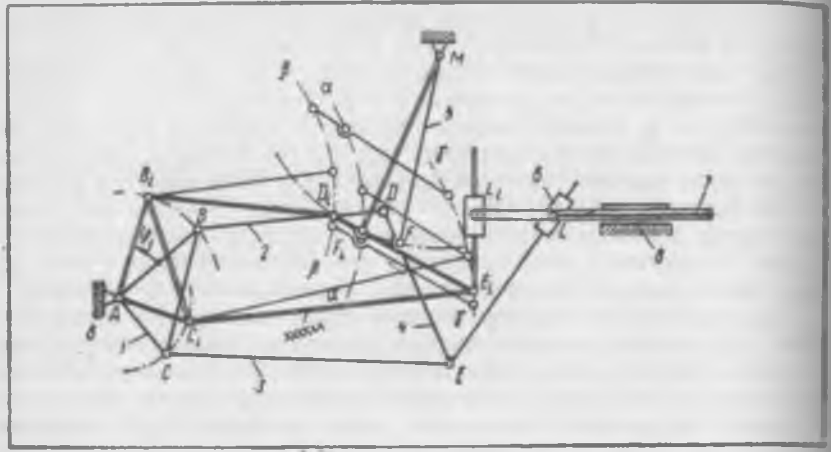
Зарур бўлганда механизм планида ҳолатлари аниқлаб бўлинган у ёки бу бўғиннинг исталган нуқтаси чизадиган траекторияларни ясаш мумкин. Масалан, 3.7- расмда шатун *2* даги *S* нуқтанинг кетма-кет ҳолатлари кўрсатилган. Белгиланган ҳолатлардан равон эгри чизиқ ўтказиб *S*. нуқтанинг траекторияси ҳосил қилинади. Текис параллел ҳаракатлар қилувчи бўғинларда жойлашган нуқталарнинг бундай траекториялари шатун эгри чизиқлари дейилади. Бу эгри чизиқлар аналитик муносабатлар орқали ҳам кўрсатилиши мумкин. Масалан, шарнирли, тўрт бўғинли *ABCD* механизм учун *S* нуқта траекторияси (3.7- расм) олтинчи тартибли алгебраик эгри чизиқ орқали тасвирланади. Нуқталарнинг ўз траекторияларидаги чекка ҳолатлари *C'*, *C''*, *F'*, *F''* ҳарфлари билан белгиланган. Улар четки «туриш» ҳолатларига мос келади ва уларни ҳам ясашлар усули билан аниқлаш мумкин бўлиб, *C'* вазият $-\alpha_2 - \alpha_2$ траекториянинг *A* нуқтадаги марказ билан $l_{AC'} = l_1 + l_2$ радиусли ёй воситасида кесишуви; *C''* вазият — ўша $\alpha_2 - \alpha_2$ траекториянинг яна ўша *A* нуқтадаги марказ билан $l_{AC''} = l_2 - l_1$ радиусли ёй воситасида кесишуви; *F'* ва *F''* ҳолатлар *C'* ва *C''* ҳамда *B'* ва *B''* нуқталарга мос келади.

F'F'' масофа чизма масштабида стойка *6* га нисбатан чиқиш бўғини *5* нинг йўли H_F ни билдиради. $\beta_3 = \angle F'DF''$ бурчак кулиса *3* нинг бурчак йўли ёки бурилиш бурчаги дейилади.

Таркибида уч поводокли группалар бўлган механизмларнинг планларини тузишда нисбий ҳаракатнинг иккита траекториясини кесиштириш усулидан (чалиштириш усулидан) фойдаланилади, бунда траекторияларнинг биттаси етакчи бўғин билан боғланган системага нисбатан шатун эгри чизиғи бўлиши мумкин. Баъзан бу усул *сохта ҳолатлар усули* деб ҳам аталади. Бу усулнинг хусусиятлари 3.8- расмда келтирилган саккиз бўғинли кулисали механизм планини тузиш мисолида кўрсатилди.

Эркинлик даражаси битта бўлган ушбу механизмда бўғин *1* бошлангич бўғин бўлиб, унга *B* ва *C* нуқталарда бўғинлар *2* ва *3* бириктирилган. Бу бўғинлар базис бўғини *4* бўлган уч тизгинли (поводокли) группанинг тизгинларидир. Бўғин *5* эса ушбу группанинг учинчи тизгинидир. Бўғинлар *6* ва *7* икки тизгинли группани ҳосил қилади.

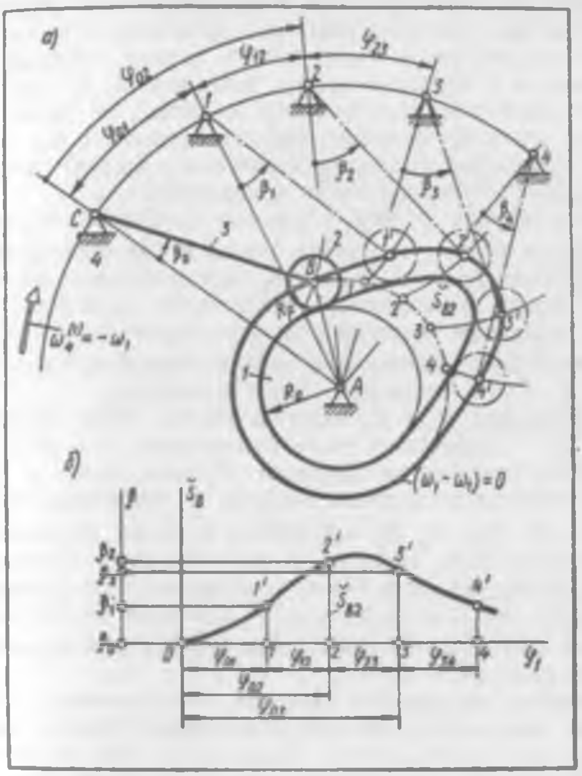
Тизгинли группа бўғинларининг ҳолатларини аниқлаш учун қуйидаги усулдан фойдаланилади.



3.8- расм

Бошланғич бўғин *1* ни қандайдир φ_1 бурчакка буриб, B_i ва C_i нуқталарнинг *A* нуқта атрофида айланиши натижасида ҳосил бўладиган ёйсимон траекториядаги шу нуқталарнинг ўрни аниқланади. Тизгин *5* билан базис бўғин *4* нинг *F* боғланиш нуқтаси *M* нуқтага нисбатан l_{FM} радиусли ёйсимон траектория ҳосил қилади. Бироқ *F* нуқтанинг ушбу ёйсимон траекториядаги ҳолатини бевосита чалиштириш усули билан аниқлаб бўлмайди. Бунинг учун бўғин *1* нинг белгиланган ҳолатига («қотирилган» ҳолатига) нисбатан *F* нуқтанинг траекториясини аниқлаш билан боғлиқ бўлган қўшимча ясашни амалга ошириш лозим. Ушбу нисбий ҳаракатда *D* нуқта $l_{D_iB_i}$ радиусли ёйсимон $\beta - \beta$ траекторияни, *E* нуқта эса $l_{F_iC_i}$ радиусли ёйсимон $\gamma - \gamma$ траекторияни чизади.

$\beta - \beta$ траекториядаги D_i нуқтанинг қатор ҳолатларини қабул қилган ҳолда l_{DE} радиусли кесма билан чалиштириш усулидан фойдаланиб $\gamma - \gamma$ траекторияда E_i нуқтанинг мос ҳолатлари аниқланади ҳамда белгиланган («қотирилган») ҳолатдаги бошланғич бўғин *1* га нисбатан бўғин *4* нинг нисбий ҳаракатида *F* нуқта чизадиган $\alpha - \alpha$ траектория ясалади. Нисбий ҳаракатдаги *F* нуқта $\alpha - \alpha$ траекториясининг («ёлғон траектория» нинг) *F* нуқтанинг l_{FM} радиусли айлана ёйн бўйича мумкин бўлган траекторияси билан кесишуви нуқтаси изланаётган F_i нуқтанинг ҳолатини ҳамда кириш бўғинининг кўрсатилган ҳолатидаги бўғин *4* нинг изланаётган ҳолатини аниқлайди. Расмда бўғинлар *2*, *3* ва *4* ҳолати қўш чизиқлар билан кўрсатилган. Бириктирилган икки тизгинли группа бўғинлари *6* ва *7* нинг ҳолатлари юқорида айтилган усулда аниқланади. Механизмнинг қолган ҳолатлари планларини тузиш учун юқоридаги амаллар бошланғич бўғин *1* нинг талаб этилган ҳолатлари миқдорича такрорланиши даркор.



3.9- расм

Олий жуфтликли (масалан, муштли) механизмларнинг кинематик хусусиятларини аниқлашда профилларининг биттаси ёки ҳаммаси мураккаб шаклда бўлишлигини ҳисобга олиш лозим бўлади (3.9- расм). Профиль нуқталарининг координаталари одатда график тарзда ёки жадвал шаклида берилади. Бундай профилларнинг қатор ҳолатларини чизиш қийинчилик туғдиради. Бунда *ҳаракатни ўзгартириш* усулидан фойдаланиш энг мақсадга мувофиқдир. Бу усулнинг моҳияти шундаки, механизмга унинг қўзғалмайдиган қилиб қўйилиши зарур бўлган буғинининг бурчак тезлигига тенг бўлган, аммо йўналиши унга қарама-қарши бўлган айланма ҳаракат берилади. Бинобарин, мураккаб шаклли ҳаракатланувчи бошланғич буғин *1* шартли равишда қўзғалмас деб ҳисобланади, стойка *4* эса қарама-қарши томонга $\omega_4^{(1)} = -\omega_1$ бурчак тезлик билан айлантирилади (3.9- расм). Механизмнинг бундай ҳаракати буғинларнинг бошланғич буғин *1* га нисбатан ўзгартирилган ҳаракати дейилади.

Ўзгартирилган ҳаракатда ҳамма буғинларнинг, шу жумладан, кириш ва чиқиш буғинларининг ҳам нисбий ҳолатлари ўзгармайди. Механизмнинг ҳолат планини тузишда ҳаракатни ўзгартириш усулидан фойдала-

нишга мисол дисксимон мушти ва айланувчи роликли итаргичи бўлган муштли механизм учун (3.9- расм, *а*) кўрсатилган. Стойка *AC* (бўғин *4*) га ($-\omega_1$) бурчак тезлик билан нисбий ҳаракат берилади ва *AC* радиусли айланада *C* нуқтанинг қатор ҳолатлари: *0*, *1*, *2*, *3*, . . . , яъни итаргичнинг айланиш ўқлари белгилаб қуйилади; бу ўқлар *AC* стойканинг қўшни ҳолатлари орасидаги бурилиш бурчаклари φ_{01}, φ_{12}, φ_{23}, . . . билан ёки стойканинг бошланғич вазиятидан бошлаб ҳисобланадиган φ_{01}, φ_{02}, φ_{03} . . . , бурчаклар билан ифодаланади.

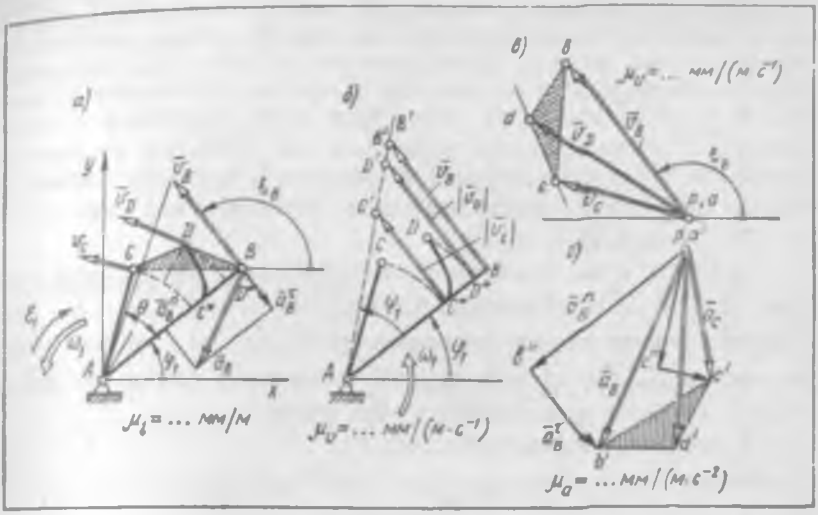
R_p радиусли ролик *2* нисбий ҳаракат жараёнида муштнинг конструктив профили бўйича ғилдирайди, унинг *B* ўқи (айлана маркази) эса расмда қўш чизиқ билан кўрсатилган, *марказий профиль* деб аталувчи эгри чизиқ чизади. Механизмнинг белгиланган ҳолатлари учун ролик ўқларининг ҳолатлари марказий профилда итаргич узунлиги l_{BC} га тенг радиусли ёйлар билан чалиштириш усулида аниқланади ва улар индексли *1′*, *2′*, *3′*, *4′*, . . . рақамлари орқали белгиланади.

Ушбу ёйларнинг R_0+R_p радиусли айлана билан кесишиш нуқталари *1*, *2*, *3*, . . . рақамлари билан белгиланади. *11′*, *22′*, *33′*, . . . рақамлари билан белгиланган ёйларнинг узунлиги ролик *B* ўқининг механизмнинг бошлангич ҳолатига нисбатан S_B силжишига тенг ва итаргичнинг $\beta_1-\beta_0$, $\beta_2-\beta_0$, $\beta_3-\beta_0$ нисбий бурилиш бурчаклари қийматларига мутаносибдир. Итаргич *2* нинг бурилиш бурчакларини ёки роликнинг *B* ўқи чизадиган ёйлар узунлигини ўлчаш ҳолатлар функциялари $S_B(\varphi_1)$ ёки $\beta(\varphi_1)$ ни бошланғич бўғиннинг бурчак координатаси φ_1 га боғлиқ равишда ўзгаришини тасвирловчи графиклар ясашга имкон беради (3.9- расм, *б*).

Тезликлар ва тезланишлар планлари. Механизмнинг тезликлар плани деб, айни пайтда модули ва йўналиши бўйича механизм бўғинлари ҳар хил нуқталарининг тезликларига тенг бўлган кесмалар тарзидаги векторлар тасвирланган чизмага айтилади. Механизм учун тезликлар плани алоҳида-алоҳида бўғинлар учун ясалган бир қанча тезликлар планларининг мажмуи бўлиб, барча бўғинлар учун *p* қутб умумий қутб бўлади ва у механизм тезликлар планининг қутби деб аталади.

Айни вақтда модули ва йўналиши бўйича механизм бўғинлари ҳар хил нуқталарининг тезланишларига тенг бўлган кесмалар тарзидаги векторлар тасвирланган чизма механизмнинг тезланишлар плани дейилади.

Бошланғич бўғиннинг тезликлари ва тезланишлари планлари. Агар механизмнинг бошланғич бўғини айланма ҳаракат қилса, у ҳолда унинг бурчак координатаси φ_1 умумлашган координата бўлади (3.10- расм, *а*). Ушбу бўғин нуқтасининг, айтайлик, *B* нуқтанинг тезлиги v_B бўғиннинг айланиш ўқи *A* дан ўтувчи *AB* чизиққа перпендикуляр бўлиб, механизм планида (3.10- расм, *б*) $\overline{BB'}=\mu_v\overline{v}_B$ вектор билан ёки тезликлар планида (3.10- расм, *в*) $\overline{pb}=\mu_v\overline{v}_B$ вектор билан тасвирланиши мумкин. *C* нуқта тезлиги v_C ёки *D* нуқта тезлиги v_D хусусида ҳам юқоридагидек мулоҳаза юритиш мумкин, яъни $\overline{pc}=\mu_v\overline{v}_C$; $\overline{pd}=\mu_v\overline{v}_D$ (3.10- расм, *б* ва *в*).



3.10- расм

Агар тезликлар планидаги c, b, d ва a ларни ҳамда бошланғич бўғин I даги C, B, D ва A ларни ўзаро тўғри чизиқлар орқали туташтирсак, у ҳолда мос учбурчаклар ўхшаш бўлади: $\Delta bcp \backsim \Delta BCA$; $\Delta bcd \backsim \Delta BCD$; $\Delta cdp \backsim \Delta CDA$. Улар бир-бирига нисбатан ω_1 йўналишда тўғри бурчакка бурилган бўлади. Ўхшашлик нисбати масштаблар μ_v ва μ_l ҳамда бурчак тезлик ω_1 га кўра аниқланади:

$$\frac{pb}{BA} = \frac{\mu_v v_B}{\mu_l l_{BA}} = \frac{\mu_v}{\mu_l}\omega_1; \qquad \frac{pc}{AC} = \frac{\eta_v}{\mu_l}\omega_1 \text{ ва ҳоказо.}$$

Тишли ғилдиракли механизмларни кинематик текширишда план қутби умумий қилиб ясалган тезликлар планига кўра *тезликлар учбурчаклари* деб аталувчи планлар қулайроқдир, чунки улар кўриб чиқиладиган бўғин I нинг BA тўғри чизиғига B, D^*, C^* нуқталарда чиқарилган тезликлар векторларининг ўзгариш манзарасини тасвирлайди (3.10- расм, *б*).

Бундай тасвирлашда қуйидаги муносабатлар ўринлидир:

$$\overline{BB'} = \mu_v \overline{v}_B; \qquad D^*D' = \mu_v v_{D^*}; \qquad C^*C' = \mu_v \overline{v}_{C^*}.$$

Чизиқли тезликлар векторларининг охирлари B', D', C' ни туташтирувчи тўғри чизиқ BA чизиқ нуқталари *тезликларининг тақсимланиш графиги* дейилади. Бундай тақсимланишнинг тўғри чизиғи билан бўғиндаги чизиқ орасидаги бурчак қуйидаги нисбатдан аниқланади:

$$\operatorname{tg}\psi_1 = \frac{BB'}{BA} = \frac{\mu_B v_v}{\mu_l l_{BA}} = \frac{\mu_v}{\mu_l}\omega_1. \tag{3.8}$$

Исталган нуқтанинг, масалан, BD чизиқда ётмайдиган C нуқтанинг (3.10-расм, *б*) тезлиги график усулда ясаш йўли билан осонгина аниқланади; бунинг учун C нуқта циркуль ёрдамида BA чизиқдаги C^* нуқтага кўчирилади ва бу нуқтадан C' нуқтада тезликларнинг тақсимланиш тўгри чизиғи билан кесишгунга қадар перпендикуляр чиқарилади. $\overline{C^*C'}$ кесма C^* нуқта тезлигининг сон қийматига мутаносиб бўлади: $C^*/C^*C'| = \mu_v |v_{C^*}|$. Бўғин I схемасида C нуқтанинг тезлиги вектори v_C CA чизиққа перпендикулярдир. Кесмалар ўзаро тенг: $|CC'| = |C^*C'|$, чунки $|\overline{v_C}| = |\overline{v_{C^*}}|$.

3.10-расм, *г* да тезланишлар плани бошланғич бўғин учун қурилган. B, C ва D нуқталарнинг тезланиш векторлари $\overline{a_B}$, $\overline{a_C}$, $\overline{a_D}$ ҳамда уларнинг нормал ташкил этувчилари $\overline{a^n_B}$, $\overline{a^n_C}$, $\overline{a^n_D}$ ва уринма ташкил этувчилари $\overline{a^\tau_B}$, $\overline{a^\tau_C}$, $\overline{a^\tau_D}$ тасвирланган. Тезланишлар планидаги мос векторлар куйидаги муносабатларга кўра ясалган:

B нуқтанинг нормал тезланиши $\overline{a^n_B}$:

$$\overline{a^n_B} = \omega_1^2 l_{BA}; \qquad \overline{p'b''} = \mu_a \overline{a^n_B};$$

B нуқтанинг уринма тезланиши $\overline{a^\tau_B}$:

$$\overline{a^\tau_B} = \varepsilon_1 l_{BA}; \qquad \overline{b''b'} = \mu_a \overline{a^\tau_B};$$

B нуқтанинг тезланиши $\overline{a_B}$:

$$\overline{a_B} = \overline{a^n_B} + \overline{a^\tau_B}; \qquad \overline{p'b'} = \overline{p'b''} + \overline{b''b'} = \mu_a \overline{a_B}.$$

D ва C нуқталарнинг тезланиши учун ҳам шунга ўхшаш муносабатлар ўринлидир (3.10-расм, *б*, *г*):

$$a^n_C = \omega_1^2 l_{CA}; \qquad \overline{p'c''} = \mu_a \overline{a^n_C};$$

$$a^\tau_C = \varepsilon_1 l_{CA}; \qquad \overline{c''c'} = \mu_a \overline{a^\tau_C};$$

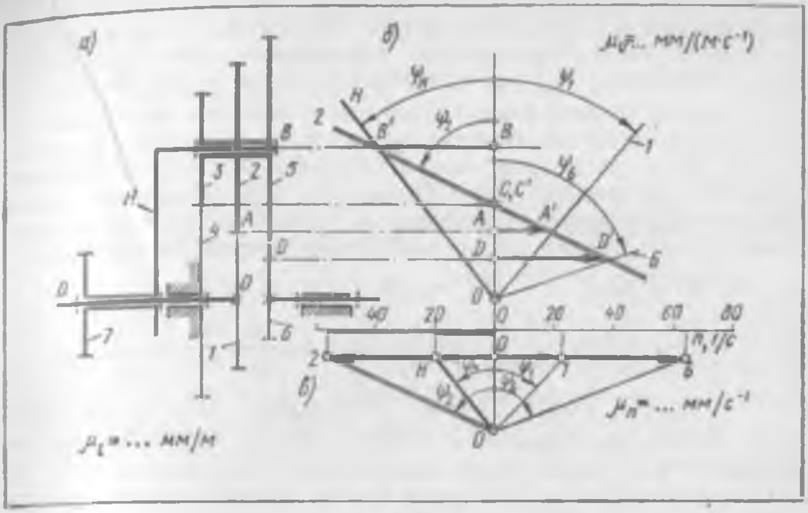
$$a_C = \overline{a^n_C} + \overline{a^\tau_C}; \qquad \overline{p'c'} = \overline{p'c''} + \overline{c''c'} = \mu_a \overline{a_C}.$$

Нормал тезланишлар векторлари B, C нуқталарнинг айланиш радиуси бўйлаб траекторияларнинг эгрилик маркази A га томон йўналган бўлиб, тезликнинг йўналиш бўйича ўзгаришини ифодалайди: $\overline{p'b''} \| BA$; $\overline{p'C''} \| CA$.

Уринма тезланишлар векторлари тезликнинг модуль жиҳатидан ўзгаришини ифодалайди ва ҳаракат траекториясига уринма тарзда йўналган бўлади: $\overline{b''b'} \perp BA$; $\overline{c''c'} \perp CA$.

D нуқтанинг тезланишини аниқлашда шуни эътиборга олиш лозимки, тезланишлар планидаги кўпбурчаклик ҳаракатланаётган бўғиндаги мос кўпбурчакликка ўхшаш бўлади. Масалан, $\Delta c'd'b' \backsim \Delta CDB$ $\Delta b'c'p' \backsim \Delta BCA$ $p'd'$, $p'b'$ кесмалар бўғиндаги мос AD ва BA кесмаларга мутаносибдир:

$$p'd'|DA = p'b'|BA = p'c'|CA.$$



3.11-расм

Бошқа шаклларнинг ҳам ўзаро ўхшаш бўлишлигига амал қилинади масалан, $\triangle b'\ d'\ c' \backsim \triangle BDC$.

Тишли ғилдиракли механизмлар учун тезликлар учбурчаклари. Тишли ғилдиракли механизмларни, айниқса, кўп қаторли планетар редукторлар ҳамда дифференциалларни тадқиқ қилиш учун Л. П. Смирнов график усулдан фойдаланишни таклиф этди.

3.11-расм, *а* да планетар редуктор схемаси тасвирланган бўлиб, у марказий ғилдирак *1* нинг айланма ҳаракатини иккита валнинг (*6* ва *H*) ўзаро қарама-қарши йўналишлардаги айланма ҳаракатларига ўзгартириб беради. Тезликларнинг нуқталар бўйича тақсимланиши тўғрисидаги тасаввур тезликлар учбурчаклари ёрдамида ҳосил қилинади (3.11-расм, *б*).

A нуқтанинг тезлик вектори $AA' = \mu_v\ v\ A$ кесма тарзида, ғилдирак *1* нинг радиал чизиғида ётувчи нуқталар тезликларининг тақсимланиши эса бурчакларнинг саноқ чизиғига нисбатан ψ_1 бурчак ҳосил қилиб *A* ва *O* нуқталардан ўтувчи қия нур *OA'* орқали тасвирланади. Блок қилиб бирлаштирилган ғилдираклар *2*, *3*, *5*, нуқталари тезликларининг тақсимланиш тўғри чизиғи *A'CB'* *A'* ва *C* (*C'*) нуқталардан ўтказилади, чунки сателлитнинг оний айланиш ўқи *C* нуқтадан ўтади, нега и бўғин *4* қўзғалмас бўлиб, сателлит мураккаб ҳаракатлар қилади: водило *H* билан биргаликда *OO* ўқ атрофида ва *B* ўқ атрофида айланади. Саноқ чизиғи билан тезликларнинг тақсимланиш тўғри чизиғи орасидаги *BB'* кесма сателлит ўқи *B* тезлигига мутаносибдир. Водило *H* учун чизиқли тезликларнинг тақсимланиш тўғри чизиғи *B' O* ψ_H бурчак остида *B'* нуқтадан ва айланиш ўқи *O* дан ўтади. Ғилдираклар *5* ва *6* нинг ўзаро илашиш қутби — *D* нуқтанинг чизиқли тезлиги *D D'* кесма билан тасвирланади.

Тишли ғилдиракларнинг бурчак тезликлари ҳамда айланиш частоталари ҳақида яққол тасвир ҳосил қилиш учун умумий O нуқта олиниб (3.11-расм, *в*), ундан тезликларнинг тақсимланиш тўғри чизиқларига параллел равишда ψ_1, ψ_2, ψ_H, ψ_6 бурчаклар остида нурлар ўтказилади. Агар бу нурлар чизиқли тезликларнинг саноқ чизиғига тик бўлган бирорта тўғри чизиқ билан кесиштирилса, ушбу чизиқда кесишиш нуқталари *1*, *2*, *H*, *6* ҳамда саноқ боши O нуқтадан бошлаб ҳисобланувчи $O1$, $O2$, OH, $O5$ кесмалар ҳосил бўлади. Бу чизиқларнинг мос тишли ғилдиракларнинг айланиш частоталари ва бурчак тезликларига мутаносиб эканлигини кўрсатиш қийин эмас. Қуйидаги муносабатлар ёзилади:

$$OA = \mu_l r_{\omega 1}; \qquad AA' = \mu_v v_A; \qquad v_A = \omega_1 r_{\omega 1};$$

$$\omega_1 = \frac{v_A}{r_{\omega 1}} = \frac{AA'/\mu_v}{OA/\mu_l} = \frac{\mu_l}{\mu_v}\operatorname{tg}\psi_1 = \frac{\mu_l}{\mu_v}\frac{O1}{OO} = \frac{O1}{\mu_\omega},$$

яъни $O1 = \mu_\omega \omega_1$. Шунга ўхшаш: $OH = \mu_\omega \omega_H$; $O6 = \mu_\omega \omega_6$; $O2 = \mu_\omega \omega_2$, бунда: $\mu_\omega = (\mu_v/\mu_l)OO$ — бурчак тезлик масштаби; $[\mu_\omega] =$ мм/(рад·с$^{-1}$) — бурчак тезлик масштабининг СИ бирлиги.

Айланиш частотаси n_1 (1/с) билан бурчак тезлик ω_1(рад/с) орасида $\omega_1 = 2\pi n_1$ муносабат бўлганлиги учун

$$n_1 = \omega_1/(2\pi) = \overline{O1}/(2\pi\mu_\omega) = \overline{O1}/(\mu_n),$$

бунда $\mu_n = 2\pi\mu_\omega$ — айланиш частотаси масштаби; $[\mu_n] =$ мм/с$^{-1}$ — айланиш частотаси масштабининг СИ бирлиги.

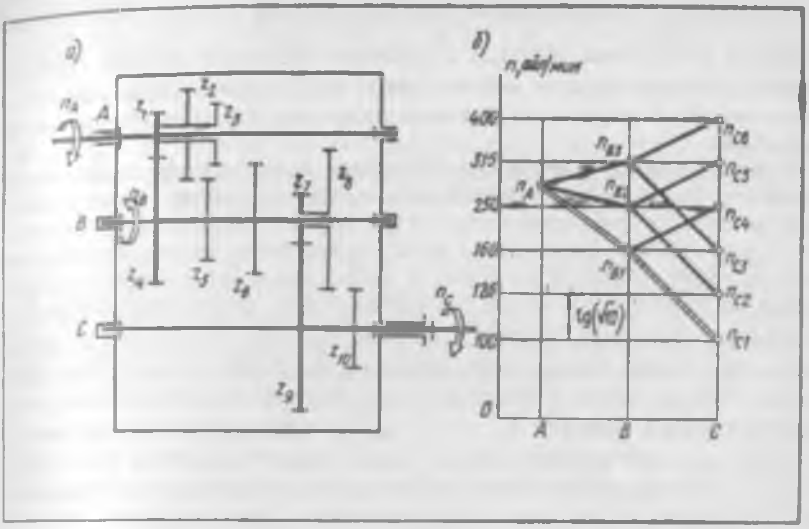
Узатиш нисбатлари қуйидаги муносабатлардан аниқланади: $u_{61} = \omega_6/\omega_1 = \operatorname{tg}\psi_6/\operatorname{tg}\psi_1 = O6/O1$; $u_{71} = \omega_7/\omega_1 = \operatorname{tg}\psi_H/\operatorname{tg}\psi_1 = OH/O1$.

Яққоллик учун тишли ғилдиракларнинг айланиш частотаси чизиғида шкала чизилади (3.11-расм, *в*).

Мураккаб тишли ғилдиракли механизмларни, масалан, узатмалар қутисини (3.12-расм, *а*) лойиҳалашда ясашлар кетма-кет амалга оширилади, натижалар эса турли, масалан, *A*, *B*, *C* валларнинг айланиш частоталари мажмуи кўринишида кўрсатилади. 3.12-расм, *а* да *A* валдаги ғилдираклар z_1, z_2, z_3 нинг ҳаракатланувчи блокидан, *B* валдаги ғилдираклар z_7, z_8 блокидан, *B* валга маҳкамланган ғилдираклар z_4, z_5, z_6; ва *C* валга маҳкамланган ғилдираклар z_9, z_{10} дан тузилган олти поғонали узатмалар қутисининг схемаси келтирилган.

Бундай механизмлар лойиҳаланганда, чиқиш вали *C* нинг айланиш частотаси талаб этилган доираларда, белгиланган қонун бўйича ўзгариши лозим, бу ўзгариш «нур диаграммаси» кўринишидаги графикда ўз ифодасини топади. 3.12-расм, *б* да ана шундай графиклардан бири тасвирланган, унда *C* валнинг айланиш частотаси $n_{C1} = 100$ мин$^{-1}$ дан $n_{C6} = 400$ мин$^{-1}$ гача ўзгариб, бу ўзгариш прогрессия махражи $\sqrt[10]{10} = 1{,}25$ бўлган геометрик прогрессия қонунияти бўйича амалга ошади. Айланиш частоталари шкаласи логарифмик тарзда қабул қилинади, бунда нотекис шкаланинг иккита қўшни қийматлари орасидаги кесмаларнинг узунлиги бир хил бўлади.

Мураккаб ҳаракатдаги бўғин нуқталарининг тезликлари ва тезла-



3.12- расм

нишлари планлари. Нуқта ёки жисмнинг ҳаракати мураккаб бўлганда унинг ҳаракати бир вақтнинг ўзида асосий ва қўзғалувчан саноқ системаларида тадқиқ қилинади.

Нуқта ёки жисмнинг асосий саноқ системасига нисбатан ҳаракати абсолют ҳаракати дейилади.

Нуқта ёки жисмнинг қўзғалувчан саноқ системасига нисбатан ҳаракати нисбий ҳаракати дейилади.

Қўзғалувчан саноқ системасининг асосий саноқ системасига нисбатан ҳаракати кўчма ҳаракати дейилади.

Нуқтанинг ҳаракати мураккаб бўлганда тезликларини қўшиш теоремаси қуйидагича бўлади: *нуқтанинг абсолют тезлиги* $\overline{v}_a$ *ушбу нуқтанинг кўчма* $\overline{v}_e$ *ва нисбий* $\overline{v}_r$ *тезликларининг геометрик йиғиндиси а га тенг:*

$$\overline{v}_a = \overline{v}_e + \overline{v}_r. \qquad (3.9)$$

Нуқтанинг кўчма тезлиги $\overline{v}_e$ таърифланаётганда унинг нисбий ҳаракати тўхтатилган деб фараз қилинади.

Бўғиннинг текис ҳаракатида кўчма ҳаракат ихтиёрий танланган нуқта тезлигидаги *илгарилама ҳаракат* бўлади, *нисбий ҳаракат* эса ана шу нуқта атрофидаги *айланма ҳаракат* бўлади; бунда бурилиш бурчаги ва йўналиши қайси нуқтанинг қутб сифатида танланишига боғлиқ эмас.

Текис параллел ҳаракатланувчи қаттиқ жисм исталган нуқтасининг *абсолют тезланиши* $\overline{a}_a$ иккита тезланишнинг: илгарилама кўчма ҳаракатдаги тезланиш $\overline{a}_e$ ҳамда нисбий айланма ҳаракатдаги тезланиш $\overline{a}_r$ нинг геометрик йиғиндисидан ташкил топади:

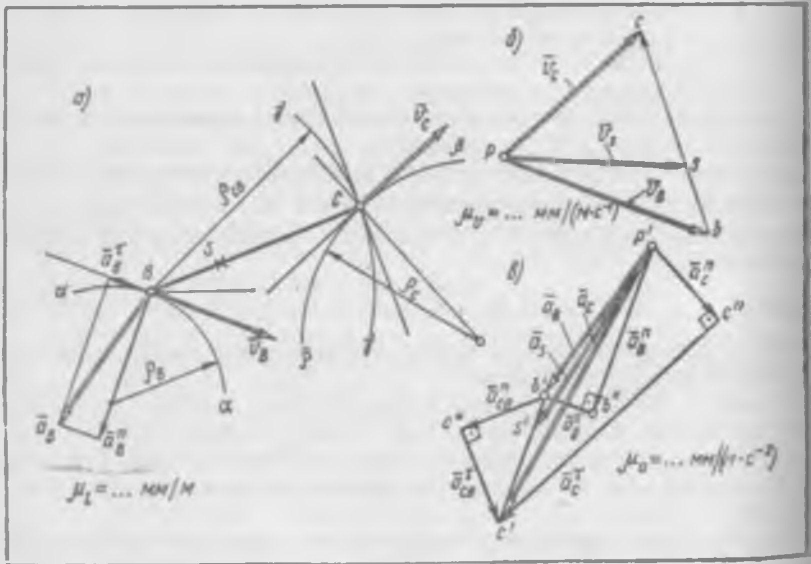
$$\overline{a}_a = \overline{a}_e + \overline{a}_r = \overline{a}_e + \overline{a}_r^n + \overline{a}_r^\tau, \qquad (3.10)$$

бунда $\overline{a}_r^n$ ва $\overline{a}_r^\tau$ — мос равишда *нуқтанинг айланиш радиуси бўйича траекториянинг эгрилик маркази томон йўналган нисбий ҳаракатдаги нормал тезланиш ва айланиш радиусига тик йўналган уринма тезланиш.*

Абсолют ҳаракат элементлари *a* индекси билан, нисбий ҳаракатники *r* индекси билан, кўчма ҳаракатники *e* индекси билан белгиланади. Агар ҳаракати кўриб чиқилаётган нуқта элемент белгисида кўрсатилмаса, ҳарф остига ёзиладиган индекс қўлланилади. Агар элементлар мажмуи кўриб чиқиладиган бўлса, у ҳолда индекслар тушириб қолдирилади ва ўрнига ҳарф остига ёзиладиган индекс сифатида нуқта ва бўғинларнинг белгилари ёзилади, масалан, $\overline{v}_{D3}$, $\overline{v}_{C3}$, $\overline{v}_{D2C3}$, $\overline{v}_{D2D3}$. Агар нуқтанинг бўғинга тегишли эканлиги алоҳида айтиб ўтилган бўлса ёки бу ҳол схемада яққол кўриниб турса, у ҳолда бўғиннинг номерини ёзмаса ҳам бўлади, масалан, $\overline{v}_D$, $\overline{v}_C$, $\overline{v}_{DC}$ ($\overline{v}_{DD}$ тарзида ёзиш мумкин эмас).

(3.9) ва (3.10) муносабатлардан текис ҳаракат қилаётган бўғин (масалан, 3.13 расмдаги *BC* бўғин) *нуқталарининг* тезликлар ва тезланишлар планларини тузиш учун фойдаланилади. *C* ва *B* нуқталар тезликларини аниқлаш учун (3.9) тенгламани қуйидаги кўринишда ёзамиз:

$$\underline{\overline{v}_C} = \underline{\underline{\overline{v}_B}} + \underline{\overline{v}_{CB}}.$$



3.13- расм

Бунинг маъноси қуйидагича: C нуқтанинг абсолют тезлиги v_C B нуқтанинг ҳаракатидан аниқланадиган кўчма тезлик $\overline{v_B}$ ва бўғин B нуқта атрофида айланганда ги C нуқтанинг нисбий тезлиги $\overline{v_{CB}}$ нинг геометрик йиғиндисига тенг. Бу вектор тенглама таркибида номаълумлар сони иккитадан ошмасагина уни ечиш мумкин. Агар абсолют ҳаракатдаги C ва B нуқталар чизадиган $\alpha\alpha$ ва $\beta\beta$ траекториялар маълум бўлса (3.13 расм, *а*), бу тенгламада ҳамма тезликларнинг йўналиши аниқ бўлади, яъни улар ҳаракат траекториясига уринма йўналган бўлади. Фақат бирорта нуқта тезлигининг модулини (масалан, $|\overline{v_B}|$) билиш зарур бўлади. Вектор тенгламаларни таҳлил қилишда векторларни уларнинг о тига битта ёки иккита чизиқ тортиб белгилаш қабул қилинган. Иккита чизиқ мазкур векторнинг йўналиши бўйича ҳам, ифодаловчи қиймат жиҳатидан ҳам аниқ эканлигини билдиради. Битта чизиқ эса векторнинг фақат йўналиши ёки фақат қиймати маълумлигини англатади.

Ёзилган вектор тенгламанинг ечими 3.13-расм, *б* да мос тезликларга мутаносиб бўлган кесмалар тарзида кўрсатилган:

$\overline{pc} = \overline{pb} + \overline{bc}$. бунда $\overline{pc} \backsim \overline{v_C}$; $\overline{pb} \backsim \overline{v_B}$; $\overline{bc} \backsim \overline{v_{CB}}$.

BC бўғиндаги исталган S нуқтанинг тезлиги нисбий тезлик $\overline{v_{CB}}$ ни ифодаловчи cb кесмани мутаносиб тарзда бўлиш усули билан аниқланади:

$$bs = cb(BS/CB).$$

Тезланишларни аниқлаш учун (3.10) тенглама қуйидагича ёзилади:

$$\overline{a^n_C} + \overline{a^\tau_C} = \overline{a^n_B} + \overline{a^\tau_B} + \overline{a^n_{CB}} + \overline{a^\tau_{CB}}. \qquad (3.11)$$

Нормал тезланиш қуйидаги формулалардан аниқланади:

$$a^n_C = v^2_C/\rho_C; \; a^n_B = v^2_B/\rho_B; \; a^n_{CB} = v^2_{CB}/\rho_{CB} = v^2_{CB}/l_{CB},$$

бунда ρ_B, ρ_C ва $\rho_{CB} = l_{CB}$ — абсолют ҳамда нисбий ҳаракатлар траекториясининг мос равишдаги эгрилик радиуслари.

Уринма тезланиш $\overline{a^\tau_B} = dv_B/dt$ ҳам берилган.

(3.11) вектор тенгламанинг ечими 3.13-расм, *в* да тезланишлар планининг тузилиши кўринишида келтирилган:

$$\overline{p'c''} + \overline{c''c'} = \overline{p'b''} + \overline{b''b'} + \overline{b'c^*} + \overline{c^*c'}.$$

$\overline{p'c''}$, $\overline{p'b''}$, $\overline{b'c^*}$ кесмалар мос равишда $\overline{a^n_C}$, $\overline{a^n_B}$, $\overline{a^n_{CB}}$ нормал тезланишларни μ_a масштабда ифодалайди:

$$\overline{p'c''} = \mu_a \overline{a^n_C}; \; \overline{p'b''} = \mu_a \overline{a^n_B}; \; \overline{b'c^*} = \mu_a \overline{a^n_{CB}}.$$

$\overline{c''c'}$, $\overline{b''b'}$, $\overline{c^*c'}$ кесмалар уринма тезланишлар $\overline{a^\tau_C}$, $\overline{a^\tau_B}$, $\overline{a^\tau_{CB}}$ ларга мутаносибдир, бунда $\overline{b''b'} = \mu_a \overline{a^\tau_B}$ кесма олдинроқ ҳисоблаб топилади, $\overline{c^*c'}$ ва $\overline{c''c'}$ кесмалар топилиши лозим бўлган тезланишларни аниқлашга имкон беради:

$$\overline{a^\tau_{CB}} = \overline{c^*c'}/\mu_a \quad \text{ва} \quad \overline{a^\tau_C} = \overline{c''c'}/\mu_a.$$

BC бўғиндаги исталган бошқа нуқтанинг, айтайлик, *S* нуқтанинг (3.13- расм, *а*) тезланиши бўғиндаги ва тезланишлар планидаги шакл ҳамда кесмаларнинг ўхшашлиги хусусиятидан фойдаланган ҳолда аниқланади (3.13- расм, *в*):

$$\overline{b's'} = \overline{b'c'}\,(BS/BC) \text{ ва } \bar{a}_S = \overline{p's'}/\mu_a.$$

$b's'$ кесма қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$b's' = b'c'\,(BS/BC).$$

Учта айланма жуфтлиги бўлган икки тизгинли группа учун (3.14- расм, *а*) тезликлар планлари ва тезланишлар планларини тузиш усули ҳар бир бўғинга мос келадиган вектор тенгламаларни тузишдан ва уларни биргаликда ечишдан иборат.

Масалан, 3.14- расм, *а* тасвирланган *BC* ҳамда *CD* бўғинлардан ташкил топган икки тизгинли группа учун қуйидаги тенгламалар тузилади.

Тезликларни аниқлаш учун:

$$v_C = \underline{v_B} + \underline{v_{CB}};$$
$$v_C = \underline{v_D} + \underline{v_{CD}}. \qquad (3.12)$$

(3.12) муносабатларнинг ўнг томонлари ўзаро тенглаштирилади:

$$\underline{v_B} + \underline{v_{CB}} = \underline{v_D} + \underline{v_C},$$

яъни агар иккала тизгиннинг (бу тизгинлар ёрдамида группа бошланғич бўғин ва стойкага ёки илгари туташтирилган группага бириктирилади) охирги *B* ва *D* нуқталари тезликларининг қийматлари ва йўналишлари маълум бўлса, *C* нуқтанинг тезлигини аниқлаш мумкин. (3.12) тенгламанинг ечими 3.14- расм, *б* да тезликлар планлари кўринишида келтирилган.

Ушбу

$$a_C = a_B + a_{CB} = \underline{a^n_B} + \underline{a^\tau_B} + \underline{a^n_{CB}} + \underline{a^\tau_{CB}};$$
$$a_C = a_D + a_{CD} = \underline{a^n_D} + \underline{a^\tau_D} + \underline{a^n_{CD}} + \underline{a^\tau_{CD}} \qquad (3.13)$$

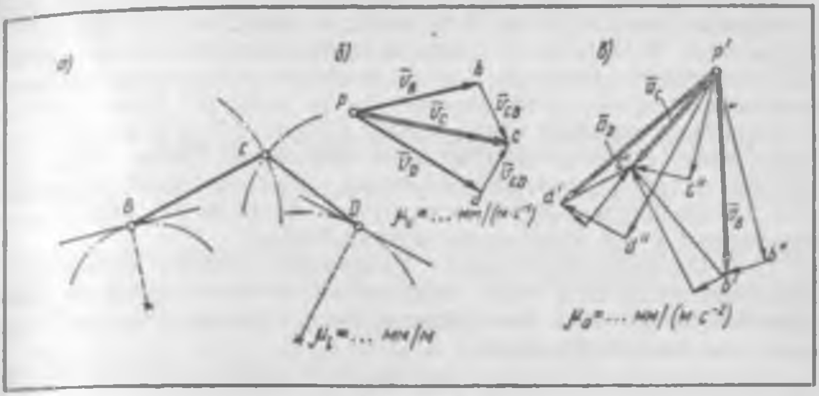
тезланишларни аниқлаш учун (3.13) муносабатларнинг ўнг томонлари ўзаро тенглаштирилади:

$$\underline{\bar{a}^n_B} + \underline{\bar{a}^\tau_B} + \underline{\bar{a}^n_{CB}} + \underline{\bar{a}^\tau_{CB}} = \underline{\bar{a}^n_D} + \underline{\bar{a}^\tau_D} + \underline{\bar{a}^n_{CD}} + \underline{\bar{a}^\tau_{CD}},$$

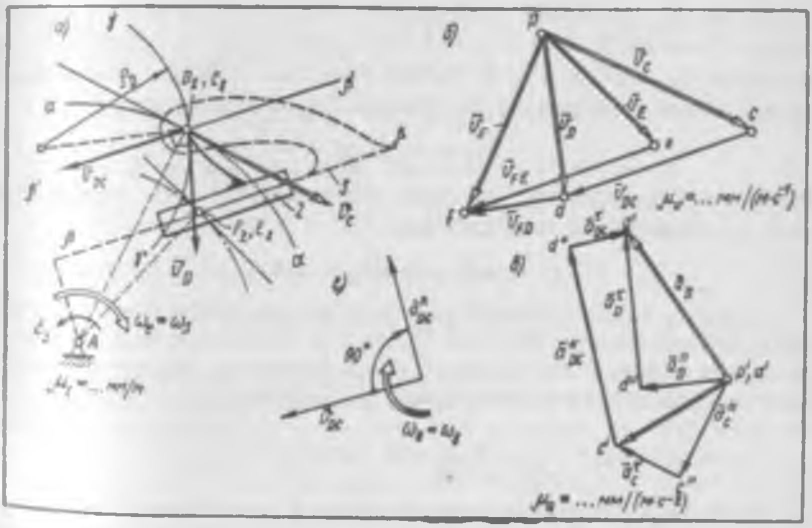
яъни *C* нуқтанинг тезланишини аниқлаш учун икки тизгинли группа иккала тизгинининг охирги *B* ва *D* нуқталарининг нормал ҳамда уринма тезланишлари қийматлари ва йўналишлари маълум бўлиши лозим.

(3.13) вектор тенгламанинг график тарздаги ечими 3.14- расм, *в* да тезланишлар плани кўринишида келтирилган.

Агар нуқтанинг мураккаб ҳаракатидаги кўчма ҳаракат илгарилама бўлмаса (3.15- шакл), *у ҳолда нуқтанинг абсолют тезланиши*



3.14- расм



3.15- расм

учта тезланиш: кўчма, нисбий ва кориолис тезланишларининг вектор йиғиндисидан иборат бўлади:

$$\overline{a}_a = \overline{a}_e + \overline{a}_r + \overline{a}_k = \overline{a}_e + \overline{a}_r + 2(\overline{\omega}_e \times \overline{v}_r). \qquad (3.14)$$

бунда нуқтанинг нисбий тезлиги вектори v_r (3.9) муносабатдан аниқланади:

$$\overline{v}_a = \overline{v}_e + \overline{v}_r.$$

(3.9) ва (3.14) муносабатлардан тезликлар ва тезланишлар планларини тузишда, масалан, бўғин *3* га нисбатан ҳаракатланувчи бўғин *2* *D* нуқтасининг (3.15- расм, *а*) тезлик ва тезланишларини аниқлашда фойдаланиш мумкин. Бўғинлар *2* ва *3* орасидаги илгарилама кинематик жуфтликнинг йўналтирувчи элементи $\beta-\beta$ тааллуқли бўлган *3* бўғин *С* нуқтасининг ҳаракати кўчма ҳаракат бўлади. Бўғин *3* нинг *С* нуқтаси ўзининг эгаллаган ҳолатига кўра айни вақтда бўғин *2* нинг кўриб чиқилаётган *D* нуқтасига мос келади. Уларнинг нисбий ҳаракати $\beta'-\beta'$ йўналишдаги тўғри чизиқ бўйича йўналади ва йўналтирувчи элементнинг $\beta-\beta$ йўналишига параллел бўлади.

D ва *С* нуқталарнинг ҳаракат йўналишлари уларнинг стойкага нисбатан ҳаракатларида *С* нуқта траекторияси $\alpha-\alpha$ ни ҳамда *D* нуқта траекторияси $\gamma-\gamma$ ни белгилайдиган бошқа бўғинлар билан қай тарзда боғланганлигига боғлиқдир.

Тезликларнинг (3.9) вектор тенгламаси қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$\underline{\overline{v}_D} = \underline{\overline{v}_C} + \underline{\overline{v}_{DC}}.$$

$\overline{v}_D$ ва $\overline{v}_C$ тезликлар нуқталарнинг мос траекторияларига уринма тарзда йўналган: v_C тезлик $\alpha-\alpha$ га, v_D эса $\gamma-\gamma$ га уринма бўлиб йўналган; v_{DC} тезлик $\beta'-\beta'$ бўйлаб йўналган. Вектор тенгламанинг график ечими 3.15- расм, *б* да қуйидаги кўринишда берилган:

$$\underline{\overline{pd}} = \underline{\overline{pc}} + \underline{\overline{cd}},$$

бунда ҳар бир кесма мос тезликка мутаносибдир. Шу сабабли $\overline{pc} = \mu_v \overline{v}_c$, изланаётган тезликлар эса

$$\overline{v}_D = \overline{pd}/\mu_v \text{ ва } \overline{v}_{DC} = cd/\mu_v.$$

Тезликлар плани бўйича бошқа нуқталарнинг тезликлари ҳам юқоридагидек аниқланади. Масалан, бўғин *2* га тегишли бўлган, айни пайтда ҳолати бўйича бўғин *3* даги *Е* нуқта билан мос келувчи *Е* нуқтанинг тезлиги қуйидагича аниқланади (3.15- расм, *а*):

$$\overline{v}_{F2} = \underline{\overline{v}_{E3}} + \underline{\overline{v}_{F_2E_3}} \text{ ёки } \overline{v}_F = \underline{\overline{v}_E} + \underline{\overline{v}_{FE}}.$$

Ушбу вектор тенгламани ечишда бўғин *2* нинг бўғин *3* га нисбатан ҳаракатидаги *F* ва *D* нуқталар тезликларнинг тенглигидан фойдаланиш мумкин:

$$\overline{v}_{FE} = \overline{v}_{DC} \text{ ёки } \overline{cd} = \overline{ef}.$$

Тезланишлар планини тузишда $\overline{a}_a = \overline{a}_e + \overline{a}_r + \overline{a}_k$ тенгламадан қуйидаги кўринишда фойдаланамиз:

$$\overline{a}_D = \overline{a}_C + \overline{a}_{DC} + \overline{a}_{DC},$$

ёки

$$\overline{a}_D^n + \overline{a}_D^t = \overline{a}_C^n + \overline{a}_C^t + \overline{a}_{DC}^n + \overline{a}_{DC}^t + \overline{a}_{DC}^k. \quad (3.15)$$

Агар остки индексда нуқталарнинг асосий ва қўзғалувчан саноқ системаларидаги белгиси келтирилган бўлса, кориолис тезланишини белгилашда устки индексдан фойдаланилади.

(3.15) тенгламада нормал тезланишлар қуйидагиларга тенг:

$$a_D^n = v_D^2/\rho_D; \; a_C^n = v_C^2/\rho_C; \; a_{DC}^n = v_{DC}^2/\rho_{DC} = v_{DC}^2/\infty = 0.$$

C нуқтанинг уринма тезланиши $a_C^\tau = \varepsilon_3 \rho_C$. Кориолис тезланиши

$\overline{a}_{DC}^k = 2\overline{\omega}_e \times \overline{v}_r = 2\overline{\omega}_3 \times \overline{v}_{CD}$. Кориолис тезланишининг йўналишини аниқлашда шуни ҳисобга оламизки, ω_3 вектор чизма текислигига перпендикуляр бўлиб, нисбий тезлик вектори $\overline{v}_{DC}$ чизма текислигида жойлашади. Шу сабабли нисбий тезлик вектори $\overline{v}_{CD}$ ни чизма текислигида кўчма ҳаракатнинг бурчак тезлиги йўналишида (кўрилаётган ҳолда $\overline{\omega}_3$ йўналишида) 90° га буриш кифоя (3.15- расм, *г*). Бурилган вектор Жуковский қоидасига асосан текис механизмлар учун кориолис тезланишининг йўналиши билан бир хил бўлади.

Тезланишлар учун вектор тенгламанинг ечими 3.15- расм, *в* да кесмалар кўринишида келтирилади:

$$\overline{p'd''} + \overline{d''d'} = \overline{p'c''} + \overline{c''c'} + \overline{c'd^*} + \overline{d^*d'}.$$

Ҳар бир кесма мос равишдаги тезланишга мутаносибдир:

$$\overline{p'd''} = \mu_a \overline{a}_D^n; \; \overline{p'c''} = \mu_a \overline{a}_C^n; \; \overline{c''c'} = \mu_a \overline{a}_C^\tau; \; \overline{c'd^*} = \mu_a \overline{a}_{DC}^k.$$

Изланаётган тезланишлар қуйидагига тенг:

$$\overline{a}_{DC}^\tau = \overline{d^*d'}/\mu_a; \; \overline{a}_D^\tau = \overline{d''d'}/\mu_a.$$

Охирги кинематик жуфтликлари айланма ва илгарилама бўлган икки тизгинли группага тегишли нуқталарнинг тезликлари ва тезланишларини аниқлашда нуқтанинг мураккаб ҳаракати ва бўғиннинг текис ҳаракати учун мўлжалланган муносабатлардан фойдаланилади.

3.16- расм, *а* да икки тизгинли группа тасвирланган бўлиб, унинг тизгини *3* бўғини *4* билан бирга илгарилама кинематик жуфтликни ҳосил қилади, бўғини *2* эса *B* ва *C* айланма жуфтликларни ҳосил қилади. C нуқтанинг тезлигини аниқлаш учун қуйидаги тенгламаларни ёзиш мумкин:

$$\overline{v}_C = \underline{\overline{v}_B} + \underline{\overline{v}_{CB}}; \qquad \overline{v}_C = \overline{v}_F + \underline{\overline{v}_{CF}}.$$

Ушбу муносабатларни ечиш учун аввал бўғин *4* даги F нуқтанинг тезлигини аниқлаш зарур, чунки ўша бўғин *4* даги M нуқтанинг тезлиги берилган:

$$\overline{v}_F = \underline{\overline{v}_M} = \underline{\overline{v}_{FM}}.$$

Муносабатларнинг ўнг томонларини ўзаро тенглаштирамиз:

$$\underline{\overline{v}_B} + \underline{\overline{v}_{CB}} = \underline{\overline{v}_F} + \underline{\overline{v}_{CF}}.$$

Агар бўғин *2* даги *B* нуқтанинг тезлиги v_B ҳамда бўғин *4* даги *F* нуқтанинг тезлиги v_F маълум бўлса, бу тенгламани ечиш мумкин.

Вектор тенгламанинг ечими 3.16- расм, *б* да тезликлар плани кўринишида келтирилган. Тезланишлар учун ҳам шунга ўхшаш муносабатлар ёзилади:

$$\overline{a}_F = \underline{\overline{a}_M} + \underline{\overline{a}^n_{FM}} + \underline{\overline{a}^\tau_{FM}};$$

$$\overline{a}_C = \overline{a}_B + \overline{a}_{CB} = \underline{\overline{a}^n_B} + \underline{\overline{a}^\tau_B} + \underline{\overline{a}^n_{CB}} + \underline{\overline{a}^\tau_{CB}};$$

$$\overline{a}_C = \overline{a}_F + \overline{a}_{CF} + \overline{a}^k_{CF} = \underline{\overline{a}_F} + \underline{\overline{a}^\tau_{CF}} + \underline{\overline{a}^k_{CF}}$$

муносабатларнинг ўнг томонлари ўзаро тенглаштирилиб қуйидаги тенглама ҳосил қилинади:

$$\underline{\overline{a}^n_B} + \underline{\overline{a}^n_{CB}} + \underline{\overline{a}^\tau_{CB}} = \underline{\overline{a}^n_F} + \underline{\overline{a}^\tau_F} + \underline{\overline{a}^k_{CF}} + \underline{\overline{a}^\tau_{CF}}.$$

Агар тагига иккита чизиқ тортилган ҳамма векторларнинг қийматлари ва йўналишлари аниқланган бўлса, юқоридаги муносабатларни ечиш мумкин. 3.16- расм, *г* да кориолис тезланишининг йўналишини Жуковский қоидасига асосан аниқлаш усули кўрсатилган. Ушбу вектор тенгламанинг ечими 3.16- расм, *в* да тезланишлар плани кўринишида келтирилган.

Икки тизгинли группани кинематик текширишнинг юқорида баён этилган усулларининг қўлланилиши турли-туман технологик машиналарда қўлланиладиган олти бўғинли кулисали механизм мисолида қуйида кўриб чиқилади (3.17- расм, *а*).

Механизмнинг бошланғич бўғини *1* берилган бурчак тезлик ω_1 ва бурчак тезланиш ε_1 билан *A* ўққа нисбатан айланма ҳаракат қилаётган бўлсин. Бошланғич бўғин *1* нинг бурчак координатаси φ_1 билан аниқланувчи ҳолати учун *B* нуқтанинг $v_B = \omega_1 l_{BA}$ тезликларини ҳамда ушбу тезланишларни аниқлаш мумкин:

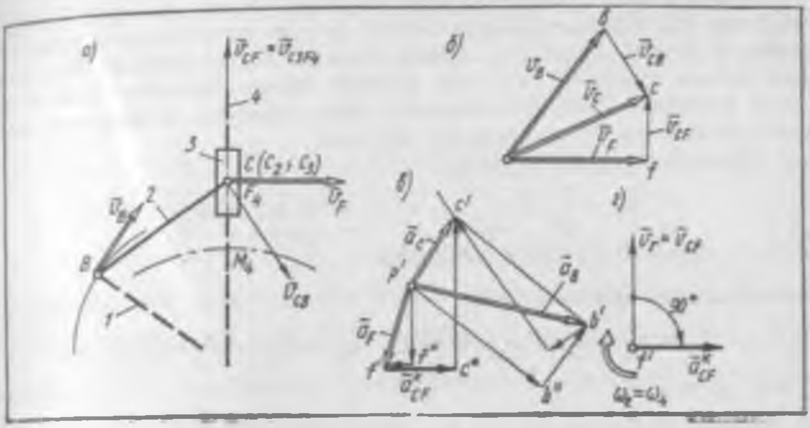
нормал тезланиш $a^n_B = \omega_1^2 l_{BA} = v_B^2/l_{BA}$,

уринма тезланиш $a^\tau_B = \varepsilon_1 l_{BA}$.

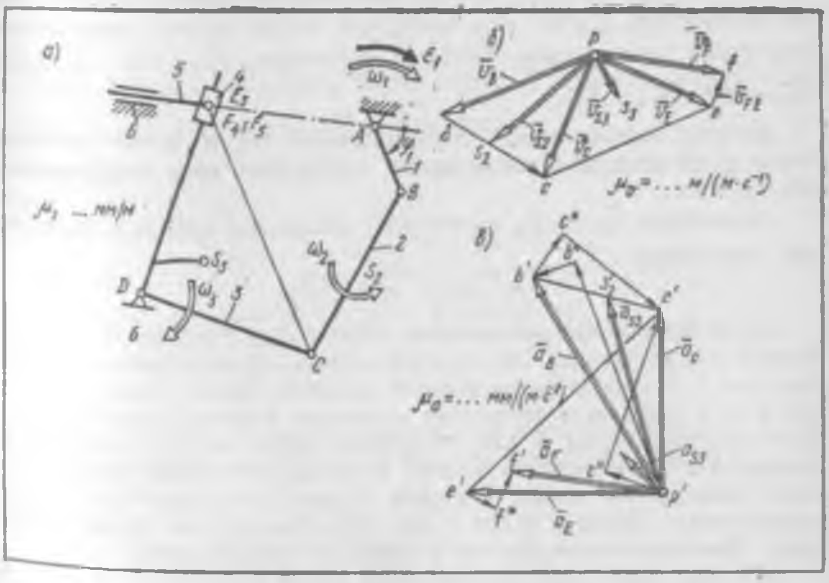
Тезликлар (3.17- расм, *б*) ва тезланишлар (3.17- расм, *в*) планларида ушбу векторлар кесмалар тарзида кўрсатилиб, уларнинг йўналиши ва узунлиги қуйидаги физик катталикларга мос келади:

$$\overline{pc} = \mu_v \overline{v}_B; \qquad \overline{p'b''} = \mu_a \overline{a}^n_B; \qquad \overline{b''b'} = \mu_a \overline{a}^\tau_B.$$

Масштабларнинг СИ даги бирлиги: $[\mu_v] = $ мм/(м·с$^{-1}$) ва $[\mu_a] = $ мм/(м×с$^{-2}$), уларнинг қийматлари эса ҳисоблашларни тузиш ҳамда талаб этилган даражада аниқ бажариш учун чизмада ажратиладиган майдоннинг ўлчамларига қараб танланади. Кесмалар ўлчамлари қанчалик катта танланса, график ҳисоблаш ва ясаш натижалари шунчалик аниқ бўлади.



3.16- расм



3.17- расм

Бўғинлар 2 ва 3 икки тизгинли группани ҳосил қилади. Группанинг бир учи бошланғич бўғин 1 нинг B нуқтасига, иккинчи учи эса стойка 6 нинг D нуқтасига шарнир ёрдамида бириктирилган. C нуқтадаги оралиқ кинематик жуфтлик айланма бўлиб, бўғинлар 2 ва 3 ни ўзаро боғлайди. Ушбу бўғинларнинг текис ҳаракати теоремасига асосан қуйидаги вектор тенгламалар ёзилади:

тезликларни аниқлаш учун:

$$\overline{v}_C = \underline{\overline{v}_B} + \underline{\overline{v}_{CB}}; \quad \overline{v}_C = \underline{\overline{v}_D} + \underline{\overline{v}_{CD}} = \underline{\overline{v}_{CD}},$$

$\overline{v}_B = 0$, чунки D ўқ ҳаракатланмайди;

тезланишларни аниқлаш учун:

$$\overline{a}_C = \underline{\overline{a}_B^n} + \underline{\overline{a}_B^\tau} + \underline{\overline{a}_{CB}^n} + \underline{\overline{a}_{CB}^\tau}; \quad \overline{a}_C = \underline{\overline{a}_D} + \underline{\overline{a}_{CD}^n} + \underline{\overline{a}_{CD}^\tau},$$

бунда $\overline{a}_D = 0$.

Нисбий тезликлар $\overline{v}_{CB}$ ва $\overline{v}_{CB}$ векторлари нисбий ҳаракат траекторияларига уринма тарзда йўналади, яъни $\overline{v}_{CB} \perp BC$; $\overline{v}_{CD} \perp CD$.

Нормал тезланишлар $\overline{a}_{CB}^n$ ва $\overline{a}_{CD}^n$ нинг сон қийматлари нуқталарнинг ҳаракат тезликларига ва ҳаракат траекторияларининг эгрилик радиусларига кўра аниқланади:

$$a_{CB}^n = v_{CB}^2/l_{CB}; \ a_{CB}^n = v_C^2/l_{CD}.$$

Нормал тезланишлар векторлар нуқталари нисбий ҳаракати мос траекториясининг эгрилик маркази томон нормал тарзда йўналган. Уринма тезланишлар $\overline{a}_{CB}^\tau$ ва $\overline{a}_{CD}^\tau$ векторлари нисбий ҳаракат траекторияларига томон уринма тарзда йўналган. Бинобарин, $\overline{a}_{CB}^n \parallel CB$; $\overline{a}_{CB}^\tau \perp CB$; $\overline{a}_{CD}^n \parallel CD$; $\overline{a}_{CD}^\tau \perp CD$.

Юқорида ёзилган вектор тенгламаларнинг график ечими тезликлар плани (3.17- расм, *б*) ва тезланишлар плани (3.17- расм, *в*) кўринишида келтирилган.

Изланаётган $\overline{v}_C$ ва $\overline{a}_C$ параметрлар қийматлари қуйидаги нисбатлардан аниқланади:

$$\overline{v}_C = \overline{pc}/\mu_v; \quad \overline{a}_C = \overline{p'c'}/\mu_a.$$

Кўриб чиқилаётган механизмнинг бўғини 3 га бўғинлар 4 ва 5 дан ташкил топган иккинчи икки тизгинли группа бириктирилган. Бўғинлар 4 ва 5 F нуқтада ўзаро айланма жуфтлик ҳосил қилади. Бўғинлар 4 ва 3 биргаликда илгарилама кинематик жуфтлик ҳосил қилади. Бўғин 5 билан стойка 6 ҳам илгарилама кинематик жуфтлик ҳосил қилади. Ушбу боғланишлар борлиги бўғинларнинг нисбий ҳаракатланишини таъминлайди: ползун 5 стойка 6 нинг йўналтирувчиси бўйлаб ҳаракатланади, бўғин 4 бўғин 3 даги ED йўналтирувчи бўйлаб сирпанади, йўналтирувчининг ўзи эса D ўққа нисбатан айланади.

Бўғинлар 4 ва 5 дан тузилган икки тизгинли группа учун вектор тенгламалар тузишда ползун 4 нинг мураккаб ҳаракати, яъни айни

вақтда бир хил ҳолатда турган бўғин *4* даги *F* нуқтанинг бўғин *3* даги *E* нуқтага нисбатан ҳаракати кўриб чиқилади.

Турли бўғинларга тегишли бўлган иккала F_4 ва E_3 нуқталар учун қуйидаги вектор тенгламалар ёзилади:

тезликларни аниқлаш учун:

$$\overline{v}_{F_4} = \overline{v}_{E_3} + v_{F_4E_3} \quad \text{ёки} \quad \underline{\overline{v}_F} = \underline{\overline{v}_E} + \underline{\overline{v}_{FE}};$$

тезланишларни аниқлаш учун:

$$\overline{a}_F = \overline{a}_F^{\tau} = \overline{a}_E^{n} + \overline{a}_E^{\tau} + \overline{a}_{FE}^{k} + \overline{a}_{FE}^{n} + \overline{a}_{FE}^{\tau}.$$

Бу ерда $\overline{a}_{FE}^{n} = 0$, чунки нисбий ҳаракат илгариламадир.

Тезликлар планини тузишда *E* нуқтанинг тезлиги $\overline{v}_E = \overline{v}_C + \overline{v}_{EC}$ муносабатдан ёки шаклларнинг ўхшашлигидан фойдаланиб аниқланади: $\Delta\, pce \sim \Delta\, DCE$.

Тезланишлар планини тузишда *E* нуқтанинг тезланиши механизм схемасидаги ва тезланишлар планидаги шаклларнинг ўхшашлигидан фойдаланиб аниқланади: $\Delta\, p'c'e' \sim \Delta\, DEC$.

Тезликларни аниқлашдаги вектор тенгламаларнинг ечими 3.17- расм, *б* да келтирилган.

$\overline{ef}$ вектор *DE* чизиққа параллел равишда, $\overline{pf}$ вектор эса стойка *6* йўналтирувчисига параллел равишда ўтказилган. *F* нуқтанинг изланаётган тезлиги v_F ушбу нисбатдан аниқланади:

$$\overline{v}_F = \overline{pf}/\mu_v.$$

Бўғин *4* даги *F* нуқтанинг бўғин *3* даги *E* нуқтага нисбатан v_{FE} тезлиги $\overline{v}_{FE} = \overline{ef}/\mu_v$ муносабатдан аниқланади.

Бўғинлар *3* ва *2* нинг бурчак тезликлари қуйидаги нисбатларга кўра топилади:

$$\omega_3 = \frac{v_C}{l_{CD}} = \frac{pc/\mu_v}{CD/\mu_l} = \frac{\mu_l}{\mu_v}\left(\frac{\overline{pc}}{\overline{CD}}\right),$$

$\operatorname{sgn}\omega_3 = -1$ (соат милининг ҳаракат йўналишида);

$$\omega_2 = \frac{v_{CB}}{l_{BC}} = \frac{bc/\mu_v}{BC/\mu_l} = \frac{\mu_l}{\mu_v}\left(\frac{\overline{bc}}{\overline{BC}}\right),$$

$\operatorname{sgn}\omega_2 = +1$ (соат милининг ҳаракатига тескари йўналишда).

Тезланишларни аниқлаш учун тузилган вектор тенгламалар:

$$\overline{a}_C^{n} + \overline{a}_C^{\tau} = \overline{a}_B^{n} + \overline{a}_B^{\tau} + \overline{a}_{CB}^{n} + \overline{a}_{CB}^{\tau};$$

$$\overline{a}_F^{\tau} = \overline{a}_E + \overline{a}_{FE}^{k} + \overline{a}_{FE}^{n} + \overline{a}_{FE}^{\tau},$$

бу ерда $a_{FE}^{n} = 0$. Буларнинг ечими 3.17- расм, *в* да келтирилган.

$\overline{p'c''}$ вектор CD чизиққа параллел қилиб ўтказилган, унинг узунлиги $\overline{p'c''} = \mu_a \overline{a_C^n}$ муносабатдан аниқланган. $\overline{C''C'}$ вектор DC чизиққа тик қилиб ўтказилган, унинг узунлиги эса вектор тенгламани ечиб аниқланади. $\overline{p'b''} = \mu_a \overline{a_B^n}$ вектор BA бўғинга параллел қилиб, $\overline{b''b'} = \mu_a \overline{a_B^\tau}$ вектор эса бурчак тезланиш ε_1 нинг йўналишини эътиборга олган ҳолда шу бўғинга тик қилиб ўтказилади. Биринчи тенгламани ечиш учун $\overline{p'b'} = \mu_a \overline{a_B}$ векторга $\overline{b'c^*} = \mu_a \overline{a_{CB}^n}$ векторни ҳамда узунлиги чизмаларни чизиш натижасида аниқланадиган $\overline{c^*c'}$ векторни қўшилади. c' нуқта йўналишлари маълум, аммо қийматлари номаълум бўлган $\overline{a_{CB}^\tau}$ ва $\overline{a_C^\tau}$ ларга мутаносиб бўлган иккита векторнинг кесишиш нуқтасини билдиради. Изланаётган тезланиш: $\overline{a_C} = \overline{p'c'}/\mu_a$.

E нуқтанинг тезланиши механизм схемасидаги ҳамда тезланишлар планидаги учбурчакларнинг ўхшашлигидан аниқланади: $\Delta CDE \backsim \Delta c'p'e'$.

Ползунлар *4* ва *5* даги F нуқтанинг тезланишини аниқлайдиган вектор тенгламанинг ўнг томонида қиймати ва йўналиши маълум бўлган иккита $\overline{p'e'} = \mu_a \overline{a_E}$ ва $\overline{e'f^*} = \mu_a \overline{a_{FE}^k}$ вектор ва йўналиши ED чизиққа параллел бўлган битта $\overline{f^*f'} = \mu_a \overline{a_{FE}^\tau}$ вектор бор.

$\overline{a_{FE}^k}$ тезланиш қуйидаги муносабатга кўра аниқланади:

$$\overline{a_{FE}^k} = 2\overline{\omega_e} \times \overline{v_r} = 2\overline{\omega_3} \times \overline{v_{FE}}.$$

Тезланишлар планидаги f' нуқта йўналишлари маълум бўлган $\overline{f^*p'}$ ва векторларнинг кесишувидан ҳосил бўлади. F нуқтанинг изланаётган тезланиши: $a_F = \overline{p'f'}/\mu_a$.

Бўғинлар *2, 3, 5* массаларининг марказлари s_2, s_3, s_5 нинг тезланиши шаклларнинг ўхшашлиги усули ҳамда нисбий ҳаракатдаги ва механизм схемасидаги нуқталарнинг тезланиш векторлари кесмаларини мутаносиб тарзда бўлиш усулидан фойдаланиб аниқланади. Масалан:

$$\overline{b's'_2} = \overline{b'c'}\frac{BS^2}{BC} \quad \text{ва} \quad \overline{a_{s2}} = \mu_a \overline{p's_2'} \quad \text{ёки} \quad \Delta c's'_3e' \backsim \Delta CS_3E.$$

3.17-расмда $\overline{a_{S3}} = p.s'_3/\mu_a$ учбурчакнинг фақат битта $c'e'$ томони кўрсатилган.

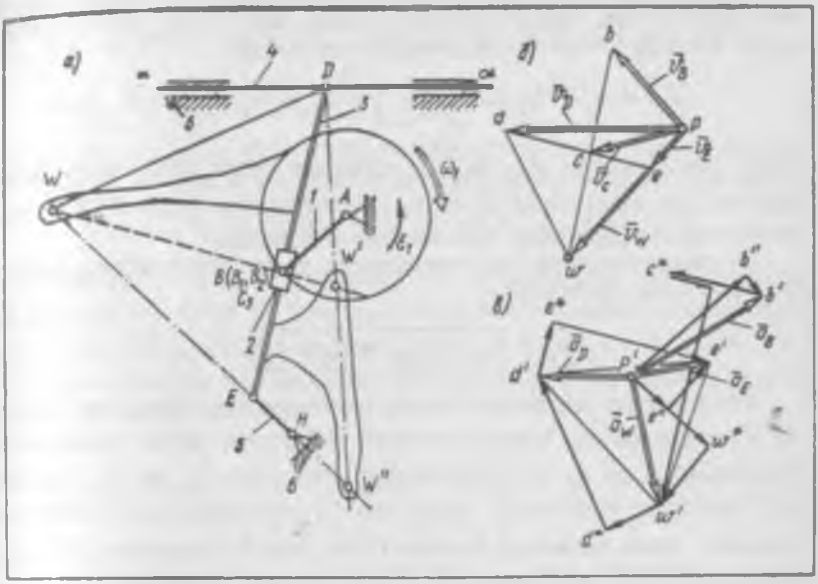
Бўғин *5* илгарилама ҳаракат қилади, шунга кўра

$$\overline{a_{S5}} = \overline{a_F} = \overline{p'f'}/\mu_a .$$

Бўғинларнинг бурчак тезланишлари қуйидаги муносабатлардан аниқланади:

$$\varepsilon_2 = a_{CB}^\tau/l_{CB} = \frac{\mu_l\, c^*c'}{\mu_a\, BC}; \qquad sgn\,\varepsilon_2 = +1;$$

$$\varepsilon_3 = a_C^\tau/l_{DC} = \frac{\mu_l\, e^*e'}{\mu_a\, CD}; \qquad sgn\,\varepsilon_3 = +1.$$



3.18- расм

Базис бўғин ва учта тизгиндан ташкил топган *уч тизгинли* группаси бўлган механизмни кинематик тадқиқ қилишда, ихтиёрий танланган нуқталар учун тузилган тенгламаларни тўғридан-тўғри ечиб бўлмайди. Шу сабабли базис бўғин 3 да алоҳида нуқталар деб аталувчи нуқталар танлаб олинади (3.18-расм, *a*). Улар иккита тизгиннинг ўқ чизиқлари кесишган нуқталарда ёки ползун ўқига ўтказилган перпендикуляр чизиқда ётади. Масалан, алоҳида нуқта W тизгин 5 нинг EH чизиғи билан ползун 2 нинг (иккинчи тизгиннинг) йўналтирувчиси ED га ўтказилган WB перпендикулярнинг кеенишувидан ҳосил бўлади (3.18- расм, *a*). Бинобарин, ҳар бир уч тизгинли группа учун базис бўғинда учта алоҳида нуқталар W, W', W'' ҳарфлари билан белгиланган. Кинематик таҳлил қилишда фақат битта алоҳида нуқтанинг, масалан, W нинг параметрларини аниқлаш кифоя. Бундай нуқталарни, чунончи, W ни танлашдан мақсад вектор тенгламалар тузилиши лозим бўлган икки нуқтанинг нисбий ҳаракат тезликлари бир хил йўналишда бўлишига эришишдан иборат. Масалан, бўғин 2 нинг тезлик йўналиши $\bar{v}_{BC}$ базис бўғиннинг тезлик йўналиши $\bar{v}_{CW}$ га мос ёки тизгин 5 нинг тезлик йўналиши $\bar{v}_{HE}$ базис бўғиннинг тезлик йўналиши $\bar{v}_{EW}$ га мос келади.

Тезликларни қўшиш тенгламасини таҳлил қилиб кўрамиз:

$$\bar{v}_C = \underline{\bar{v}_B} + \underline{\bar{v}_{CB}} \ .$$

Ушбу муносабатни тўғридан-тўғри ечиб бўлмайди. Шу сабабли базис бўғин 3 нинг текис-параллел ҳаракат теоремасига асосан алоҳида нуқта W учун тезликлар тенгламалари тузилади:

$$\overline{v}_W = \overline{v}_C + \overline{v}_{WC} = \overline{v}_B + \overline{v}_{CB} + \overline{v}_{WC}; \quad \overline{v}_W = \overline{v}_E + \overline{v}_{WE}.$$

Ушбу тенгламаларда $\overline{v}_{CB}$ ва $\overline{v}_{WC}$ векторлар (улар ED чизиққа перпендикуляр йўналади) ҳамда $\overline{v}_E$ ва v_{WE} векторларнинг (улар HEW чизиққа перпендикуляр йўналади) йўналишлари мос келади.

Бу тенгламаларнинг ўнг томонларини ўзаро тенглаштириб қуйидаги тенглама ҳосил қилинади:

$$\overline{v}_B + \overline{v_{CB} + v_{WC}} = \overline{v_E + v_{WE}},$$

Ушбу вектор тенгламада тўртта номаълум ҳад бўлса ҳам у алоҳида W нуқтанинг $\overline{v}_W$ тезлик векторини аниқлашга имкон беради, чунки тенгламанинг чап ва ўнг томонларида жойлашган $\overline{v}_{CB}$ ва $\overline{v}_{WC}$ ҳамда v_E v_{WE} векторлар жуфт-жуфт ҳолда мос йўналишларга эга. Вектор тенгламанинг ечими тезликлар планида (3.18-расм, б) томонлари $\overline{pb} = \mu_v \overline{v}_B$; $\overline{pw} = \mu_v(\overline{v_E + v_{WE}})$; $\overline{bw} = \mu_v(\overline{v_{CB} + v_{WC}})$ га тенг бўлган $\Delta\ pbw$ кўринишида келтирилган. pw кесма базис бўғин 3 га тегишли W нуқтанинг $\overline{v}_W$ тезлигига пропорционалдир: $\overline{pw} = \mu_v \overline{v}_W$. D нуқтанинг тезлигини аниқлаш учун ушбу вектор тенглама тузилади:

$$\overline{v}_D = \overline{v}_W + \overline{v}_{WD}.$$

Бунда D нуқтанинг тезлиги бўғин 4 нинг $\alpha\alpha$ йўналтирувчиси бўйлаб, нисбий тезлик $\overline{v}_{WD}$ эса WD чизиққи перпендикуляр тарзда йўналган. Ушбу вектор тенгламанинг ечими тезликлар планида (3.18-расм, б) $\Delta\ pdw$ кўринишида келтирилган, бунда $dw \perp DW$; $pd // \alpha\alpha$. Изланаётган тезлик $\overline{v}_D = \overline{pd}/\mu_v$.

Базис бўғиндаги қолган нуқталарнинг (масалан, C ва E нуқталарнинг тезлигини аниқлаш қийин эмас. Бунинг учун шаклларнинг ўхшашлиги усулидан ($\Delta\ wde \sim \Delta\ WDE$ ва $\Delta\ wcd \sim \Delta\ WCD$) ёки кесмаларни мутаносиб тарзда бўлиш усулидан ($de/ec = DE/EC$) фойдаланиш мумкин.

Уч тизгинли группаси бўлган механизм нуқталарининг тезланишларини аниқлашда ҳам шунга ўхшаш мулоҳазалар юритилади ва чизиш ишлари амалга оширилади.

Қуйида керакли муносабатлар келтирилган:

$$a_B^n = \omega_1^2 l_{BA}; \quad a_B^\tau = \varepsilon_1 l_{BA};$$

$$\overline{a}_C = \overline{a}_B + \overline{a}_{CB}^n = \overline{a}_{CB}^\tau = \overline{a}_{CB}^\tau.$$

Охирги тенгламада учта номаълум параметр бор, чунк $a_{CB}^n = 0$.

Алоҳида нуқта W учун тенгламалар системаси ёзилади:

$$\bar a_W = \bar a_E + \bar a^n_{WE} + \bar a^\tau_{WE} = \bar a^n_E + \bar a^n_{WE} + \bar a^\tau_E + \bar a^\tau_{WE};$$

$$\bar a_W = \bar a_C + \bar a^n_{WC} + \bar a^\tau_{WC} = \bar a_B + \bar a^k_{CB} + \bar a^n_{WC} + \bar a^\tau_{CB} + \bar a^\tau_{WC}.$$

$\bar a^\tau_E \parallel \bar a^\tau_{WE}$ ва $\bar a^\tau_{CB} \parallel \bar a^\tau_{WC}$ эканлигини ҳисобга олган ҳамда тенгликларнинг ўнг томонларини ўзаро тенглаштирган ҳолда ушбуни ҳосил қилинади:

$$\bar a_B + \bar a^k_{CB} + \bar a^n_{WC} + \overline{a^\tau_{CB} + a^\tau_{WC}} = \bar a^n_E + \bar a^n_{WE} + \overline{a^\tau_E + a^\tau_{WE}};$$

бу тенгламада икки жуфт векторларнинг йўналишлари мос бўлади, бу ҳол эса алоҳида нуқта W нинг $\bar a_W$ тезланишини аниқлашга имкон яратади: $a_W = \overline{p'w'}/\mu_a$ (3.18-расм, *в*).

Сўнгра қуйидаги тенгламаларни ёзиб ва уларни ечиб қолган нуқталарнинг тезланиши топилади:

$$\bar a^\tau_D = \bar a_W + \bar a^n_{DW} + \bar a^\tau_{DW};$$

$$\bar a^n_E + \bar a^\tau_E = \bar a_D + \bar a^n_{ED} + \bar a^\tau_{ED}.$$

D ва E нуқталар уринма тезланишларининг изланаётган қийматлари тезланишлар планидаги (3.18-расм, *в*) тегишли кесмалар ўлчамларига кўра аниқланади:

$$\bar a^\tau_D = \overline{p'd'}/\mu_a;\ \bar a^\tau_E = \overline{e''e'}/\mu_a;\ \bar a_E = \overline{p'e'}/\mu_a.$$

Кинематик узатиш функцияларини график усулда аниқлаш. Ушбу бобда кўриб чиқилган тезликлар ва тезланишлар планларини тузишда, механизм умумлашган координатасининг вақт бўйича ўзгариш қонуни олдиндан маълум, деган фаразга асосланилди. Эркинлик даражаси битта бўлган ($W = 1$) механизм учун бурчак тезлик ω_1 ва бурчак тезланиш ε_1 нинг қийматлари берилган, деб фараз қилинди. Машинани лойиҳалашнинг маълум босқичида бу қийматлар ҳозирча номаълум бўлган ҳолларда *мумкин бўлган тезликлар планлари ва мумкин бўлган тезланишлар планларидан* фойдаланилади (агар $\varepsilon_1 = 0$ бўлса). Бунда график ясашлар аввал кўриб чиққанга ўхшаш бўлиб, тезликлар планлари масштаблари μ_v ва μ_a нинг сон қийматлари номаълумдир. Бу ҳол *кириш ва чиқиш буғинлари кинематик параметрларининг нисбатлари* ҳисобланган кинематик узатиш функцияларини ҳисоблашга тўсқинлик қила олмайди. Бу параметрлар график ясашлар қандай масштабда бажарилганлигига боғлиқ эмас. Юқорида кўриб чиқилган мисолларни таҳлил қилиб чиқиб бунга ишонч ҳосил қилиш мумкин.

Масалан, 3.17-расм, *а* да тасвирланган транспортёр механизмидаги алоҳида буғинлар ва нуқталар ҳаракати тезлигининг узатиш функциялари қуйидаги муносабатлардан аниқланади.

F, S_2, S_3 нуқталар тезлигининг узатиш функциялари:

$$v_{qF} = \frac{v_F}{\omega_1} = \frac{v_F}{v_B/l_{BA}} = l_{BA}\frac{pf/\mu_v}{pb/\mu_v} = l_1\frac{pf}{pb};$$

$$v_{qS2} = \frac{v_{S2}}{\omega_1} = \frac{v_{S2}}{v_B/l_{BA}} = l_1\frac{ps_2}{pb};$$

$$v_{qS3} = \frac{v_{S3}}{\omega_1} = l_1\frac{ps_3}{pb}.$$

Бўғинлар *1*, *2* ва *3* бурчак тезликларининг узатиш нисбатлари

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{v_{CB}/l_{CB}}{v_B/l_{BA}} = \frac{l_{BA}}{l_{CB}}\frac{bc}{pb} = \frac{1}{\lambda_2}\frac{bc}{pb};$$

$$u_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{v_C/l_{CD}}{v_B/l_{BA}} = \frac{1}{\lambda_3}\frac{pc}{pb},$$

бунда $l_1 = l_{BA}$; $\lambda_2 = l_2/l_1 = l_{BC}/l_{BA}$; $\lambda_3 = l_3/l_1 = l_{DC}/l_1$.

Кириш бўғинининг уринма тезланиши нолга тенг деб фараз қилган ҳолда нуқта ва бўғинлар ҳаракати тезланишининг узатиш функцияларини аниқлаш учун ҳам юқоридагига ўхшаш амаллар бажарилади. Келтирилган муносабатлардан кўринадики, кинематик узатиш функциялари кесмаларнинг нисбати орқали ифодаланади. Чизма масштаби ўзгартирилганда кесмалар узунлиги ҳам ўзгариши мумкин, аммо бу ҳол уларнинг ўзаро нисбатига, яъни узатиш функцияларининг сон қийматига таъсир этмайди.

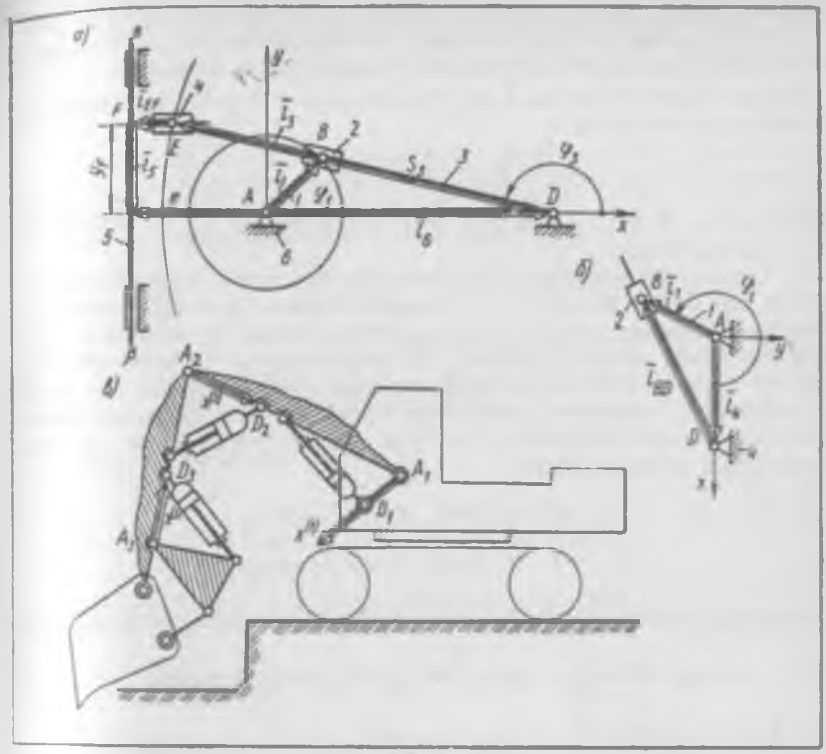
3.3- §. Пишангли текис механизмларнинг кинематик узатиш функцияларини ЭҲМдан фойдаланган ҳолда аналитик усулда аниқлаш

Бу усулнинг моҳияти шундан иборатки, бўғинларнинг чизиқли ва бурчак координаталари, тезлик ва тезланишлари ҳамда узатиш функциялари алгебраик ва тригонометрик амалларнинг якуний қийматларини ўз ичига олувчи аналитик ифодалар кўринишида аниқланади. Аналитик ифодалар функцияни ошкор, ошкормас ёки параметрик тарзда аниқланиши мумкин.

Механизмнинг тузилиши, бўғинларининг ўлчамлари ҳамда механизм умумлашган координатасининг вақтга боғлиқлиги кўрсатилган кинематик схема бошланғич маълумотлар ҳисобланади. Агар бу боғлиқлик берилмаган бўлса, у ҳолда тенгламалар умумлашган координаталар функцияси тарзида ёзилади, яъни кинематик узатиш функциялари аниқланади.

Аналитик ифодалар механизм хос нуқталарининг координаталари, тезликлари, тезланишлари учун тузилади; лойиҳалашда ана шу нуқталар учун ҳаракатнинг миқдорий тавсифи берилиши зарур.

Қуйида машиналарда кенг миқёсда қўлланиладиган баъзи механизмларнинг кинематик хусусиятларини аниқлаш учун зарур бўладиган аналитик ифодаларни аниқлашга доир мисоллар келтирилади.



3.19- расм

Кулисали механизм. 3.19- расм, *а* да кривошип *1*, кулиса *3*, ползунлар *2*, *4*, *5* дан ташкил топган олти бўғинли кулисали-тангенссимон механизм схемаси келтирилган. 3.19- расм, *б* да тўрт бўғинли кулисали механизм схемаси кўрсатилган, 3.19- расм, *в* да эса кулисали механизмнинг машинада қўлланишига мисол келтирилган. Бўғинларнинг узунлик ўлчамлари бўғинлар нисбий узунлигининг коэффициентлари λ_3, λ_e, λ_6 орқали кривошип узунлигининг улушлари ҳисобида ёзилади: $\lambda_3 = l_3/l_1$, $\lambda_e = e/l_1$, $\lambda_6 = l_6/l_1$. Бўғиннинг талаб қилинувчи ҳолатини аниқлашда кўриб чиқилаётган бўғин билан боғланадиган вектор ёрдамида унинг координата ўқларига нисбатан эгаллаган вазияти ҳисобга олинади. Бундай векторни бўғиндаги хос нуқталар билан: бўғиш шарнирларининг ўқларидан ўтувчи ўқ билан (масалан, 3.19- расмда $\bar{l}_1 = \overline{AB}$, $\bar{l}_3 = \overline{DE}$, $\bar{l}_6 = \overline{AD}$) ёки илгарилама кинематик жуфтликлардаги йўналтирувчи элементлар билан (масалан, 3.19- расмда $\bar{e} \perp \beta\beta$; $\bar{l}_8 // \beta\beta$) боғлаш лозим.

Векторларнинг қиялик бурчаклари абсцисса ўқидан бошлаб мусбат йўналишда ўлчаб қўйилади, *Axy* координата системасининг координаталар боши *A* бошланғич бўғиннинг айланиш ўқида (3.19- расм) ёки

қандайдир бошқа нуқтада жойлаштирилади, Ax абсциссалар ўқи эса стойка билан (масалан, 3.19- расмдаги айланма кинематик жуфтликларнинг ўқлари A ва D дан ўтувчи Ad йўналиш билан) боғланади.

Кулиса билан боғланган $\overline{l_3}$ векторнинг қиялик бурчаги φ_3 қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$\operatorname{tg} \varphi_3 = (y_E - y_D)/(x_E - x_D),$$

бунда x_D, y_D ва x_E, y_E — $\overline{l_3}$ векторнинг бошланиши D ва охири E нинг координаталари.

φ_3 бурчак бўғинларнинг узунликлари орасидаги муносабатларга қараб 0 дан 360° гача оралиқда ўзгариши мумкин (масалан, кулисаси айланувчи механизм учун). Тескари тригонометрик функциялар кўп қийматли бўлиб, асосий қийматлар эса чеклангандир. Масалан, $arctg\, \varphi_3$ доиравий функция учун асосий қиймат фақат $\pm 90°$ оралиғида ўзгаради. Шу сабабли φ_3 бурчакнинг қийматини тўғри аниқлаш учун, аргумент ишорасини аниқлаб берувчи ва $y = \operatorname{sgn} x$ орқали белгиланувчи сигнум функциясидан фойдаланилади:

$$y = \begin{cases} -1, \text{ агар } x < 0 \text{ бўлса;} \\ 0, \text{ агар } x = 0 \text{ бўлса;} \\ 1, \text{ агар } x > 0 \text{ бўлса.} \end{cases}$$

Масалан, йўналтирувчи φ_3 бурчак қуйидаги муносабатдан аниқланади

$$\varphi_3 = \begin{cases} -\operatorname{arctg} \dfrac{y_E - y_D}{x_E - x_D}, & \text{агар } \operatorname{sgn}(x_E - x_D) = -1 \text{ бўлса;} \\ \pi - \operatorname{arctg} \dfrac{y_E - y_D}{x_E - x_D}, & \text{агар } \operatorname{sgn}(x_E - x_D) = +1 \text{ бўлса;} \\ \pi/2 & \text{агар } \operatorname{sgn}(x_E - x_D) = 0 \text{ бўлса;} \\ \pi & \text{агар } \operatorname{sgn}(y_E - y_D) = 0 \text{ бўлса;} \\ 2\pi + \varphi_3 & \text{агар } \varphi_3 < 0 \text{ бўлса,} \end{cases} \quad (3.16)$$

$y_E/y_B = (l_6 - x_E)/(l_6 - x_B)$; $x_B = l_1 \cos \varphi_1$; $y_B = l_1 \sin \varphi_1$; $x_D = l_6 = \lambda_6 l_1$; $y_D = 0$ бўлганидан (3.16) муносабат узил-кесил қуйидагича ёзилади:

$$\varphi_3 = \begin{cases} -\operatorname{arctg} \left(\dfrac{\sin \varphi_1}{\cos \varphi_1 - \lambda_6} \right), & \text{агар } \operatorname{sgn}(\cos \varphi_1 - \lambda_6) = -1 \text{ бўлса,} \\ \pi + \operatorname{arctg} \left(\dfrac{\sin \varphi_1}{\cos \lambda_1 - \lambda_6} \right), & \text{агар } \operatorname{sgn}(\cos \varphi_1 - \lambda_6) = +1 \text{ бўлса;} \\ \pi/2, & \text{агар } \operatorname{sgn}(x_E - x_D) = 0 \text{ бўлса;} \\ \pi, & \text{агар } \operatorname{sgn}(\sin \varphi_1) = 0 \text{ бўлса;} \\ 2\pi + \varphi_3, & \text{агар } \varphi_3 < 0 \text{ бўлса.} \end{cases} \quad (3.17)$$

Ползун 5 даги F нуқтанинг x_F, y_F координаталари:

$$x_F = -e, \qquad y_F = y_E = l_3 \sin \varphi_3 = l_1 \lambda_3 \sin \varphi_3.$$

Кулиса 3 даги S_3 нуқтанинг x_{S3}, y_{S3} координаталари:

$$x_{S3} = l_1 \lambda_{S3} \lambda_3 \cos \varphi_3; \qquad y_{S3} = l_1 \lambda_{S3} \lambda_3 \sin \varphi_3.$$

бунда $\lambda_{S3} = l_{S3D}/l_1$.

Кинематик узатиш функциялари бўғинларнинг ҳолат функцияларини умумлашган координата φ_1 бўйича дифференциаллаш йўли билан топилади.

Бурчак тезликларнинг узатиш нисбати u_{31}:

$$u_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} = \frac{d}{d\varphi_1}\left[-\operatorname{arctg}\left(\frac{\sin \omega_1}{\cos \omega_1 - \lambda_6}\right)\right] =$$

$$= -\frac{1}{1+\left(\dfrac{\sin \varphi_1}{\cos \varphi_1 - \lambda_6}\right)^2} \cdot \frac{(\cos \varphi_1 - \lambda_6)(\cos \varphi_1) - \sin \varphi_1 (-\sin \varphi_1)}{(\cos \varphi_1 - \lambda_6)^2},$$

ёки узил-кесил ифода:

$$u_{31} = -\frac{(1 - \lambda_6 \cos \varphi_1)}{1 - 2\lambda_6 \cos \varphi_1 + \lambda_6^2}. \qquad (3.18)$$

Ползун 5 даги F нуқтанинг узатиш функцияси v_{qF}:

$$v_{qF} = \frac{v_F}{\omega_1} = \frac{d(l_1 \lambda_3 \sin \varphi_3)}{d\varphi_1} = l_1 \lambda_3 u_{31} \cos \varphi_3. \qquad (3.19)$$

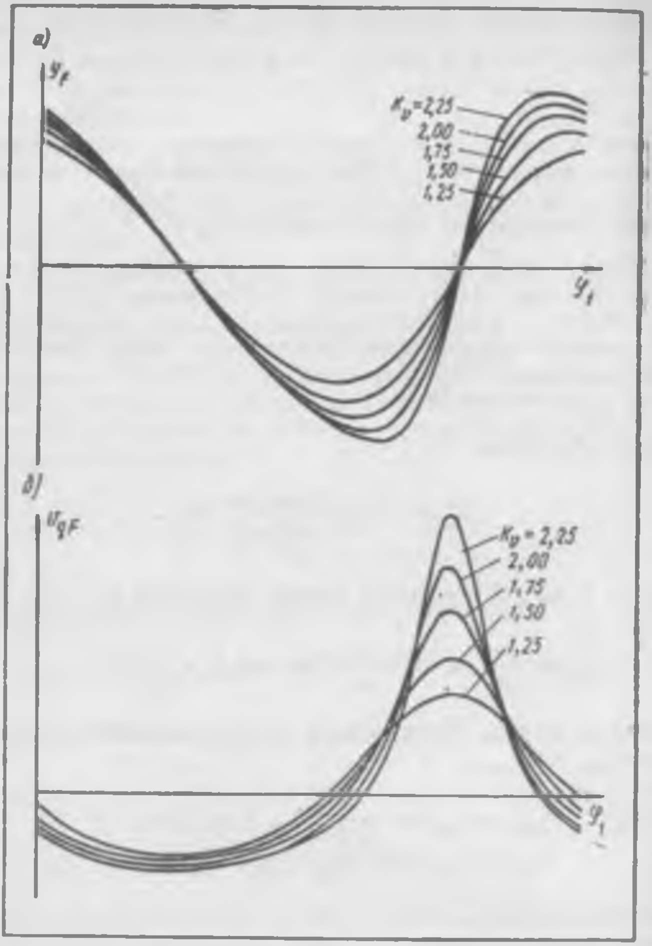
Кулиса 3 даги S_3 нуқта тезлиги проекцияларининг узатиш функциялари v_{qS3x} ва v_{qS3y}:

$$\left.\begin{aligned} v_{qS3x} &= v_{S3x}/\omega_1 = -l_1 \lambda_{S3} \lambda_3 u_{31} \sin \varphi_3; \\ v_{qS3y} &= v_{S3y}/\omega = l_1 \lambda_{S3} \lambda_3 u_{31} \cos \lambda_3. \end{aligned}\right\} \qquad (3.20)$$

Келтириб чиқарилган (3.18) — (3.20) муносабатларни иккинчи марта дифференциаллаб кулисанинг бурчак тезланишининг ҳамда F ва S_3 нуқталар тезланишларининг узатиш функциялари ҳосил қилинади.

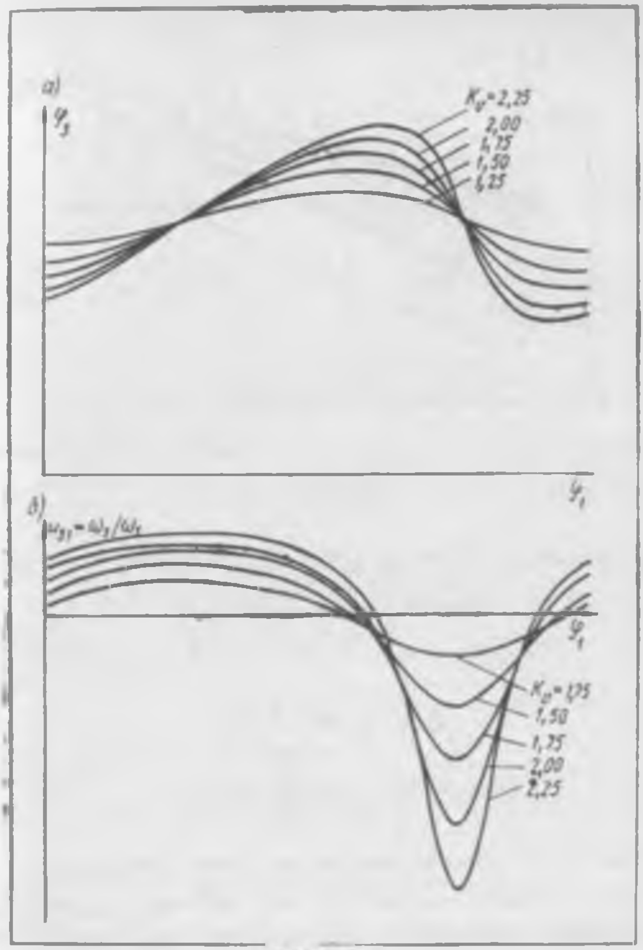
ЭҲМда ҳисобланган механизмнинг ҳолат функциялари φ_3, y_F ва узатиш функциялари u_{31}; v_{qF} нинг ўзгариш тарзини дисплейда ёки графясагич ёрдамида ҳосил қилинган графикда кузатиш қулай. 3.20 ва 3.21-расмларда функциялар ўзгаришининг кривошипнинг бурилиш бурчаги φ_1 га боғлиқлик графиклари кўрсатилган бўлиб, улар иш ва ёрдамчи юришлардаги чиқиш бўғинининг ўртача тезликлари орасидаги муносабатлар турлича бўлганда аниқланган. Бу муносабатлар ўртача тезликнинг ўзгариш коэффициенти K_v билан баҳоланади.

3.20-расм, *а* даги эгри чизиқлар y_F ва v_{qF} ларнинг, 3.21-расм, *а*, *б* даги эгри чизиқлар эса φ_3 ва u_{31} ларнинг K_v нинг бешта қиймати учун 1,25 дан 2,25 гача 0,25 қадам билан ўзгаришига мос келади.



3.20- расм

Кривошип-ползунли механизм. Механизмнинг кинематик схемаси 3.22-расмда келтирилган. Ползун *3* нинг йўналтирувчилари *4* координаталар системаси $Ox^{(0)}y^{(0)}$ га нисбатан φ_{40} бурчак билан жойлашган. Бошланиш нуқтаси *A* кривошип *1* нинг айланиш ўқи билан устма-уст тушган, абсциссалар ўқи *Ax* эса *e* масофага силжиган ползун *3* нинг йўналтирувчилари *4* га параллел жойлашган янги *Axy* координаталар системасини танлаш мақсадга мувофиқ. Йўналтирувчи бурчаклар φ_1 ва φ_2 нинг қийматларини бир қийматли қилиб аниқлаш учун $\overline{l}_1$ ва $\overline{l}_2$ векторлар бўғинлар *1* ва *2* билан бирлаштирилади. Шатун *2* нинг узунлиги ва шатундаги *S* нуқтанинг ҳолати кривошип узунлиги l_1 орқали ифодаланади: $l_2 = \lambda_2 l_1$; $l_{BS} = \lambda_S l_2 = \lambda_S \lambda_2 l_1$; $e = \lambda_e l_1$.



3.21- расм

$\overline{l_2}$ векторнинг йўналтирувчи бурчаги φ_2:

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = (y_C - y_B)/(x_C - x_B), \qquad (3.21)$$

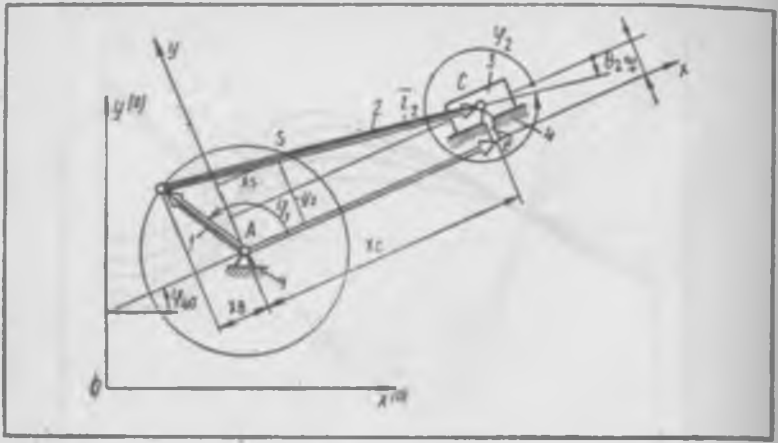
бунда x_C, y_C ва x_B, y_B — $\overline{l_2}$ векторнинг бошланиши B ва охири бўлган C нуқталарнинг координаталаридир; улар қуйидаги муносабатлар кўринишида ифодаланади:

$$x_B = l_1 \cos\varphi_1; \qquad y_B = l_1 \sin\varphi_1;$$

$$x_C = l_1 \cos\varphi_1 + \sqrt{l_2^2 - (l_1 \sin\varphi_1 - e)^2} =$$

$$= l_1\left[\cos\varphi_1 + \sqrt{\lambda_2^2 - (\sin\varphi_1 - \lambda_e)^2}\right];$$

$$y_C = e = \lambda_e l_1. \qquad (3.22)$$



3.22- расм

(3.22) тенгламалар (3.21) га қўйилса, қуйидагилар ҳосил бўлади:

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{\lambda_e - \sin\varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2 - (\sin\varphi_1 - \lambda_e)^2}} \qquad (3.23)$$

ёки

$$\sin\varphi_2 = \frac{\lambda_e - \sin\varphi_1}{\lambda_2}; \qquad (3.24)$$

$$\cos\varphi_2 = \frac{\lambda_2}{\sqrt{\lambda_2^2 - (\sin\varphi_1 - \lambda_e)^2}}. \qquad (3.24)$$

(3.23) ёки (3.24) муносабатлардан φ_2 бурчак аниқланади:

$$\varphi_2 = \begin{cases} 2\pi + \arcsin[(\lambda_e - \sin\varphi_1)/\lambda_1], & \text{агар } \operatorname{sgn}(\sin\varphi_1 - \lambda_e) + 1 \text{ бўлса}, \\ \arcsin[(\lambda_e - \sin\varphi_1)/\lambda_2], & \text{агар } \operatorname{sgn}(\sin\varphi_1 - \lambda_e) = -1; \text{ бўлса}. \end{cases}$$

Ползун *3* даги *C* нуқтанинг ҳолат функцияси қуйидаги ифодага мос келади:

$$x_C = l_1\left[\cos\varphi_1 + \sqrt{\lambda_2^2 - (\sin\varphi_1 - \lambda_e)^2}\right]. \qquad (3.25)$$

Шатун *2* даги *S* нуқтанинг ҳолат функцияси:

$$x_S = l_1(\cos\varphi_1 + \lambda_S\lambda_2\cos\varphi_2);$$

$$y_S = l_1(\sin\varphi_1 + \lambda_S\lambda_2\sin\varphi_2). \qquad (3.26)$$

(3.23) —(3.26) муносабатларни умумлашган φ_1 координатага кўра дифференциаллаб кинематик узатиш функциялари ҳосил қилинади.

Шатун ва кривошип бурчак тезликларининг узатиш нисбати u_{21}:

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d_{1\varphi}} = \frac{d[\arcsin((\lambda_e - \sin\varphi_1)/\lambda_2)]}{d\varphi_1} = -\frac{\cos\varphi_1}{\lambda_2\sqrt{1-[\lambda_e - \sin\varphi_1)/\lambda_2]^2}},$$

ёки узил-кесил:

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{\cos\varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2-(\lambda_e - \sin\varphi_1)^2}} = -\frac{\cos\varphi_1}{\lambda_2\cos\varphi_2}. \qquad (3.27)$$

Баъзи нуқталар тезлигининг узатиш функциялари ползундаги C нуқта учун

$$v_{qC} = \frac{v_C}{\omega_1} = \frac{dx_C}{d\varphi_1} = l_1\left[-\sin\varphi_1 - \frac{(\sin\varphi_1 - \lambda_e)\cos\varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2-(\sin\varphi_1 - \lambda_e)^2}}\right],$$

ёки

$$v_{qC} = \frac{v_C}{\omega_1} = -l_1\left[\sin\varphi_1 + \frac{(\sin\varphi_1 - \lambda_e)\cos\varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2-(\lambda_e - \sin\varphi_1)^2}}\right], \qquad (3.28)$$

ёки

$$v_{qC} = \frac{v_C}{\omega_1} = -l_1\left(\sin\varphi_1 - \frac{\sin\varphi_2\cdot\cos\varphi_1}{\cos\varphi_2}\right) = l_1\frac{\sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{\cos\varphi_2}; \qquad (3.29)$$

шатундаги S нуқта учун:

$$v_{qSx} = \frac{v_{Sx}}{\omega_1} = -l_1(\sin\varphi_1 + \lambda_S\lambda_2 u_{21}\sin\varphi_2);$$

ёки (3.30)

$$v_{qSy} = \frac{v_{Sy}}{\omega_1} = l_1(\cos\varphi_1 + \lambda_S\lambda_2 u_{21}\cos\varphi_2);$$

$$v_{qS} = \sqrt{v_{qSx}^2 + v_{qSy}^2}.$$

Шатун 2 нинг бурчак тезланиши:

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d(\omega_1 u_{21})}{dt} = u_{21}\frac{d\omega_1}{dt} + \varphi_1\frac{du_{21}}{dt} \qquad (3.31)$$

ёки

$$\varepsilon_2 = u_{21}\varepsilon_1 + \omega_1^2\frac{du_{21}}{d\varphi_1}. \qquad (3.32)$$

Шатун 2 бурчак тезланишининг узатиш функцияси қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$\frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} = u_{21}\left(\frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2}\right) + \frac{du_{21}}{d\varphi_1} = u_{21}\left(\frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2}\right) + \varepsilon_{q2}, \qquad (3.33)$$

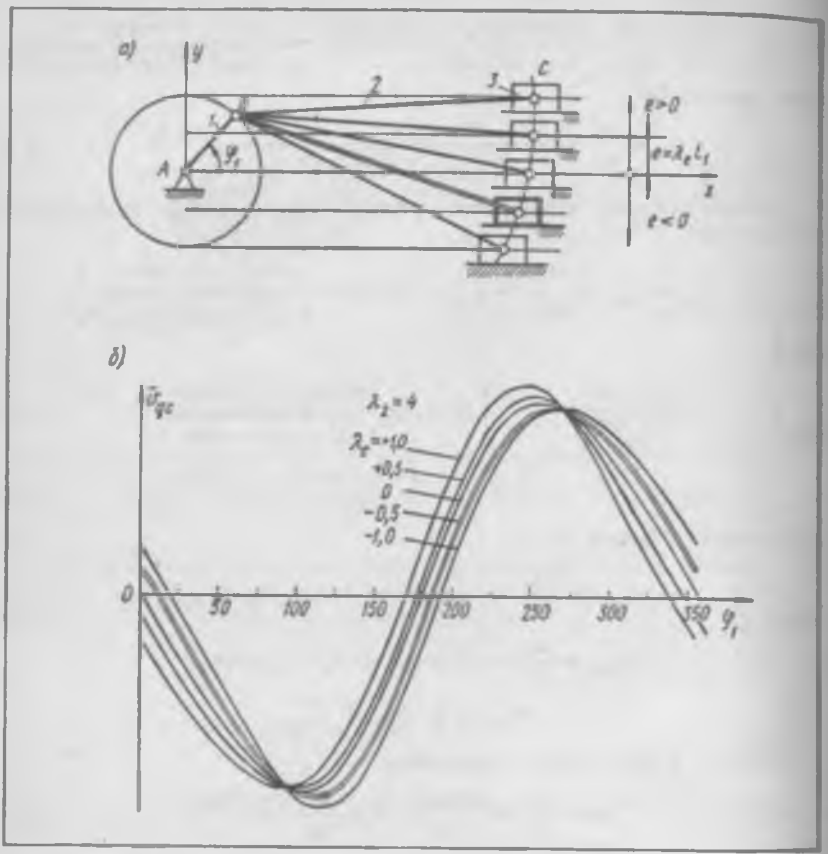
бунда

$$\varepsilon_{q2} = \frac{du_{21}}{d\varphi_1} = \frac{d}{d\varphi_1}\left(-\frac{\cos\varphi_1}{\lambda_2\cos\varphi_2}\right) = \frac{\cos\varphi_2\cdot\sin\varphi_1 - u_{21}\cos\varphi_1\sin\varphi_2}{\lambda_2\cos^2\varphi_2} =$$

$$= \frac{1}{\lambda_2\cos\varphi_2}\left(\sin\varphi_1 + \frac{\sin\varphi_2\cdot\cos^2\varphi_1}{\lambda_2\cos^2\varphi_2}\right).$$

Узил-кесил ҳосил қилинади:

$$\frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} = \frac{1}{\lambda_2\cos\varphi_2}\left[-\cos\varphi_1\frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2} + \sin\varphi_1 + \frac{\sin\varphi_2\cdot\cos^2\varphi_1}{\lambda_2\cos^2\varphi_2}\right]. \qquad (3.34)$$



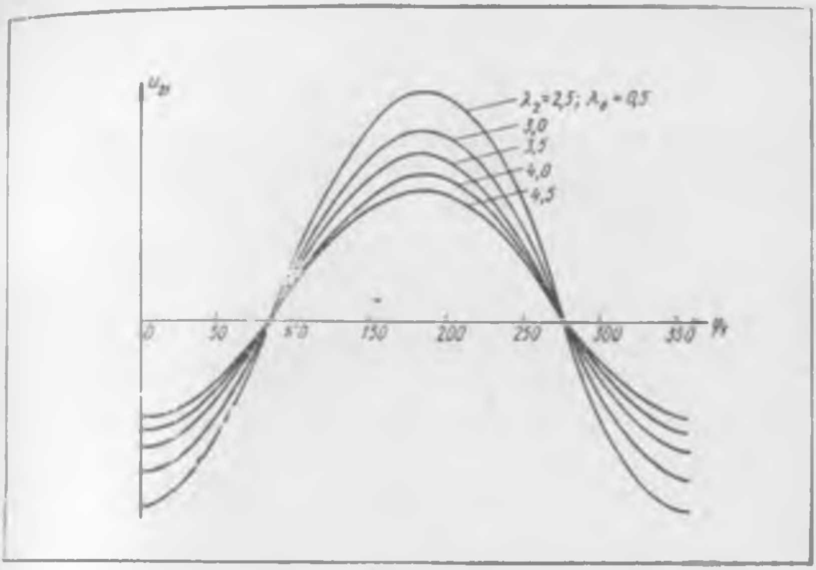
3.23- расм

Ползундаги C нуқта тезланиши a_C нинг бурчак тезлик ω_1 квадратига нисбати қуйидагига тенг:

$$\frac{a_C}{\omega_1^2} = -\frac{l_1}{\cos\varphi_2}\left[\frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2}\sin(\varphi_2-\varphi_1)+\cos(\varphi_1-\varphi_2)+\frac{1}{\lambda_2}\frac{\cos^2\varphi_1}{\cos^2\varphi_2}\right]. \quad (3.35)$$

Баъзи кинематик функцияларни ЭҲМда ҳисоблаш натижалари графиклар тарзида келтирилган: 3.23-расм, *б* да шатуннинг узунлиги ўзгармас ($\lambda_2 = 4$), аммо ползун йўналтирувчисининг нисбий силжишлари λ_e турлича бўлганда (3.23-расм, *а*) $v_{\varphi C} = v_C/\omega_1$ функциянинг φ_1 га боғлиқ бўлган ўзгариш графиклари келтирилган; 3.24-расмда ползун йўналтирувчисининг силжиши ўзгармас ($\lambda_e = 0,5$), лекин шатуннинг нисбий узунликлари λ_2 турлича бўлганда бурчак тезликлари узатиш нисбати $u_{21} = \omega_2/\omega_1$ нинг φ_1 га боғлиқ бўлган ўзгариш графиклари келтирилган.

Хусусий ҳолда $e = 0$ бўлганда марказий кривошип-ползунли механизм учун қуйидаги муносабатлар ўринли бўлади:



3.24- расм

$$\varphi_2 = -\arcsin(\sin\varphi_1/\lambda_2); \tag{3.36}$$

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = -\frac{\cos\varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2\varphi_1}}; \tag{3.37}$$

$$\frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} = \frac{-\cos\varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2\varphi_1}}\left(\frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2}\right) + \frac{\sin\varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2\varphi_1}}\left(1 - \frac{\cos^2\varphi_1}{(\lambda_2^2 - \sin^2\varphi_1)}\right); \tag{3.38}$$

ползун *3* даги *C* нуқта учун:

$$x_C = l_1\left(\cos\varphi_1 + \sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2\varphi_1}\right); \tag{3.39}$$

$$v_{\varphi C} = \frac{v_C}{\omega_1} = -l_1\sin\varphi_1\left(1 + \frac{\cos\varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2\varphi_1}}\right); \tag{3.40}$$

$$\frac{a_C}{\omega_1^2} = -l_1\left[\sin\varphi_1\left(1 + \frac{\cos\varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2\varphi_1}}\right)\left(\frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2}\right) + \cos\varphi_1 - \right.$$

$$\left. - \frac{1 - 2\cos^2\varphi_1 - (\sin^2\varphi_1 \cdot \cos^2\varphi_1)/(\lambda_2^2 - \sin^2\omega_1)}{\sqrt{\lambda_2^2 - \sin^2\varphi_1}}\right]. \tag{3.41}$$

Тескари тригонометрик arcsin *x* функцияни даражали қаторга ажратиш йўли билан ҳосил қилинувчи тақрибий формулалар қатор амалий масалаларни ечиш учун қулайдир:

$$\arcsin x = x + \frac{x^3}{2\cdot 3} + \frac{1\cdot 3\cdot x^5}{2\cdot 4\cdot 5} + \ldots .$$

$e = 0$ бўлганда (3.36) функциялар учун даражали қаторга ажратишни қўллаб қуйидаги ҳосил қилинади:

$$\varphi_2 \approx -\frac{\sin\varphi_1}{\lambda_2} - \frac{1}{6}\frac{\sin^3\varphi_1}{\lambda_2^3} - \frac{3}{40}\frac{\sin^5\varphi_1}{\lambda_2^5}. \tag{3.42}$$

Бу қатор тез яқинлашади ва одатда, агар $1/\lambda_2 < 1$ бўлса, биринчи икки ҳад билан кифояланади. Бундай шароитда қуйидаги тақрибий формулалар ўринлидир:

шатун *2* учун:

$$\sin\varphi_2 = -\frac{1}{\lambda_2}\sin\varphi_1; \tag{3.43}$$

$$\cos\varphi_2 \approx 1 - \frac{1}{2\lambda_2^2}\sin^2\varphi_1; \tag{3.44}$$

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \approx -\frac{\cos\varphi_1}{\lambda_2} - \frac{1}{2\lambda_2^3}\sin^2\varphi_1\cos\varphi_1; \tag{3.45}$$

$$\frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2} \approx \frac{1}{\lambda_2}\sin\varphi_1 + \frac{1}{\lambda_2^3}\sin\varphi_1\left(-1 + \frac{3}{2}\sin^2\varphi_1\right); \tag{3.46}$$

ползун *3* нинг *C* нуқтаси учун:

$$x_C \approx l_1\left(\lambda_2 + \cos\varphi_1 - \frac{1}{2\lambda_2}\sin^2\varphi_1 - \frac{1}{8\lambda_2^3}\sin\varphi_1\right); \tag{3.47}$$

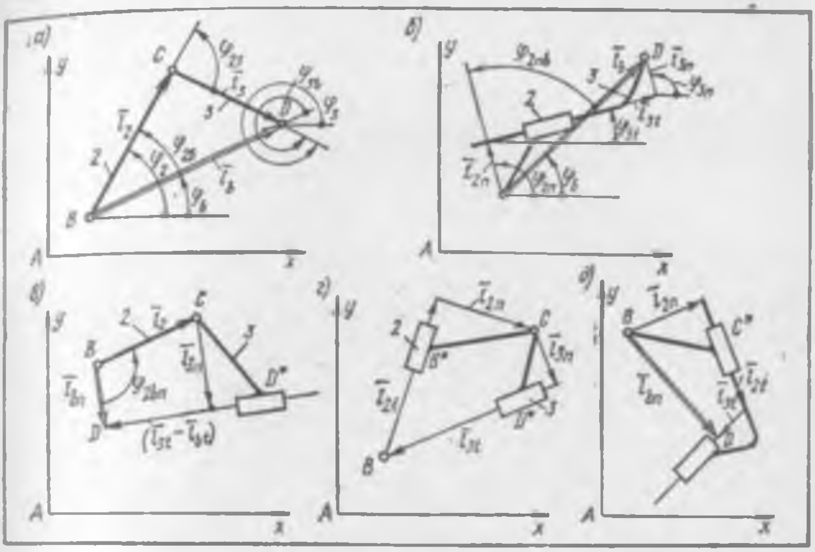
$$v_{qC} = \frac{v_C}{\omega_1} \approx l_1\left(-\sin\varphi_1 - \frac{1}{\lambda_2}\sin\varphi_1\cdot\cos\varphi_1 - \frac{1}{2\lambda_2^3}\sin^3\varphi_1\cdot\cos\varphi_1\right) \approx$$

$$\approx -l_1\left(\sin\varphi_1 + \frac{1}{2\lambda_2}\sin 2\varphi_1\right); \tag{3.48}$$

$$\frac{a_C}{\omega_1^2} = l_1\left[-\cos\varphi_1 + \frac{1}{\lambda_2}(1 - 2\cos^2\varphi_1) + \frac{1}{\lambda_2^3}\sin^2\varphi_1\left(\frac{1}{2} - 2\cos^2\varphi_1\right)\right]. \tag{3.49}$$

Икки тизгинли структура группаси бўлган механизмлар. Юқорида оддий механизмларга тааллуқли бўлган узатиш нисбатларини аниқлашга мисоллар кўриб чиқилган эди. Мураккаброқ механизмлар учун математик муносабатлар катталик қилади ва уларни ўзгартиришда қийинчилик вужудга келиши мумкин. Агар механизмда бир неча икки тизгинли структура группаси мавжуд бўлса, уларни механизмга бириктириш тартибида ажратиб кўрсатиш ва аввал ҳар бир группани шундай координаталар системасида кўриб чиқиш лозимки, бунда группа бўғинлари ушбу системага нисбатан қўзғалувчанлиги нолга тенг бўлган системани ташкил қилсин.

Ҳар бир структура группаси учун шундай вектор контурини ҳосил қилиш мумкинки, унинг ташкил қилувчилари маълум тарзда группа бўғинлари билан боғланган, уларнинг геометрик йиғиндиси эса *структура группасининг асосий вектори* $\overline{l_b}$ деб қаралиши мумкин бўлган векторга тенг бўлади.



3.25- расм

3 25-расмда турли модификациялардаги икки тизгинли группалар учун мўлжалланган вектор контурларига мисоллар келтирилган. Агар группадаги бўғин икки шарнирли бўлса, у ҳолда ушбу бўғин билан боғланган вектор бўғиннинг ўқ чизиғи бўйлаб жойлаштирилади (масалан 3.25- расм, *а*, *в* даги $\overline{l}_2$ вектор). Агар бўғинлар илгарилама кинематик жуфтлик ҳосил қилса, у ҳолда бўғинга векторнинг нормал ва ўқ бўйича (йўналтирувчи бўйича) йўналган ташкил этувчилари бириктирилади (масалан, 3.25- расм, *б*, *в*, *г*, *д* даги $\overline{l}_{2n}$, $\overline{l}_{2t}$, $\overline{l}_{3n}$, $\overline{l}_{3t}$ векторлар).

Икки тизгинли группанинг вектор контури қуйидаги муносабатларга мос келиши зарур (3.25- расм):

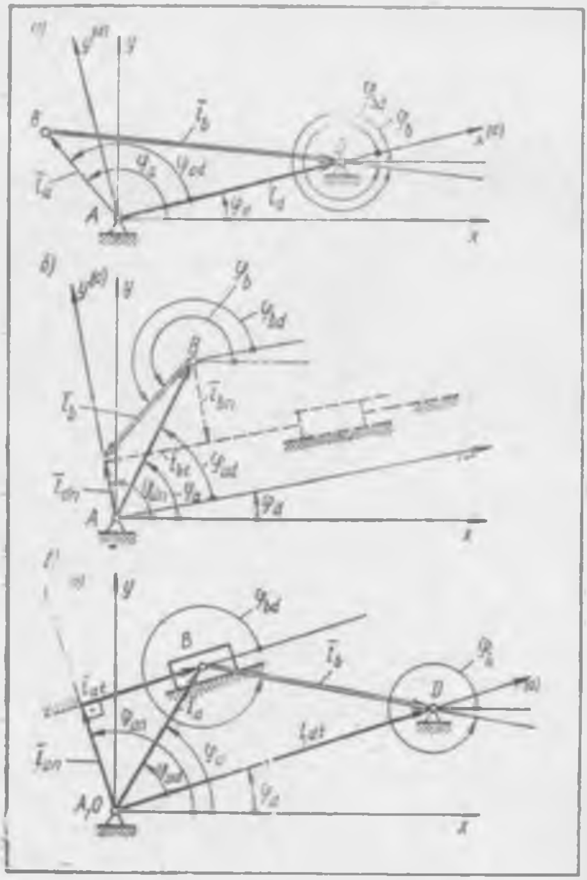
$$\overline{l}_b = \overline{l}_2 + \overline{l}_3, \tag{3.50}$$

ёки

$$\overline{l}_{bn} + \overline{l}_{bt} = \overline{l}_{2n} + \overline{l}_{2t} + \overline{l}_{3n} + \overline{l}_{3t}. \tag{3.51}$$

(3.51) тенгламанинг баъзи ташкил этувчилари структура группасининг муайян бир модификацияси учун нолга тенг бўлиши мумкин (3.25- расм, *б*, *в*, *г*, *д*).

Агар ташқи кинематик жуфтлик элементлари билан боғланган ўқ ёки нуқталарнинг координаталари маълум бўлса, у ҳолда структура группаси асосий вектори $\overline{l}_b$ нинг ҳолати иккита берилган нуқтани боғловчи вектор ҳолатини аниқлайдиган муносабатларга кўра аниқланиши мумкин. Масалан, фақат айланма кинематик жуфтликлари *B* ва *D* бўл-



3.26- расм

ган икки тизгинли группа учун B ва D нуқталарнинг координаталари x_B, y_B, x_D, y_D маълум бўлганда:

l_b векторнинг узунлиги:

$$l_b = l_{BD} = \sqrt{(x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B)^2}; \qquad (3.52)$$

$\bar{l}_b$ векторнинг Ax абсциссалар ўқига нисбатан йўналтирувчи бурчаги φ_b:

$$\varphi_b = \begin{cases} \operatorname{arctg}[(y_D - y_B)/(x_D - x_B)], \text{ агар } \operatorname{sgn}(x_D - x_B) = 1 \text{ бўлса;} \\ \pi + \operatorname{arctg}[(y_D - y_B)/(x_D - x_B)], \text{ агар } \operatorname{sgn}(x_D - x_B) \text{ и } = -1 \text{ бўлса.} \end{cases} \qquad (3.53)$$

Агар бошланғич бўғин ҳаракати берилган ҳамда D нуқта координаталари маълум бўлса ёки илгари бириктирилган структура группасининг ҳаракат параметрлари аниқланган бўлса, ҳар бир структура группасининг асосий векторн $\overline{l_b}$ нинг бошланиши B ва охири D нинг координаталари маълум бўлади. Бошланиш нуқтаси xAy координаталар системасидаги A нуқтада жойлашган $\overline{l_a}$ векор бошланғич бўғинга бириктирилади (2.26-расм). Бошланғич бўғиндаги B нуқта координаталари қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$x_B = l_a \cos\varphi_a; \qquad y_B = l_a \sin\varphi_a. \tag{3.54}$$

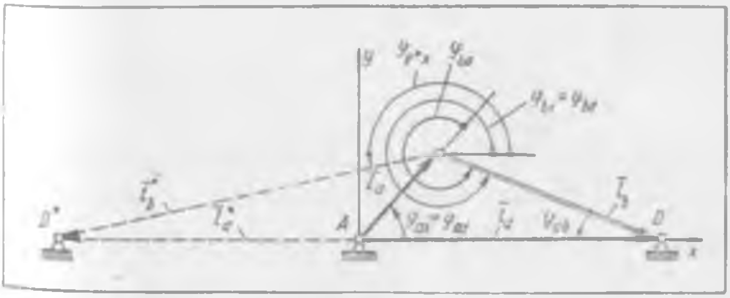
Ax абсциссалар ўқи горизонтал жойлашган координаталар системасидан ташқари, механизм стойкаси ёки бўғин ўқи бўйлаб йўналган, бунда бир системадан иккинчи системага координаталарни ўзгартириш усули билан ўтказиладиган координаталар системасидан фойдаланиш ҳам мақсадга мувофиқдир.

3.26-расмда $Ax^{(d)}y^{(d)}$ координаталар системасини танлашга бир қанча мисоллар кўрсатилган; ушбу системанинг абсциссалар ўқи стойка билан боғланган $\overline{l_d}$ векторга нисбатан аниқ бир вазиятда жойлашган: a — $Ax^{(d)}$ ўқи стойкадаги A ва D нуқталарни боғловчи $\overline{l_d}$ вектор билан устма-уст жойлашган; $б$ — $Ax^{(d)}$ ўқи бошланғич бўғиннинг A шарнирига нисбатан $\overline{l_{dn}}$ га силжитилган чиқиш бўғини йўналтирувчисига параллел ўтказилган; $в$ — бошлангич бўғин илгарилама ҳаракатланади, $Ax^{(d)}$ ўқи эса стойкадаги D нуқтанинг $\overline{l_{an}}$ қийматга силжишини ҳисобга олган ҳолда $\overline{l_{dt}}$ вектор бўйлаб йўналтирилган. Ушбу ҳолларнинг ҳаммасида ҳам битта координаталар системаси бошқасига нисбатан φ_d бурчакка бурилган, бошланғич бўғиннинг ҳолати $\overline{l_a}$ эса $Ax^{(d)}$ ўқига нисбатан $\varphi_{ad} = \varphi_d - \varphi_d$ бурчакни ташкил қилади.

Бошланғич бўғиндаги B нуқта координаталари қуйидаги муносабатлардан аниқланади:

$$x_B^{(d)} = l_a \cos\varphi_{ad}; \qquad y_B^{(d)} = l_a \sin\varphi_{ad}. \tag{3.55}$$

Асосий вектор нуқталари B ва D нинг координаталарини аниқлашда 3.27-расмда курсатилган механизмни йиғишнинг мумкин бўлган вариантла-



3.27-расм

рига эътибор бериш лозим, чунки улар векторлар орасидаги бурчакларнинг аниқ қийматларини белгилайди.

Ҳар бир структура группаси бўғинларининг ўлчамлари маълум бўлганлиги сабабли, аниқланган $\overline{l_b}$ векторга кўра учбурчак элементлари орасидаги нисбатни ҳисобга олиб ва координаталарни ўзгартириш усулидан фойдаланган ҳолда контурдаги қолган векторларнинг параметрлари аниқланади.

Учта айланма кинематик жуфтликли, икки тизгинли группа учун (3.25-расм, *а*) масаланинг ечими учбурчакнинг маълум томонлари l_2, l_3 ва l_b дан унинг бурчакларини аниқлашдан иборат. Масалан, φ_{2b} бурчак қуйида келтирилган формулаларнинг бирортасидан аниқланади:

$$\cos\varphi_{2b} = \frac{l_2^2 + l_b^2 + l_3^2}{2l_2 l_b}; \qquad (3.56)$$

$$\operatorname{tg}\frac{\varphi_{2b}}{2} = \sqrt{\frac{(p-l_2)(p-l_b)}{p(p-l_3)}}; \qquad (3.57)$$

$$\sin\frac{\varphi_{2b}}{2} = \sqrt{\frac{(p-l_2)(p-l_b)}{l_2 l_b}}, \qquad (3.58)$$

бунда $p = 0,5(l_3 + l_2 + l_b)$ — вектор контури периметрининг ярми.

φ_{23} ва φ_{3b} бурчаклар формулалари ўхшаш бўлиб, улар (3.56)—(3.58) муносабатлардаги тегишли томонлар индексларини кетма-кет ўрин алмаштириш йўли билан ҳосил қилинади.

3.25-расм, *б*, *в* да тасвирланган структура группаларидаги φ_{2nb} (3.25-расм, *б*) ёки φ_{2bn} (3.25-расм, *в*) бурчакларни аниқлаш учун мос равишда тўғри бурчакли учбурчаклар кўриб чиқилади, чунки бўғинлар *2* ва *3* нинг берилган ўлчамларига кўра $\overline{l_{2n}}$, $\overline{l_{3n}}$, $\overline{l_{3t}}$, $\overline{l_b}$, $\overline{l_{bn}}$, $(\overline{l_{3t}} - \overline{l_{bt}})$ векторларнинг узунлиги маълумдир.

Механизмнинг бирор бўғини ёки бирор структура группаси билан боғланган векторнинг параметрлари аниқлангандан сўнг механизмнинг кинематик хусусиятлари аниқланади.

Вектор $\overline{l_b}$ га татбиқан (3.25-расм, *а*) ҳисоблаш тартиби қуйидагича:

D нуқта координаталари учун:

$$x_D = x_B + l_b\cos\varphi_b; \qquad y_D = y_B + l_B\sin\varphi_B; \qquad (3.59)$$

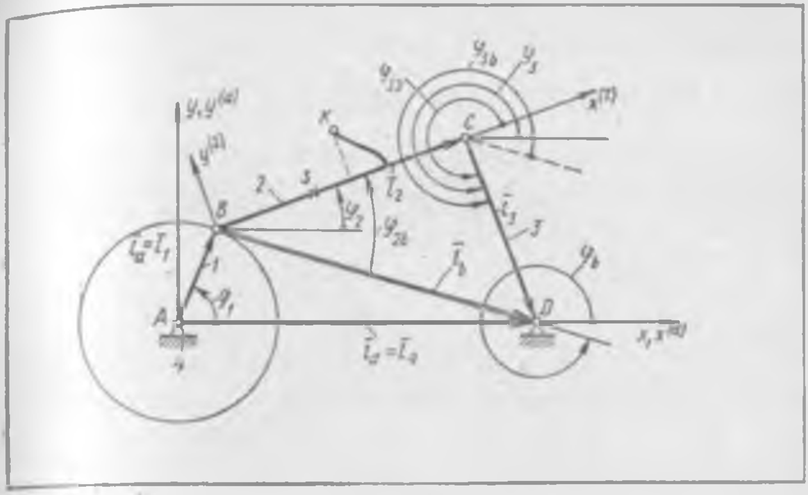
D нуқтанинг тезлик проекциялари учун:

$$\begin{aligned} \dot{x}_D &= \mathrm{d}x_D/\mathrm{d}t = \dot{x}_B + l_b\dot{\varphi}_b\sin\varphi_b + \dot{l}_b\cos\varphi_b; \\ \dot{y}_D &= \mathrm{d}y_D/\mathrm{d}t = \dot{y}_B + l_b\dot{\varphi}_b\cos\varphi_b + \dot{l}_b\sin\varphi_b, \end{aligned} \qquad (3.60)$$

бу ерда нуқта орқали функциянинг вақт бўйича ҳосиласи белгиланган;

D нуқтанинг тезланиш проекциялари учун:

$$\begin{aligned} \ddot{x}_D &= \ddot{x}_B - l_b\ddot{\varphi}_b\sin\varphi_b - l_b\dot{\varphi}_b^2\cos\varphi_b + \ddot{l}_b\cos\varphi_b - 2\dot{l}_b\dot{\varphi}_b\sin\varphi_b; \\ \ddot{y}_D &= \ddot{y}_B + l_b\ddot{\varphi}_b\cos\varphi_b - l_b\dot{\varphi}_b^2\sin\varphi_b + \ddot{l}_b\sin\varphi_b + 2\dot{l}_b\dot{\varphi}_b\cos\varphi_b. \end{aligned} \qquad (3.61)$$



3.28- расм

Баён этилган усулнинг қўлланилиши *тўрт бўғинли шарнирли механизм* (3.28- расм) мисолида кўрсатилган. Axy координаталар системаси стойка билан боғланган $Ax^{(4)}y^{(4)}$ координаталар системаси билан устма-уст жойлашади. $Bx^{(2)}y^{(2)}$ координаталар системаси берилган $x_K^{(2)}$, $y_K^{(2)}$ координатали K нуқта жойлашган бўғин 2 билан боғланган.

Вектор тенгламалар қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$\bar{l}_2 + \bar{l}_3 = \bar{l}_b; \qquad \bar{l}_a + \bar{l}_b = \bar{l}_d,$$

ёки (3.62)

$$\bar{l}_1 + \bar{l}_b = \bar{l}_4; \qquad \bar{l}_1 + \bar{l}_2 + \bar{l}_3 = \bar{l}_4.$$

Охирги тенглама AXY координаталар системасининг координаталар ўқларига проекцияланади:

$$l_1 \cos\varphi_1 + l_2 \cos\varphi_2 + l_3 \cos\varphi_3 = l_4 \cos\varphi_4 = l_4;$$

$$l_1 \sin\varphi_1 + l_2 \sin\varphi_2 + l_3 \sin\varphi_3 = l_4 \sin\varphi_4 = 0, \text{ чунки } \varphi_4 = 0. \quad (3.63)$$

Структура группаси $\bar{l}_b$ асосий вектори B ва D нуқталарининг координаталари қуйидагича:

$$x_B = l_1 \cos\varphi_1; \qquad y_B = l_1 \sin\varphi_1; \qquad x_D = l_4; \qquad y_D = 0. \quad (3.64)$$

Асосий векторнинг координаталар ўқларига проекциялари $\bar{l}_{bx}$ ва $\bar{l}_{by}$ узунлиги

$$l_{bx} = x_D - x_B = l_4 - l_1 \cos\varphi_1; \; l_{by} = y_D - y_B = -l_1 \sin\varphi_1. \quad (3.65)$$

Асосий вектор $\bar{l}_b$ нинг узунлиги

$$l_b = \sqrt{(l_4 - l_1 \cos\varphi_1)^2 + (-l_1 \sin\varphi_1)^2},$$

ёки

$$l_b = l_1 \sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4 \cos\varphi_1}, \quad (3.66)$$

бунда $\lambda_4 = l_4/l_1$

$\overline{l}_b$ векторнинг йўналтирувчи φ_b бурчаги

$$\operatorname{tg}\varphi_b = \frac{y_D - y_B}{x_D - x_B} = \frac{-l_1 \sin\varphi_1}{l_4 - l_1\cos\varphi_1} = -\frac{\sin\varphi_1}{\lambda_4 - \cos\varphi_1}. \qquad (3.67)$$

Икки тизгинли группанинг бўғинлари 2 ва 3 билан боғланган $\overline{l}_2$ ва $\overline{l}_3$ векторларнинг ҳолати асосий вектор $\overline{l}_b$ га нисбатан φ_{2b} ва φ_{3b} бурчаклар билан аниқланади, бу бурчаклар эса косинуслар теоремасидан фойдаланган ҳолда $\Delta\ BCD$ дан топилади:

$$\cos\varphi_{2b} = \frac{l_2^2 + l_b^2 - l_3^2}{2 l_2 l_b}. \qquad (3.68)$$

$\lambda_2 = l_2/l_1$, $\lambda_3 = l_3/l_1$, $\lambda_b = l_b/l_1 = \sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4\cos\varphi_1}$ ларни киритган ҳолда қуйидагиларни ёзиш мумкин:

$$\cos\varphi_{2b} = \frac{\lambda_2^2 + \lambda_b^2 - \lambda_3^2}{2\lambda_2\lambda_b} = \frac{\lambda_2^2 + 1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4\cos\varphi_1 - \lambda_3^2}{2\lambda_2\sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4\cos\varphi_1}}; \qquad (3.69)$$

$$\cos\varphi_{3b} = \frac{l_b^2 + l_3^2 - l_2^2}{2 l_b l_3} = \frac{\lambda_b^2 + \lambda_3^2 - \lambda_2^2}{2\lambda_b\lambda_3}. \qquad (3.70)$$

Синуслар теоремасига асосан

$$\sin\varphi_{32} = \frac{l_b}{l_3}\sin\varphi_{2b} = \frac{\lambda_b}{\lambda_3}\sin\varphi_{2b}. \qquad (3.71)$$

$\overline{l}_2$ ва $\overline{l}_3$ векторларнинг йўналтирувчи бурчаклари φ_2 ва φ_3

$$\varphi_2 = \varphi_b + \varphi_{2b}; \qquad \varphi_3 = \varphi_b + \varphi_{3b}. \qquad (3.72)$$

(3.68) — (3.70) муносабатлар (3.72) муносабатга киритилиб қуйидагилар ҳосил қилинади:

$$\varphi_2 = \operatorname{arctg}\left(-\frac{\sin\varphi_1}{\lambda_4 - \cos\varphi_1}\right) + \arccos\frac{1 + \lambda_2^2 + \lambda_4^2 - \lambda_3^2 - 2\lambda_4\cos\varphi_1}{2\lambda_2\sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4\cos\varphi_1}}; \qquad (3.73)$$

$$\varphi_3 = \operatorname{arctg}\left(-\frac{\sin\varphi_1}{\lambda_4 - \cos\varphi_1}\right) + \arccos\frac{1 + \lambda_3^2 + \lambda_4^2 - \lambda_2^2 - 2\lambda_4\cos\varphi_1}{2\lambda_3\sqrt{1 + \lambda_4^2 - 2\lambda_4\cos\varphi_1}}; \qquad (3.74)$$

C нуқта координаталари (икки тизгинли группанинг ички шарнири)

$$x_C = l_1(\cos\varphi_1 + \lambda_2\cos\varphi_2); \qquad y_C = l_1(\sin\varphi_1 + \lambda_2\sin\varphi_2). \qquad (3.75)$$

Шатун ўқида $l_{BS} = \lambda_{S2} l_2 = \lambda_{S2}\lambda_2 l_1$ масофада жойлашган S нуқта координаталари:

$$x_S = l_1(\cos\varphi_1 + \lambda_{S2}\lambda_2\cos\varphi_2); \qquad y_S = l_1\sin\varphi_1 + \lambda_{S2}\lambda_2\sin\varphi_2). \qquad (3.76)$$

Шатун 2 билан боғланган $B_x^{(2)} y^{(2)}$ координаталар системасида $x_K^{(2)}$ ва $y_K^{(2)}$ координаталарга эга бўлган ва шу шатун билан бикр тарзда боғланган K нуқтанинг координаталари:

$$x_K = l_1 \cos\varphi_1 + x_K^{(2)} \cos\varphi_2 - y_K^{(2)} \sin\varphi_2;$$
$$y_K = l_1 \sin\varphi_1 + x_K^{(2)} \sin\varphi_2 + y_K^{(2)} \cos\varphi_2. \qquad (3.77)$$

Узатиш нисбатлари $u_{21} = \omega_2/\omega_1$ ва $u_{31} = \omega_3/\omega_1$ ни аниқлаш учун (3.72)—(3.74) ифодалар умумлашган φ_1 координатага кўра дифференциалланади:

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = \frac{d\varphi_b}{d\varphi_1} + \frac{d\varphi_{2b}}{d\varphi_1}; \qquad u_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{d\varphi_3}{d\varphi_1} =$$
$$= \frac{d\varphi_b}{d\varphi_1} + \frac{d\varphi_{3b}}{d\varphi_1}. \qquad (3.78)$$

(3.63) тенгламани дифференциаллаб қуйидагилар ҳосил қилинади:

$$\omega_1 l_1 \sin\varphi_1 + \omega_2 l_2 \sin\varphi_2 + \omega_3 l_3 \sin\varphi_3 = 0;$$
$$\omega_1 l_1 \cos\varphi_1 + \omega_2 l_2 \cos\varphi_2 + \omega_3 l_3 \cos\varphi_3 = 0 \qquad (3.79)$$

ёки

$$\sin\varphi_1 + u_{21}\lambda_2 \sin\varphi_2 + u_{31}\lambda_3 \sin\varphi_3 = 0;$$
$$\cos\varphi_1 + u_{21}\lambda_2 \cos\varphi_2 + u_{31}\lambda_3 \cos\varphi_3 = 0. \qquad (3.80)$$

Бу система u_{21} ва u_{31} номаълумларга нисбатан чизиқлидир. Чизиқли тенгламанинг аниқловчиси $\mathbf{D}$ билан белгиланади ва қуйидагича ҳисобланади:

$$\mathbf{D} = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} \lambda_2 \sin\varphi_2 & \lambda_3 \sin\varphi_3 \\ \lambda_2 \cos\varphi_2 & \lambda_3 \cos\varphi_3 \end{vmatrix} = \lambda_2\lambda_3 \sin\varphi_2 \cos\varphi_3 -$$
$$- \lambda_2\lambda_3 \cos\varphi_2 \sin\varphi_3 = \lambda_2\lambda_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3).$$

$\mathbf{D}_1$ ва $\mathbf{D}_2$ аниқловчилар $\mathbf{D}$ дан ҳосил қилинади. Бунинг учун коэффициентлардан иборат тегишли устунлар (номаълумлар мавжудлигида) озод ҳадлардан тузилган устунлар билан алмаштирилади:

$$\mathbf{D}_1 = \begin{vmatrix} -\sin\varphi_1 & \lambda_3 \sin\varphi_3 \\ -\cos\varphi_1 & \lambda_3 \cos\varphi_3 \end{vmatrix} = -\lambda_3 \sin\varphi_1 \cos\varphi_3 + \lambda_3 \cos\varphi_1 \sin\varphi_3 =$$
$$= -\lambda_3 \sin(\varphi_1 - \varphi_3);$$

$$\mathbf{D}_2 = \begin{vmatrix} -\sin\varphi_1 & \lambda_2 \sin\varphi_2 \\ -\cos\varphi_1 & \lambda_2 \cos\varphi_2 \end{vmatrix} = -\lambda_2 \sin(\varphi_1 - \varphi_2).$$

Система илдизлари Крамер формулаларидан аниқланади:

$$u_{21} = \frac{\mathbf{D}_2}{\mathbf{D}} = -\frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_3)}{\lambda_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}; \qquad (3.81)$$

$$u_{31} = \frac{\mathbf{D}_1}{\mathbf{D}} = -\frac{\sin(\varphi_1 - \varphi_2)}{\lambda_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \qquad (3.82)$$

Узатиш нисбатлари u_{21} ва u_{31} ни аниқлашда тўғридан-тўғри (3.78) формулалардан умумлашган координата φ_1 нинг функцияси бўлган кўйидаги муносабатлар ҳосил қилинади:

$$u_{21} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{1}{\lambda_5^2}\left(1 - \lambda_4 \cos\varphi_1 - \frac{\lambda_4(\lambda_3^2 - \lambda_2^2 + \lambda_5^2)\sin\varphi_1}{\sqrt{4\lambda_2^2\lambda_5^2 - (-\lambda_3^2 + \lambda_2^2 + \lambda_5^2)^2}}\right); \quad (3.83)$$

$$u_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{1}{\lambda_5^2}\left(1 - \lambda_4 \cos\varphi_1 + \frac{\lambda_4(\lambda_2^2 - \lambda_3^2 + \lambda_5^2)\sin\varphi_1}{\sqrt{4\lambda_3^2\lambda_5^2 - (-\lambda_2^2 + \lambda_3^2 + \lambda_5^2)^2}}\right). \quad (3.84)$$

Бўғинларнинг бурчак тезланишларини ва мос равишдаги узатиш функцияларини аниқлаш учун (3.79) система дифференциалланади:

$$\omega_1^2 l_1 \cos\varphi_1 + \varepsilon_1 l_1 \sin\varphi_1 + \omega_2^2 l_2 \cos\varphi_2 + \varepsilon_2 l_2 \sin\varphi_2 + \omega_3^2 l_3 \cos\varphi_3 +$$
$$+ \varepsilon_3 l_3 \sin\varphi_3 = 0; \quad (3.85)$$
$$\omega_1^2 l_1 \sin\varphi_1 + \varepsilon_1 l_1 \cos\varphi_1 + \omega_2^2 l_2 \sin\varphi_2 + \varepsilon_2 l_2 \cos\varphi_2 +$$
$$+ \omega_3^2 l_3 \sin\varphi_3 + \varepsilon_3 l_3 \cos\varphi_3 = 0.$$

(3.85) система изланаётган ε_2 ва ε_3 катталикларга нисбатан чизиқлидир.

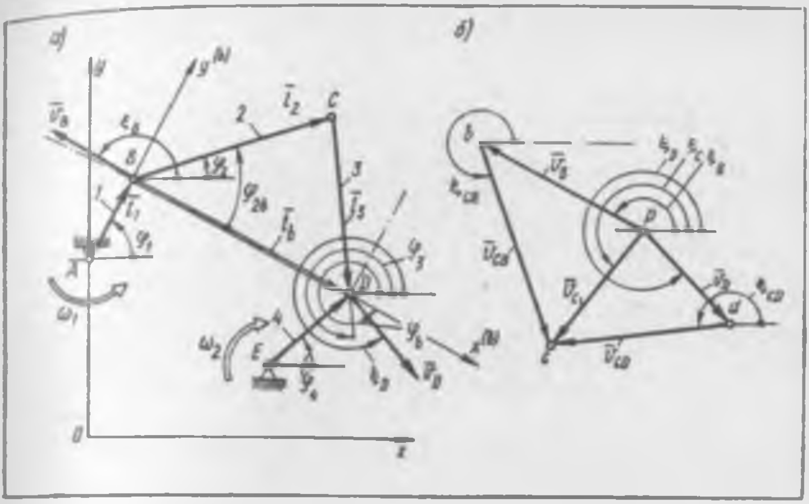
(3.85) система баъзан $(\varepsilon_2/\omega_1^2)$ ва $(\varepsilon_3/\omega_1^2)$ га нисбатан ўзгартириб ёзилади:

$$\frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2}\lambda_2 \sin\varphi_2 + \frac{\varepsilon_3}{\omega_1^2}\lambda_3 \sin\varphi_3 = -\cos\varphi_1 - \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2}\sin\varphi_1 -$$
$$- u_{21}^2 \lambda_2 \cos\varphi_2 - u_{31}^2 \lambda_3 \cos\varphi_3; \quad (3.86)$$
$$\frac{\varepsilon_2}{\omega_1^2}\lambda_2 \cos\varphi_2 + \frac{\varepsilon_3}{\omega_1^2}\lambda_3 \cos\varphi_3 = -\sin\varphi_1 - \frac{\varepsilon_1}{\omega_1^2}\cos\varphi_1 -$$
$$- u_{21}^2 \lambda_2 \sin\varphi_2 - u_{31}^2 \lambda_3 \sin\varphi_3.$$

(3.86) системанинг илдизлари Крамер формулаларидан аниқланади.

Мураккаб тузилган механизмларни лойиҳалашда ҳолат функцияларини аниқлаш, сўнгра уларни дифференциаллаш ҳамда узатиш функцияларини ўзгартириш ишларининг ҳажми анча катта бўлиши мумкин. Бундай ҳолларда 3.2-§ да масалани ечиш алгоритмини тузиш учун келтирилган вектор тенгламалардан фойдаланиш, ҳисоблаш ишларини эса график усулда эмас, балки ЭҲМ ёрдамида амалга ошириш мақсадга мувофиқдир.

Механизм плани асосида ҳамда механизм бўғинлари нуқталарининг тезликлари ва тезланишларига доир вектор тенгламалар асосида тезликлар ва тезланишлар планлари ихтиёрий масштабда тузилади. Бу планлар талаб қилинаётган боғлиқликларни аналитик кўринишда келтириб чиқариш учун ҳисоблаш схемаси бўлади. Ушбу методикани тушунтириш мақсадида эркинлик даражаси иккита бўлган, иккита бошланғич бўғин



3.29- расм

1 ва *4* дан ҳамда бўғинлар *2* ва *3* ни φ_3 ичига олувчи икки тизгинли группадан ташкил топган механизм (3.29- расм, *а*) мисол тарзида кўриб чиқилди. Векторнинг ҳар бир бўғин билан боғланганлиги бўғиннинг Oxy координаталар текислигидаги ҳолатини тўғри аниқлашга имкон берди.

Механизм планига асосан бўғинлар *2* ва *3* нинг йўналиш бурчаклари φ_2 ва φ_3 ҳамда структура группаси асосий векторнинг бурилиш бурчаги φ_b олдинги параграфда баён этилган методика билан аниқланади; бўғинлар *1* ва *4* бошланғич бўғинлар бўлганлиги учун φ_1 ва φ_4 бурчаклар берилган деб қабул қилинади:

$$\varphi_b = \mathrm{arctg}\ [(y_D - y_B)/(x_D - x_B)],$$

бунда

$$x_B = x_A + l_1 \cos\varphi_1; \qquad y_B = y_A + l_1 \sin\varphi_1;$$

$$x_D = x_E + l_4 \cos\varphi_4; \qquad y_D = y_E + l_4 \sin\varphi_4.$$

$$\varphi_{2b} = \arccos\frac{l_2^2 + l_b^2 - l_3^2}{2 l_2 l_b} = \arccos\frac{\lambda_2^2 + \lambda_b^2 - \lambda_3^2}{2\lambda_2\lambda_b};$$

$$\varphi_{3b} = \arccos\frac{l_b^2 + l_3^2 - l_2^2}{2 l_b l_3} = \arccos\frac{\lambda_b^2 + \lambda_3^2 - \lambda_2^2}{2\lambda_b\lambda_3},$$

бунда

$$\lambda_2 = l_2/l_1; \quad \lambda_3 = l_3/l_1; \quad \lambda_4 = l_4/l_1;$$

$$\lambda_b = l_b/l_1 = \frac{1}{l_1}\sqrt{(x_D - x_B)^2 + (y_D - y_B)^2}.$$

Бўғинлар *2* ва *3* нинг йўналиш бурчаклари φ_2 ва φ_3:

$$\varphi_2 = \varphi_b + \varphi_{2b}; \quad \varphi_3 = \varphi_b + \varphi_{3b}.$$

B ва *D* нуқталар абсолют ва нисбий тезликлари векторларининг йўналиш бурчаклари (3.29-расм, *б*):

$$\xi_B = \varphi_1 + \pi/2; \quad \xi_D = \varphi_4 + \pi/2; \quad \xi_{CB} = \varphi_2 + \pi/2; \quad \xi_{CD} = \varphi_3 + \pi/2.$$

Механизм бўғинларидаги алоҳида нуқталар тезликлари орасидаги боғланиш тегишли вектор тенгламаларга кўра аниқланади, масалан, механизмнинг *C* нуқтаси учун қуйидагича ёзилади:

$$\overline{v}_C = \overline{v}_B + \overline{v}_{CB}; \quad \overline{v}_C = \overline{v}_D + \overline{v}_{CD}$$

$$\underline{\overline{v}_B} + \underline{\overline{v}_{CB}} = \underline{\overline{v}_D} + \underline{\overline{v}_{CD}}$$

ва тезликлар плани тузилади (3.29-расм, *б*). Тезликлар планида тегишли векторларнинг йўналиш бурчаклари кўрсатилади.

Сўнгра тезликлар плани *Ox* ва *Oy* координата ўқларига проекцияланади ҳамда тезликлар проекцияларининг тенгламалари ёзилади. Масалан:

$$v_B \cos \xi_B + v_{CB} \cos \xi_{CB} = v_C \cos \xi_C;$$
$$v_D \cos \xi_D + v_{CD} \cos \xi_{CD} = v_C \cos \xi_C;$$
$$v_B \sin \xi_B + v_{CB} \sin \xi_{CB} = v_C \sin \xi_C;$$
$$v_D \sin \xi_D + v_{CD} \sin \xi_{CD} = v_C \sin \xi_C.$$

$v_B = \omega_1 l_1$, $v_D = \omega_4 l_4$ эканлигини назарда тутган ҳолда тенгламалар системаси қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$\omega_1 l_1 \cos \xi_B + v_{CB} \cos \xi_{CB} = \omega_4 l_4 \cos \xi_D + v_{CD} \cos \xi_{CD}$$
$$\omega_1 l_1 \sin \xi_B + v_{BC} \sin \xi_{CB} = \omega_4 l_4 \sin \xi_D + v_{CD} \sin \xi_{CD}.$$

Бу система чизиқлидир. У каноник кўринишда ёзилади:

$$a_{11} v_{CB} + a_{12} v_{CD} = b_1; \quad a_{21} v_{CB} + a_{22} v_{CD} = b_2$$

ҳамда Крамер формулаларига асосан v_{CB} ва v_{CD} илдизлар аниқланади.

Нисбий тезликлар v_{CB} ва v_{CD} аниқлангач, бўғинлар *2* ва *3* нинг бурчак тезликлари ω_2 ва ω_3 ҳамда *C* нуқтанинг чизиқли тезлиги топилади:

$$\omega_2 = v_{CB}/l_2; \quad \omega_3 = v_{CD}/l_3; \quad v_C = \sqrt{v_{Cx}^2 + v_{Cy}^2},$$

бунда v_{Cy} ва v_{Cx} — *C* нуқта тезлигининг проекциялари бўлиб, улар ушбу муносабатлардан аниқланади:

$$v_{Cx} = v_B \cos \xi_B + v_{CB} \cos \xi_{CB}; \quad v_{Cy} = v_B \sin \xi_B + v_{CB} \sin \xi_{CB}.$$

3.4. Дифференциаллаш ва интеграллашнинг график ҳамда рақамли усулларининг қўлланилиши

Агар кинематик функциялардан бири график кўринишида ёки қийматлар жадвали кўринишида берилган ёки аниқланган бўлса, у ҳолда ушбу функциянинг ҳосиласини ёки интегралини аналитик тарзда топиб бўлмайди. Бу ҳолда дифференциаллаш ва интеграллашнинг рақамли ҳамда график усуллари самаралироқ бўлади.

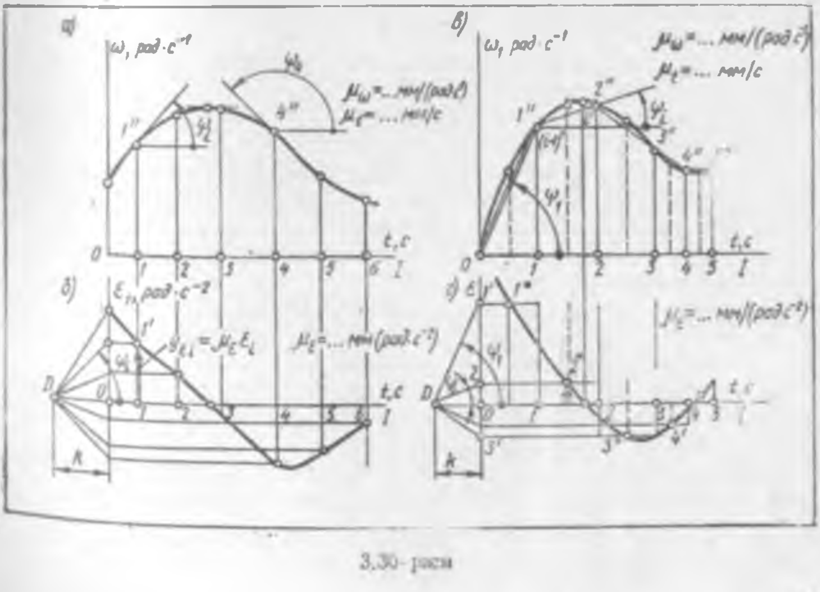
График ва рақамли дифференциаллаш. График дифференциаллаш берилган қийматларга кўра функциянинг графигини ясашдан бошланади. Тажриба тадқиқотларида бундай график ўзиёзар асбоблар ёрдамида чизилади. Сўнгра берилган ҳолатлардаги эгри чизиққа уринмалар ўтказилади ва уринмаларнинг абсцисса ўқи билан ҳосил қилган бурчаги тангенсига кўра ҳосиланинг қийматлари ҳисоблаб топилади.

Масалан, берилган $\omega(t)$ графигидан бурчак тезланиш ε график дифференциаллаш усули билан аниқланади.

3.30- расм, *а* да $\omega(t)$ эгри чизиғи ордината ўқи бўйича μ_ω, мм/(рад · c^{-1}) масштабда, абцисса ўқи бўйича эса μ_t, мм/с масштабда тасвирланган. Изланаётган $\varepsilon(t)$ функция қуйидаги муносабатга кўра аниқланиши мумкин:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d(y_\omega/\mu_\omega)}{d(x_t/\mu_t)} = \frac{\mu_t}{\mu_\omega}\,\frac{dy_\omega}{dx_t} = \frac{\mu_t}{\mu_\omega}\,\mathrm{tg}\,\psi. \qquad (3.87)$$

Қандайдир i- нчи тартиб билан белгиланган нуқтасида эгри чизиқ $\omega(t)$ га уринманинг оғиш бурчаги ψ тангенсини кесмалар нисбати y_{ω}/K



3.30- расм

тарзида кўрсатиш мумкин, бунда K — танланган дифференциаллаш кесмаси OD, мм (3.30-расм, *б*):

$$\operatorname{tg}\psi_i = y_{\varepsilon i}/K.$$

Бу муносабатни (3.87) муносабатга келтириб ушбу ҳосил қилинади:

$$\varepsilon_i = \frac{\mu_t}{\mu_\omega}\operatorname{tg}\psi_i = \frac{\mu_t}{\mu_\omega}\,\frac{y_{\varepsilon i}}{K} = y_{\varepsilon i}/\mu_\varepsilon, \quad (3.88)$$

бунда $y_{\varepsilon i}$ — изланаётган бурчак тезланиш графигининг ординатаси;

$$\mu_\varepsilon = \mu_\omega \cdot K/\mu_t \quad (3.89)$$

— изланаётган $\varepsilon_i(t)$ графигининг масштаби; СИ бирликларида:

$$[y_{\varepsilon i}] = \text{мм};\ [\mu_\varepsilon] = \text{мм/(рад}\cdot\text{с}^{-2}).$$

$\varepsilon = \varepsilon(t)$ функциянинг графиги қатор ҳолатлар учун координаталарнинг аниқланган қийматларига кўра ясалади. Эгри чизиқ нуқталари қўл билан равон чизиқ орқали туташтирилади, сўнг лекало ёрдамида устидан чизиқ юргизиб чиқилади.

Кўриб чиқилган *уринмалар усули ёрдамида график дифференциаллашнинг* аниқлиги нисбатан пастдир.

Ватарлар усули билан график дифференциаллаш юқорироқ аниқликни таъминлайди (3.30-расм, *в*, *г*).

Берилган эгри чизиқда $1''$, $2''$, $3''$ нуқталар белгиланади ва улар ватарлар ёрдамида ўзаро туташтирилади, яъни берилган эгри чизиқ синиқ чизиқ билан алмаштирилади. Бунда эгри чизиқ ҳар бир қисмининг ўртасида жойлашган нуқталарда уринманинг оғиш бурчаги тегишли ватарнинг оғиш бурчаги ψ_i га тенг бўлиши керак. Бу шарт муайян хатога олиб келади, лекин бу хато шу нуқтанинг ўзигагина алоқадор бўлади, яъни хатолар кўп бўлмайди, бу ҳол мазкур усулнинг талаб этилган аниқлигини таъминлайди.

Қолган ясашлар юқорида баён этилган уринмалар усули билан график дифференциаллашдаги каби бажарилади. $DO = k$ (мм) кесма танланади; $1'$, $2'$, $3'$ . . . нуқталарда координата ўқи билан кесишгунга қадар ψ_1, ψ_2, . . . , ψ_i, . . . қияликда нурлар ўтказилади ва улар ҳар бир интервалнинг ўртасидан ўтказилган ординаталарга кўчирилади. Ҳосил қилинган 1^*, 2^*, 3^* нуқталар изланаётган $\varepsilon = \varepsilon(t) = d\omega/dt$ функциянинг нуқталари бўлади.

Ушбу ясаш усулида координаталар ўқлари бўйича масштаблар уринмалар усулида график дифференциаллаш учун келтириб чиқарилган айнан (3.89) муносабат билан боғлангандир.

Сонлар массиви кўринишида берилган (ёки ҳисобланган) $f(x)$ функцияни дифференциаллаш *рақамли дифференциаллаш усулидан фойдаланган ҳолда ЭҲМ ёрдамида* амалга оширилади.

Сонлар массивида Δx қадам қанча кичик бўлса, ушбу оралиқдаги функция ҳосиласининг қийматини шунча аниқ ҳисоблаш мумкин:

$$f'(x) \approx [f(x + \Delta x) - f(x)]/\Delta x.$$

Қуйидаги ифодадан ҳам фойдаланиш мумкин:

$$f'(x)_{i+1} = \frac{1}{2}\left[\frac{f(x)_{i+1} - f(x)_i}{\Delta x_i} + \frac{f(x)_{i+2} - f(x)_{i+1}}{\Delta x_{i+1}}\right].$$

Рақамли дифференциаллашда қандайдир катталикнинг берилган қийматини бир неча параметрга боғлиқ бўлган, маълум синфга мансуб функция билан солиштирувчи интерполяция формулаларидан фойдаланилади. Функциянинг синфи аргументнинг кўрсатилган қийматларида (интерполяция тугунларида) функциянинг қийматлари катталикларнинг кўрсатилган қийматларига мос бўладиган, яъни функция графиги берилган нуқталар орқали ўтадиган қилиб танланган бўлади. Рақамли дифференциаллаш дастлабки қийматларнинг ноаниқлигидан келиб чиқадиган хатоларга сезгир бўлади. Бир хил Δx қадам билан ўзгарувчи аргументнинг жадвал қийматларига кўра $y(x)$ функция учун аргумент ва ҳосилаларни ҳисоблашда қуйидаги муносабатлардан фойдаланилади:

$$x_i = x_0 + i\,\Delta x \quad (i = 0;\ \pm 1;\ \pm 2;\ \ldots),$$

$$y_i' = y'(x_i) = \frac{1}{\Delta x}\left(\Delta y_i - \frac{1}{2}\Delta^2 y_i + \frac{1}{3}\Delta^3 y_i - \ldots\right);$$

$$y_i'' = y''(x_i) = \frac{1}{(\Delta x)^2}\left(\Delta^2 y_i - \Delta^3 y_i + \frac{11}{12}\Delta^4 y_i - \frac{5}{6}\Delta^5 y_i + \ldots\right).$$

ЭҲМ да рақамли дифференциаллаш учун амалий программалар ишлаб чиқишда Стирлинг, Бессель, Ньютон ва бошқаларнинг интерполяция формулаларидан фойдаланилади.

График ва рақамли интеграллаш. Бу усул функцияни аналитик кўринишда интеграллаш мумкин бўлмаганда ёки бундай интеграллаш жуда сермеҳнат бўлганда қўлланилади. Рақамли интеграллаш Ньютон — Котеснинг квадратура формулаларига кўра (трапециялар қоидаси, Симпсон қоидаси, Уэддл қоидаси, Грегори формуласи) ҳамда Гаусс ва Чебишев формулаларига кўра амалга оширилади.

Аргумент $x_i = x_0 + i\,\Delta x_i$ $(i = 0,\ 1,\ 2,\ \ldots,\ n)$ нинг $n+1$ тенг оралиқ қийматлари учун $y_i = y(x_i)$ функциянинг берилган қийматларида Ньютон — Котес квадратура формулалари қуйидаги кўринишда бўлади:

n та қадам учун трапециялар қоидаси

$$I = \int_{x_0}^{x_0+n\Delta x} y(x)\,dx \approx \Delta x\left(\frac{1}{2}y_0 + y_1 + y_2 + \ldots + y_{n-1} + \frac{1}{2}y_n\right);$$

$n = 1$ учун трапециялар қоидаси

$$I = \frac{\Delta x}{2}(y_0 + y_1);$$

$n = 2$ учун Симпсон қоидаси

$$I = \frac{\Delta x}{3}(y_0 + 4y_1 + y_2); \qquad (3.90)$$

$n = 6$ учун Уэддл қоидаси

$$I = \frac{3}{10}\Delta x\,(y_0 + 5y_1 + y_2 + 6y_3 + y_4 + 5y_5 + y_6).$$

ЭҲМ да ҳисоблашда муайян машина каталогида мавжуд бўлган программадан фойдаланилади (масалан, QTFG ёки QSF).

Интегрални график усулда аниқлашда интеграл ости функцияси график тарзида берилади. Мисол учун, чиқиш бўғинининг бурилиш бурчаги $\varphi(t)=\int_{t_0}^{t_i}\omega\,dt$ ни берилган эгри чизиқ $\omega(t)$ га кўра аниқлашни кўриб чиқамиз.

Бурчак тезлик $\omega(t)$ графиги масштаблар (бурчак тезлик масштаби μ_ω ва вақт масштаби μ_t) нинг сон қийматларини ҳисобга олган ҳолда декарт координаталарида тасвирланади. t_0 дан t_i гача бўлган вақт оралиғи шунча миқдордаги Δt_i оралиқларга тақсимланадики, бунда ҳар бир кичик Δt_i вақт оралиғида ҳаракатни ўзгармас деб қарашга имкон туғилсин.

3.31- расм, *а* да *0, 1, 2, 3, 4* лар билан белгиланган вақт оралиқлари ўзаро тенг бўлиши шарт эмас.

Ҳар бир вақт оралиғида, масалан, t_{i-1} дан t_i гача, тақрибан шундай деб ҳисоблаш:

$$y_{\omega i\,\text{ўр}}\approx(y_{\omega(i-1)}+y_{\omega i})/2,$$

яъни эгри чизиқли трапециянинг юзи баландлиги $y_{\omega i\,\text{ўр}}$ ва асоси Δx_{ti} га тенг бўлган тўғри тўртбурчакнинг юзига тенг деб қабул қилиш мумкин.

Ҳар бир $y_{\omega 1\,\text{ўр}}$, $y_{\omega 2\,\text{ўр}}$, ..., $y_{\omega i\,\text{ўр}}$ оралиқлар учун ўртача ординаталарнинг учлари ординаталар ўқига проекцияланади ва аниқланган *1′, 2′, 3′, ..., i′* нуқталар *D* нуқта билан туташтирилади. *D* нуқта *K* узунликдаги (мм) танлаб олинган интеграллаш кесмаси *OD* ни чап томондан чеклаб туради (3.31- расм, *а*).

D нуқтадан ўтказилган *D1′, D2′, D3′, ...*, нурлар *x* ўқининг мусбат йўналиши билан ψ_1, ψ_2, ..., ψ_i бурчакларни ташкил қилади, бунда

$$\operatorname{tg}\psi_i=y_{\omega i\,\text{ўр}}/K.$$

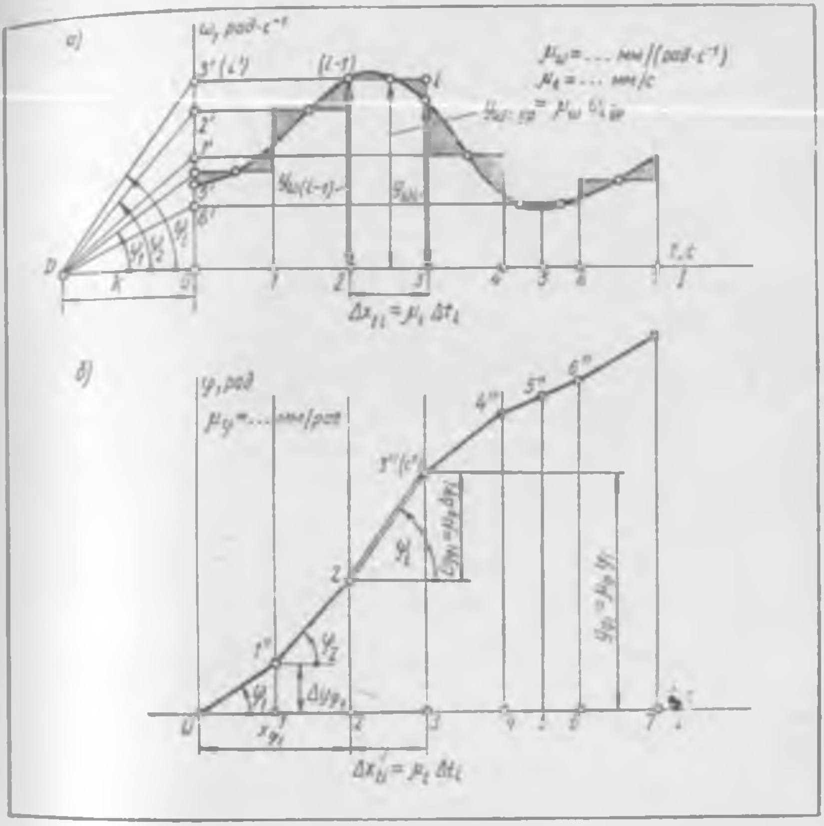
Изланаётган (φ, t) графикда (3.31- расм, *б*) мос равишдаги оралиқларда *D1′, D2′, D3′, ...*, нурларга параллел бўлган *01″, 1″2″, 2″3″*, ..., чизиқлар ўтказилади. Биринчи *01″* кесма координаталар боши *0* нуқтадан, кейинги кесмалар мос равишда *1″* нуқтадан, сўнгра *2″* нуқтадан ўтказилади ва ҳоказо. Бу чизиқлар *x* ўқининг мусбат йўналишига нисбатан мос равишда ψ_1, ψ_2, ..., ψ_i бурчакларга қия жойлаштирилади, яъни

$$\operatorname{tg}\psi_i=\Delta y_{\varphi i}/\Delta x_{ti}.$$

Графикдаги кесмалар тегишли физик параметрлар билан масштаблар ёрдамида ушбу муносабатлар орқали боғланган:

$$y_{\omega i\,\text{ўр}}=\mu_\omega\omega_{i\,\text{ўр}};\ \Delta y_{\varphi i}=\mu_\varphi\Delta\varphi_i;\ \Delta x_{ti}=\mu_t\Delta t_i.$$

Юқорида ёзилган муносабатларнинг ўнг томонларини ψ_i бурчак тангенси учун тенглаштириб ушбуни ҳосил қилинади:



3.31 - расм

$$\frac{\Delta y_{\varphi i}}{\Delta x_{ti}} = \frac{y_{\omega i\,\text{ўр}}}{K}, \text{ ёки } \Delta y_{\varphi i} = \frac{y_{\omega i\,\text{ўр}}\,\Delta x_{ti}}{K}.$$

Чизмага кўра (3.31- расм, *б*) қуйидагича бўлиши керак:

$$y_{\varphi i} = y_{\varphi\,(i-1)} + \Delta y_{\varphi i} = \sum_{i=1}^{i} \Delta y_{\varphi i} = \sum_{i=1}^{i} \frac{y_{\omega i\,\text{ўр}}\,\Delta x_{ti}}{K} =$$

$$= \sum_{i=1}^{i} \frac{\mu_\omega\,\omega_{i\,\text{ўр}}\,\mu_t\,\Delta t_i}{K} = \frac{\mu_\omega\,\mu_t}{K} \lim_{\Delta t \to 0} \sum \omega_{i\,\text{ўр}}\,\Delta t_i =$$

$$= \frac{\mu_\omega\,\mu_t}{K} \int_{t_0}^{t_i} \omega\,dt = \mu_\varphi\,\varphi_i,$$

бунда $\varphi_i = \int_{t_0}^{t_i} \omega dt.$

Изланаётган график масштаби

$$\mu_{\varphi} = \mu_{\omega}\mu_t/K, \ [\mu_{\varphi}] = \text{мм/рад}. \qquad (3.91)$$

Бинобарин, $01'' \ 2'' \ 3''$, ... , i'' синиқ чизиқ $\varphi(t) = \int \omega\, dt$ функциянинг тақрибий графигини беради, тугун нуқталари $1 = 1''$, $2 = 2''$, $3 = 3''$, ... даги ординаталар эса мос равишда ушбу функция қийматларидир. Аниқланган нуқталар орқали равон эгри чизиқ ўтказилиб ҳамма оралиқ нуқталар учун у ёки бу даражада аниқ натижалар олинади.

Тугун нуқталари сонини ва чизма масштаби қийматини ошириш график интеграллаш усулининг аниқлигини оширишга имкон беради; K кесманинг узунлиги ихтиёрий танланади, бироқ унинг узунлиги изланаётган функция ординаталари ўлчамларига таъсир қилади, яъни унинг узунлиги биз ҳосил қилишни хоҳлаётган бирламчи функция масштабини ҳисобга олган ҳолда танланади: унинг узунлиги қанча катта бўлса, бу масштаб қиймати шунча кичик бўлади.

Механизмларни тадқиқ этиш ва лойиҳалашда кириш бўғини тезлигининг ўзгариш қонуни умумлашган координаталар φ_1 ва S нинг $\omega(\varphi_1)$ ёки $v(S)$ функциялари орқали берилиши мумкин. Бу ҳолда интегралларни ҳисоблаш лозим бўлади:

$$\varphi(t) = \int_{t_0}^{t_i} dt = \int_{\varphi_0}^{\varphi_i} \frac{d\varphi}{\omega} \ \text{ёки} \ S(t) = \int_{t_0}^{t_i} dt = \int_{S_0}^{S} \frac{dS}{v}. \qquad (3.92)$$

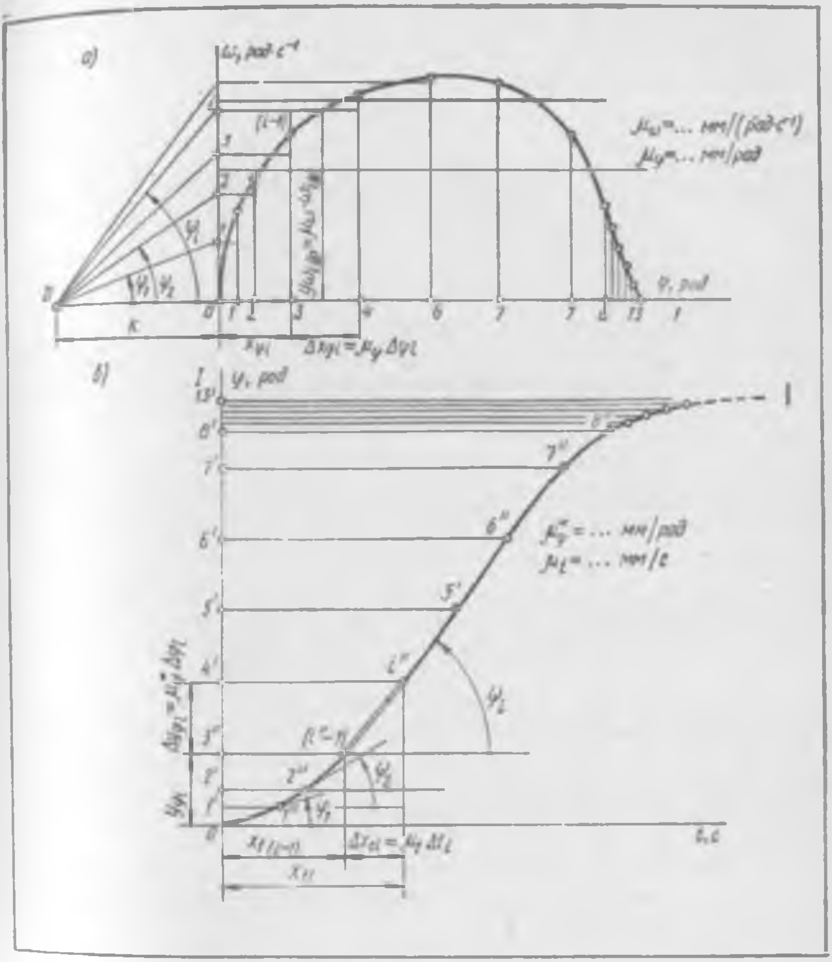
Агар $\omega(\varphi)$ ва $v(S)$ функциялар графиклар кўринишида берилган бўлса (3.32- расм, *а*), у ҳолда изланаётган $\varphi(t)$ ва $S(t)$ функциялар график интеграллаш усули билан аниқланади. Бунинг учун юқорида айтилганларга ўхшаш, аммо ундан баъзи томонлари билан фарқ қилувчи ясашлар бажарилади. Масалан, изланаётган графикнинг (3.32- расм, *б*) ординаталар ўқи $\omega(\varphi)$ графикдаги (3.32- расм, *а*) абсциссалар ўқи (φ_1 ўқлар) интервалларига тенг бўлган интервалларга бўлиб чиқилади. Бу ҳолда φ ўқлар бўйича масштаблар бир хилда олинади, яъни $\mu_{\varphi} = \mu_{\varphi}^{*}$. Изланаётган эгри чизиқдаги $1''$, $2''$, $3''$, $4''$ нуқталар абсциссалар ўқига параллел бўлган чизиқларнинг тегишли $D1$, $D2$, $D3$, ... , нурларга параллел равишда, яъни x ўқига нисбатан ψ_1, ψ_2, $\psi_3 - \psi_i$, ... , қиялиқда ўтказилган нурлар билан кесишувидан ҳосил бўлади. $DO = K$ кесма миллиметрда ўлчанадиган интеграллаш кесмасидир.

Интеграллашнинг ушбу усулини график ясашлардан келиб чиқадиган қуйидаги муносабатлар билан асослаш мумкин.

$$\text{tg}\,\psi_i = \frac{y_{\omega i\,\text{ср}}}{K} = \frac{\mu_{\omega}\,\omega_{i\,\text{ср}}}{K} \ \text{(3.32- расм, } a \text{ га қаранг)};$$

$$\text{tg}\,\psi_i = \frac{\Delta y_{\varphi i}}{\Delta x_{ti}} = \frac{\mu_{\varphi}^{*}\,\Delta\varphi_i}{\mu_t\,\Delta t_i}; \quad x_{ti} = \sum_{i=1}^{i} \Delta x_{ti} \ \text{(3.32- расм, } б \text{ га қаранг)}.$$

Зарур бўлган ўрнига қўйишлар ва ўзгартиришлар амалга оширилади:



3.32- расм

$$x_{ti} = \sum_{i=1}^{i} \Delta x_{ti} = \sum_{i=1}^{i} \frac{\Delta y_{\varphi i}}{\operatorname{tg} \psi_i} = \sum_{i=1}^{i} \frac{\Delta y_{\varphi i} K}{y_{\omega i\, \text{ср}}} =$$

$$= \sum_{i=1}^{i} \frac{K \mu_{\varphi}^{*} \Delta \varphi_i}{\mu_{\omega}\, \omega_{i\, \text{ср}}} = \frac{K \mu_{\varphi}^{*}}{\mu_{\omega}} \lim_{\Delta \varphi_i \to 0} \sum_{i=1}^{i} \frac{\Delta \varphi_i}{\omega_{\text{ср}\, i}} =$$

$$= \frac{K \mu_{\varphi}^{*}}{\mu_{\omega}} \int \frac{d\varphi}{\omega} = \mu_t\, t_i. \qquad (3.93)$$

бунда: $\mu_t = K\mu_\varphi^*/\mu_\omega$ — ҳаракатланиш вақти масштаби; $t = \int d\varphi/\omega$ — ҳаракатланиш вақти; СИ бирликлари: $[\mu_t] = $ мм/с; $[K] = $ мм; $[\mu_\omega] = $ мм/м·с$^{-1}$; $[\mu_\varphi] = $ мм/рад.

Ҳосил қилинган $1''$, $2''$, ... i'' нуқталар равон эгри чизиқ орқали туташтирилиб изланаётган $\varphi = \varphi(t)$ график, яъни кириш бўғинининг изланаётган ҳаракат қонуни ҳосил қилинади.

Ушбу исбот кичик бўлган $\Delta\varphi$ интервалда $(1/\omega, \varphi)$ эгри чизиқни чизиқли функция билан алмаштириш, эгри чизиқли трапеция юзини эса баландлиги ушбу интервал чегараларидаги ординаталар йиғиндисининг ярмига тенг бўлган тўғри тўртбурчак юзи билан алмаштириш мумкинлигига асосланади.

ω нинг қийматлари кичик бўлганда ушбу соҳада тугун нуқталари сонини, 3.32-расм, *а* да *0 — 3* ва *8 — 13* интерваллар учун қилинганидек, кўпроқ олиш мақсадга мувофиқдир; расмда *0—3* ва *8—13* интерваллар майдароқ интервалларга бўлинган, масалан, *0—1*; *1 — 2*; *2 — 3* интерваллар шулар жумласидан.

Берилган $\omega(\varphi)$ функцияга кўра кириш бўғинининг бурчак тезланиши ε ни ёхуд берилган $v(S)$ функцияга кўра кириш бўғинининг чизиқли тезланиши a^τ ни аниқлашда қуйидаги муносабатлардан фойдаланилади:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi}\frac{d\varphi}{dt} = \omega\frac{d\omega}{d\varphi};$$

$$a^\tau = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dS}\frac{dS}{dt} = v\frac{dv}{dS}. \qquad (3.94)$$

Агар $\omega(\varphi)$ ёки $v(S)$ функциялар график тарзида берилса, у ҳолда ушбу муносабатларни ҳисоблаш эгри чизиқнинг мос нуқтасига ўтказилган нормаль ости чизиғи узунлигининг сон қийматини аниқлашдан иборат бўлади.

3.33-расм, *а* да $\omega = \omega(\varphi)$ функция берилган ҳол учун зарур ясашлар келтирилган.

$\omega(\varphi)$ графикдаги ихтиёрий танланган *i*-нуқта учун $x_{\varphi i}$ ва $y_{\omega i}$ кесмалар билан тегишли кинематик параметрлар орасидаги боғланиш масштаблар ёрдамида ифодаланади:

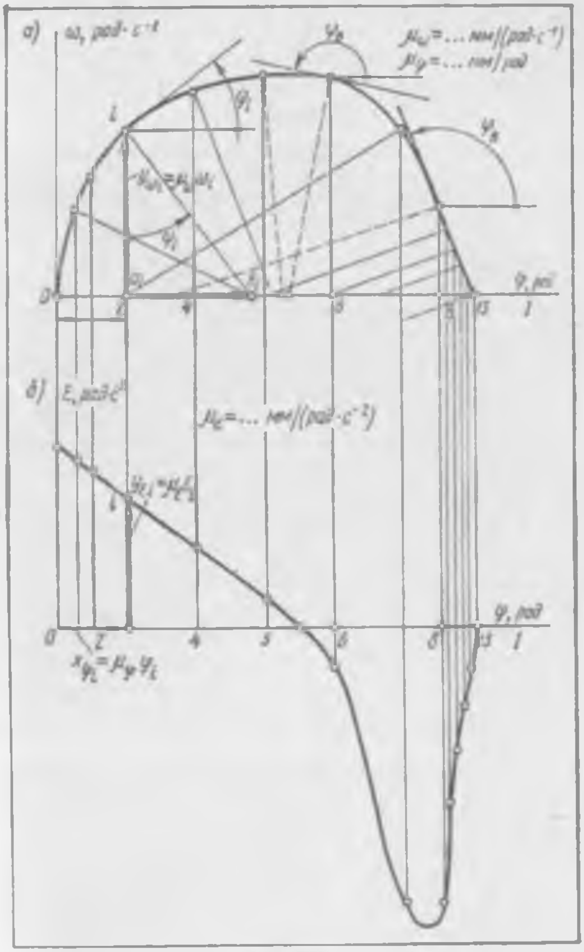
$$x_{\varphi i} = \mu_\varphi \varphi_i; \quad y_{\omega i} = \mu_\omega \omega_i.$$

Бурчак тезланиш қуйидаги муносабат кўринишида ифодаланади:

$$\varepsilon_i = \frac{d\omega_i}{d\varphi_i}\frac{d\varphi_i}{dt} = \omega_i\frac{d\omega_i}{d\varphi_i} = \frac{y_{\omega i}}{\mu_\omega}\frac{d(y_{\omega i}/\mu_\omega)}{d(x_{\varphi i}/\mu_\varphi)} =$$

$$= \frac{\mu_\varphi}{\mu_\omega^2} y_{\omega i}\frac{dy_{\omega i}}{dx_{\varphi i}} = \frac{\mu_\varphi}{\mu_\omega^2} y_{\omega i}\,\mathrm{tg}\,\psi_i = \frac{\mu_\varphi}{\mu_\omega^2}(a_i\, b_i) = \frac{(a_i\, b_i)}{\mu_\varepsilon}, \qquad (3.95)$$

бунда: ψ_i — *i*-нуқтада $\omega(\varphi)$ эгри чизиққа ўтказилган уринманинг қиялик бурчаги (3.33-расм, *а*); $(a_i\, b_i) = y_{\omega i}\,\mathrm{tg}\,\psi_i$ — графикнинг *i*-нуқтасига ўтказилган нормаль ости кесмасининг узунлиги; $\mu_\varepsilon = \mu_\omega^2/\mu_\varphi$ — бурчак тезланиш ε нинг масштаби; СИ бирлиги: $[\mu_\varepsilon] = $ мм/рад·с$^{-2}$.



3-33- расм

Юқоридагига ўхшаш ясашлар қатор *1*, *2*, *3*, *4*, ... , ҳолатлар учун амалга оширилади, нормаль остлари ва уларга мос келувчи бурчак тезланишлар ε аниқланади. Ҳисоблаш натижалари $\varepsilon = \varepsilon(\varphi)$ график кўринишида тасвирланади (3.33- расм, *б*).

3.5- §. Олий жуфтликли текис механизмларнинг кинематик хусусиятлари

Олий жуфтликли механизмларнинг узатиш кинематик функцияларини масаланинг қай тартибда қўйилишига қараб бир неча хил усул билан аниқлаш мумкин.

Центроидалар усули. Олий жуфтликли оддий механизмни ҳосил қилиш учун бўғинни бошланғич бўғинлардан бирига ва стойкага (3.34-расм, *а*) ёки иккита бошланғич бўғинга (3.34-расм, *б*) бириктириш кифоя. Биринчи ҳолда эркинлик даражаси битта бўлган уч бўғинли механизм ҳосил қилинади ($n = 2$; $p_қ = 2$; $p_o = 1$):

$$W_T = 3n - 2p_қ - p_o = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1.$$

Иккинчи ҳолда ҳосил бўлган планетар механизмнинг эркинлик даражаси иккита бўлади ($n = 3$; $p_қ = 3$; $p_o = 1$):

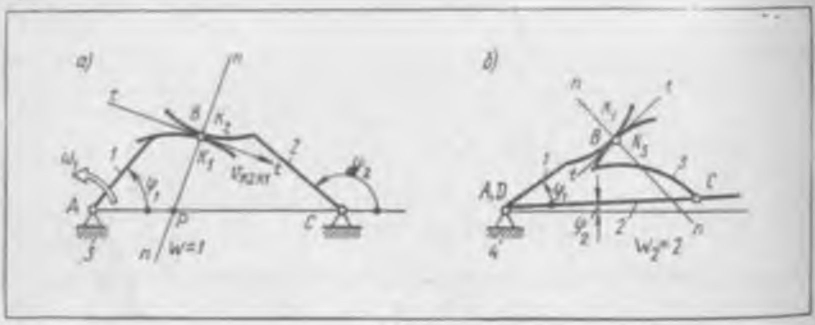
$$W_m = 3n - 2p_қ - p_o = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 1 = 2.$$

Қ ў з ғ а л м а с ц е н т р о и д а деб, ҳаракатланувчи текис шакл оний айланиш марказларининг қўзғалмас текисликдаги геометрик ўрнига айтилади. Ҳ а р а к а т л а н у в ч и ц е н т р о и д а деб, ҳаракатланувчи текис шакл билан боғлиқ бўлган текисликдаги оний тезликлар марказининг геометрик ўрнига айтилади. Текис шакл ўз текислигида ҳаракатланганида ҳаракатланувчи центроида қўзғалмас центроидага нисбатан сирпанмасдан думалайди, бошқача айтганда, ҳаракатланувчи ва қўзғалмас центроидалар мос ёйларининг узунлиги ўзаро тенг бўлади. Центроидалар тўғрисидаги тескари теоремада, текис шаклнинг ўз текислигидаги ҳар қандай ҳаракатини ҳаракатланувчи центроидани қўзғалмас центроидага нисбатан сирпантирмаган ҳолда ҳар бир айни вақтдаги мос бурчак тезлик билан думалатиб амалга ошириш мумкин, дейилади.

О н и й т е з л и к л а р м а р к а з и P деб, текис шаклдаги шундай нуқтага айтиладики, унинг айни вақтдаги тезлиги нолга тенг бўлади. У шаклнинг исталган икки нуқтасидан ана шу нуқталарнинг тезлик векторларига ўтказилган перпендикуляр чизиқларнинг кесишув нуқтасидан аниқланади.

Ҳар бир вақтда оний тезликлар маркази билан қўзғалмас текисликдаги о н и й а й л а н и ш м а р к а з и деб аталувчи нуқта устма-уст тушади; бу нуқта атрофида айланиш натижасида текис шакл айни ҳолатдан унга чексиз яқин бўлган бошқа ҳолатга ўтади.

Центроидалар усули ўқлари параллел жойлашган бўғинлар орасида айланма ҳаракат узатишда кўпроқ қўлланилади. Бўғинлар *1* ва *2* бурчак тезликларининг нисбати умумлашган φ_1 координатанинг функцияси бўлади:



3,34- расм

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d\varphi_1/dt}{d\varphi^2/dt} = u_{12}(\varphi_1).$$

3.34-расм, *а* да уриниш нуқтасида (K_1 ва K_2 — мос равишда бўғинлар *1* ва *3* нинг нуқталари) ўзаро олий кинематик жуфтлик *В* ҳосил қилувчи ҳамда *А* ва *С* ўқлар атрофида айланувчи бўғинлар *1* ва *2* кўрсатилган. Оний айланиш марказининг ҳамда оний тезликлар марказининг геометрик ўринлари бўлган центроидаларни аниқлаймиз.

Бўғин *1* га нисбатан бўғин *2* мураккаб ҳаракат қилади (3.34-расм, *б*). Бироқ, ҳаракатни тескари томонга айлантириш усулидан фойдаланган ҳолда *С* ва K_2 нуқталарнинг қўзғалмас бўғин *1* га нисбатан нисбий тезликлари йўналишини кўрсатиб бериш мумкин; *С* нуқтанинг *А* ўққа нисбатан v_{CA} тезлиги *АС* ўқлар орасидаги масофага перпендикуляр, K_2 нуқта эса айни вақтда уринувчи сиртларга ўтказилган умумий уринма *t* — *t* бўйлаб йўналган сирпаниш тезлиги $v_{K_2-K_1}$ га эга. Бўғин *2* нинг нисбий ҳаракатидаги (бўғин *1* қўзғалмас бўлгандаги) оний тезликлар маркази *P* ушбу нуқталарнинг тезлик векторларига ўтказилган перпендикуляр чизиқларнинг кесишув нуқтаси бўлади. Бошқача айтганда, бўғин *2* нинг оний тезликлар маркази *P* ва у билан устма-уст тушувчи нисбий ҳаракатдаги оний айланиш маркази ўқлар орасидаги *АС* масофанинг умумий уриниш нуқтаси *К* (K_1 ва K_2) га ўтказилган умумий нормаль *n* — *n* билан кесишувидан ҳосил бўладиган нуқтада ётади.

Оний тезликлар маркази *P* ни билдирувчи ушбу нуқтада бўғинларнинг нисбий ҳаракат тезлиги нолга тенг, яъни $\bar{v}_{12} = \bar{v}_{p1} - \bar{v}_{p2} = O$, бунда $\bar{v}_{p1}$ ва $\bar{v}_{p2}$ — P_1 ва P_2 нуқталарнинг мос равишда *А* ва *С* ўқлар атрофида айланишидаги тезлик векторлари. Мос равишда қуйидаги тенгликни ҳам ёзиш мумкин: $|\omega_1 \bar{PA}| = |\omega_2 \bar{PC}|$, бундан

$$u_{12} = |\bar{\omega}_1| / |\bar{\omega}_2| = PC/PA. \qquad (3.96)$$

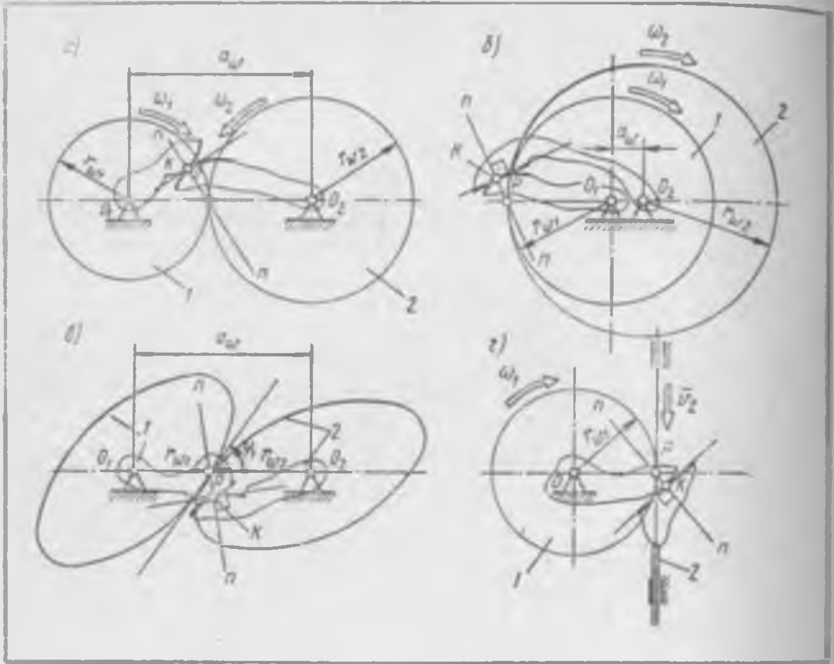
келиб чиқади.

Оний тезликлар маркази — *P* нуқта **илашиш қутби** деб аталади Айни ҳолда «илашиш» атамаси «олий жуфтлик» атамасининг синоними бўлади. Тишли илашиш деб, олий жуфтликли бўғинлар сиртлари орқали ҳаракат узатилиш жараёнига айтилади. Тишларнинг кетма-кет ўзаро таъсирлашуви натижасида уларнинг талаб этилувчи нисбий ҳаракат қонуни таъминланади.

Баъзи ҳолларда айланиш ўқлари *1* ва *2* индексли *O* ҳарфи билан белгиланади (3.35-расм). (3.96) муносабатни ана шундай белгилашлардан фойдаланган ҳолда қуйидагича ёзиш мумкин:

$$u_{12} = |\bar{\omega}_1| / |\bar{\omega}_2| = \pm PO_2 / PO_1. \qquad (3.96а)$$

Бинобарин, бўғинлар *1* ва *2* нинг нисбий ҳаракатдаги илашиш қутби *P* ўқлар орасидаги *АС* (3.34-расм, *а* ёки O_1O_2 чизиқда (3.35-расм, *а*) жойлашади ҳамда ўқлар орасидаги масофани *AP* (PO_1) ва *PC* (PO_2) кесмаларга ажратади. Бу кесмаларнинг нисбати бўғинлар (шу жумладан, тишли ғилдираклар) нинг оний бурчак тезликлари нисбатига тескари мутаносибдир. Агар илашиш қутби *P* ўқлар O_1 ва O_2 орасида



3.35- расм

жойлашса, бўғинлар турли томонга айланади, яъни U_{12} манфий ишорали бўлади, бундай илашма **ташқи илашма** деб аталади (3.35-расм, *а*). Агар илашиш қутби P кесма $O_1 O_2$ дан ташқарида жойлашса, у ҳолда бўғинлар бир хил йўналишда айланади ҳамда узатиш нисбати U_{12} мусбат ишорали бўлади; бундай илашма **ички илашма** даб аталади (3.35-расм, *б*).

Нисбий ҳаракатдаги сиртларнинг сирпаниш тезлиги қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$v_{\text{сир}} = \omega_{21}\, l_{KP} = l_{KP}\, (\omega_1 \pm \omega_2).$$

Ўқлар орасидаги AC (O_1O_2) масофани a_w орқали, A (O_1) ва C (O_2) ўқлардан илашиш қутби P гача бўлган масофани r_{w1} ва r_{w2} орқали белгилаймиз. Унда

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{PO_2}{PO_1} = \pm \frac{rw_2}{rw_1} = \frac{a_w \pm r_{w1}}{r_{w1}}, \tag{3.97}$$

ёки центроидалар радиуслари r_{w1} ва r_{w2} қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$r_{w1} = \frac{a_w}{u_{12}+1}; \qquad r_{w2} = a_w \frac{u_{12}}{u_{12}+1}. \tag{3.98}$$

Агар узатиш нисбати u_{12} ўзгармас бўлса, центроидалар радиуслари r_{w1} ва r_{w2} ҳам ўзгармас бўлади. Бинобарин, айланма ҳаракат ўқлари параллел жойлашган, ўқлари орасидаги масофа ўзгармас ($a_w = const$) ва узатиш нисбати ўзгармас ($u_{12} = const$) бўлган бўғинлар орасида узатиладиган бўлса, у ҳолда центроидалар айлана ҳисобланади. Илашмалар назариясида бундай айланалар б о ш л а н ғ и ч а й л а н а л а р дейилади.

3.35-расмда ўзгармас узатиш нисбатига эга бўлган ташқи (3.35-расм, *а*), ички (3.35-расм, *б*) ва рейкали (3.35-расм, *г*) илашмалар учун бошлангич айланаларнинг жойлашуви кўрсатилган.

Агар узатиш нисбати u_{12} ўзгарувчан бўлса (3-35-расм,*в*), у ҳолда радиуслар ҳам ўзгарувчан бўлади ва улар қуйидаги муносабатлардан аниқланади.

Ғилдирак *1* учун:

$$r_{w1} = \frac{a_w}{u_{12}+1} = \frac{a_w}{u_{12}(\varphi_1)+1};$$

ғилдирак *2* учун:

$$r_{w2} = a_w \frac{u_1^2}{u_{12}+1} a_w \frac{u_{12}(\varphi_1)}{u_{12}(\varphi_1 \pm 1)}; \qquad \varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} \frac{d\varphi_1}{u_{12}(\varphi_1)}.$$

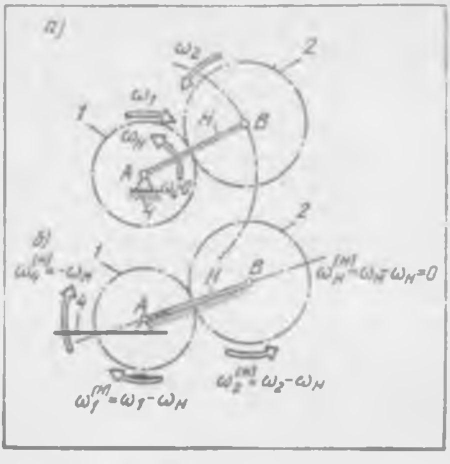
Центроидаларнинг ўзаро уриниш нуқталарига ўтказилган умумий уринма чизиқнинг r_{w1} радиус-векторга нисбатан қиялик бурчаги ψ_1 уринманинг қутбий координаталарда берилган эгри чизиққа нисбатан қиялик бурчаги сифатида аниқланади:

$$tg\psi_1 = \frac{r_{w1}}{dr_{w1}/d\varphi_1} = -\frac{u_{12}(\varphi_1) \pm 1}{du_{12}/d\varphi_1}. \qquad (3.99)$$

Агар механизмнинг баъзи бўғинлари иккита айланма ҳаракат йиғиндисидан иборат бўлган мураккаб ҳаракат содир этсалар, у ҳолда узатиш нисбатларини аниқлаш учун ҳаракатни тескарига айлантириш усулидан фойдаланиш мумкин.

3.36-расм, *а* да *Н* водилоси бўлган планетар дифференциал механизм тишли ғилдираклари *1* ва *2* нинг центроидалари тасвирланган. Ғилдирак *2* иккита айланма ҳаракатда иштирок этади: водило *Н* билан бирга ω_H бурчак тезликда кўчма ҳаракат қилади ва ўз ўқи атрофида ω_{2H} нисбий бурчак тезликда нисбий айланма ҳаракат қилади.

Механизмнинг ҳамма бўғинларига қиймати водило *Н* нинг



3.36- расм

бурчак тезлигига тенг бўлган, йўналиши эса унинг бурчак тезлиги йўналишига қарама-қарши бўлган айланма ҳаракат берамиз, яъни механизмни ($-\omega_H$) бурчак тезлик билан айлантирамиз (3.36-расм, *б*). Бу ҳолда водилони шартли равишда қўзғалмас водило деб, ғилдирак *1* ни қўзғалмас *A* ўқ атрофида ($\omega_1-\omega_H$) бурчак тезлик билан, ғилдирак *2* ни эса қўзғалмас *B* ўқ атрофида ($\omega_2-\omega_H$) бурчак тезлик билан айланади, деб қараш мумкин.

Бурчак тезликлар билан центроидалар орасидаги (3.97) муносабатларни ҳисобга олган ҳолда планетар тишли ғилдираклар *1* ва *2* центроидаларининг бурчак тезликлари ва радиуслари орасидаги боғланишни аниқловчи қуйидаги муносабат топилади:

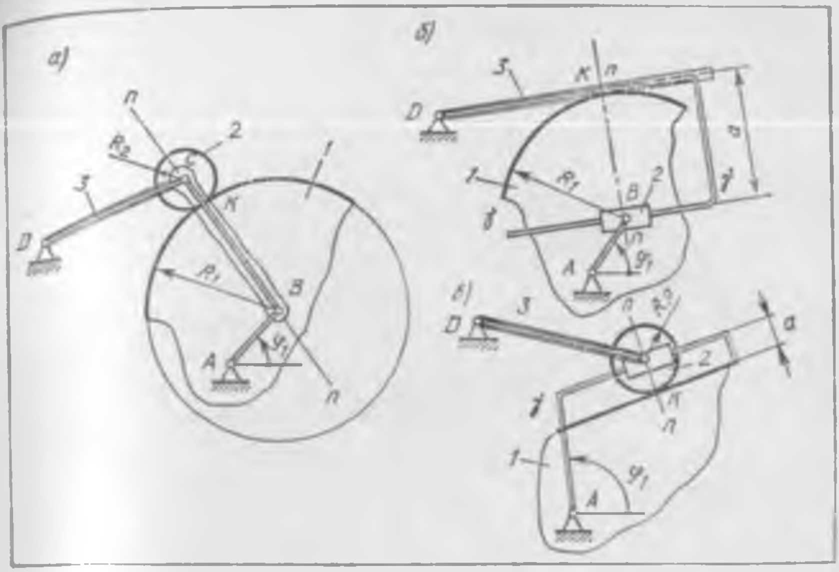
$$\frac{\omega_1-\omega_H}{\omega_2-\omega_H}=\pm\frac{r_{\omega_2}}{r_{\omega_1}}. \tag{3.100}$$

Манфий ишора ташқи илашмага, мусбат ишора эса ички илашмага тегишлидир. Ушбу муносабат *Виллис формуласи* дейилади.

Пишангли механизмлар билан алмаштириш усули. Текис механизмларда олий кинематик жуфтлик иккита эгри чизиқнинг ўзаро уринишидан ҳосил бўлади. Бу эгри чизиқлар бўғинларнинг шу жуфтликни ташкил этувчи ўзаро уринувчи элементларини тасвирлайди (3.34-расм, *а*). Хусусий ҳолда жуфтлик элементларидан бири нуқта бўлиши мумкин.

Уриниш нуқтаси *K* да ўзаро уринувчи эгри чизиқларнинг ҳар бири учун эгриланиш радиуси ва эгриланиш марказини топиш мумкин. Иккала эгриланиш марказлари ва уриниш нуқтаси уринувчи чизиқларга нормал қилиб ўтказилган умумий *n — n* тўғри чизиқда ётади. Текисликда сиртнинг исталган нуқтаси эгриланиш доираси билан, яъни ана шу нуқта ва эгри чизиқдаги ана шу нуқтага яқин бўлган яна иккита нуқтадан ўтувчи айлана билан алмаштирилиши мумкин. Айлананинг эгрилиги эгри чизиқнинг ўзига иккинчи тартибли ҳосилаларга қадар эквивалентдир. Эгриланиши ўзгарувчи бўлган икки эгри чизиқнинг уриниш нуқталари алмашиниши билан эгриланиш марказлари ва эгриланиш радиуслари ўзгаради. Агар эгри чизиқларнинг эгрилиги ўзгармаса, у ҳолда эгриланиш марказлари ва эгриланиш радиусларининг тегишли бўғинларга нисбатан вазияти ўзгармай қолади. Бу ҳол олий кинематик жуфтликли механизмларни қуйи кинематик жуфтликли эквивалент механизмлар билан алмаштиришга имкон беради. Бундай механизмлар алмаштирувчи пишангли механизмлар дейилади. Улар кинематика маъносида олий жуфтликли механизмлар билан иккинчи тартибли ҳосилаларга қадар эквивалентдир.

Алмаштирувчи механизмни ҳосил қилиш учун исталган олий кинематик жуфтлик (3.37-расм, *а*) узунлиги кинематик жуфтлик элементларининг эгриланиш радиуслари йиғиндисига тенг бўлган битта бўғин билан ($l_{BC}=R_1+R_2$) ва иккита қуйи кинематик жуфтлик билан алмаштирилади. Олий жуфтлик алмаштирилганда айланма кинематик жуфтликлар *B* ва *C* уринувчи сиртларнинг эгриланиш марказларида жойлаштирилади (3.37-расм, *а*). Агар элементлардан бирининг эгриланиш радиуси чексизликка тенг бўлса [бўғин *3* даги (3.37-расм, *б*) ва бўғин *1* даги (3.37-расм, *в*) тўғри чизиқ], у ҳолда үү йўналтирувчиси сирт чизиғига



3.37- расм

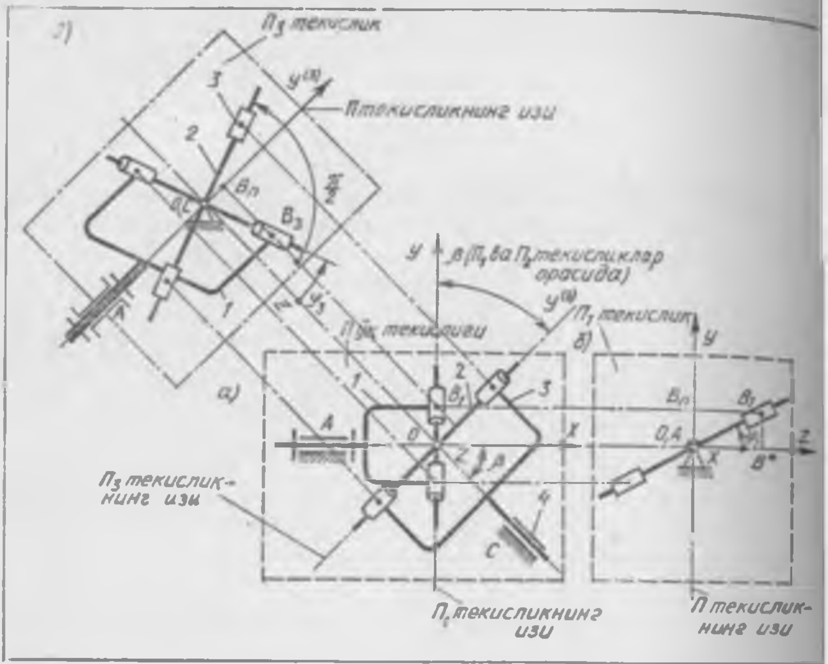
параллел бўлган ва бошқа сиртнинг эгриланиш маркази B дан a масофага (3.37-расм, *б* да $a = R$; 3,37-расм, *в* да $a = R_p$) нари ўтадиган ползун 2 алмаштирувчи бўғин бўлади.

Агар элементлардан бирининг эгриланиш радиуси нолга тенг бўлса (ўткирланиш), у ҳолда алмаштирувчи бўғиннинг узунлиги иккинчи сиртнинг эгриланиш радиусига тенг бўлади.

Агар элементлардан бирининг эгриланиш радиуси нолга (ўткирланиш), иккинчисиники эса чексизликка тенг бўлса (тўғри чизиқ), у ҳолда алмаштирувчи бўғин вазифасини йўналтирувчиси сирт билан устма-уст тушувчи ва уриниш нуқтасидан ўтувчи ползун ўтайди. Алмаштирувчи механизмларнинг кинематик хусусиятлари юқорида баён этилган усуллар билан аниқланади.

3.6-§. Фазовий механизмларнинг кинематик хусусиятлари

Пишангли фазовий механизмлар кинематик хусусиятларини аниқлашнинг икки хил аналитик усули: координаталарни ўзгартириш усули ва геометрик усули энг кўп қўлланилади. Геометрик усулда кинематик схемалар аввал қатор текисликларга кетма-кет проекцияланади, сўнгра номаълум катталиклар тригонометрик формулалардан аниқланади. Биринчи усулни эркинлик даражалари кўп бўлган очиқ кинематик жуфтликларда (масалан, робот ва манипулятор механизмларида), иккинчи усулни эса эркинлик даражаси битта бўлган соддароқ механизмларда қўллаш мақсадга мувофиқдир. Ана шундай механизмлардан бири айланма ҳаракатни ўқлари қия жойлашган етакчи вал *1* дан етакланувчи вал



3.38- расм

3 га узатиш учун хизмат қиладиган универсал шарнирдир (3.38-расм, *а*, *б*, *в*). 3.39-расмда ЗИЛ-130 юк автомобилининг (*а*) карданли узатмаси (*в*) ва Гукнинг якка шарнири (*б*) конструкцияларига мисоллар келтирилган.

Геометрик усул. φ_1 ва φ_3 бурчаклар орасидаги аналитик муносабатларини тузиш учун механизм бўғинларини учта текисликка (3.38-расмга қаранг): ўқ текислиги *П* га ва мос равишда кириш бўғини *1* нинг ўқига ҳамда чиқиш бўғини *3* нинг ўқига перпендикуляр бўлган $П_1$ ва $П_2$ текисликларга проекцияланади, *П* текисликка проекциялашда ўқлар орасидаги β бурчак бузилмасдан тасвирланади, $П_1$ ва $П_3$ текисликларга проекциялашда эса бурилиш бурчаклари φ_1 ва φ_3 бузилмасдан кўрсатилади (3.38- расм). Бурчаклар стойка *4* билан боғланган *xyz* саноқ системасидан бошлаб ҳисобланади: φ_1 бурчак *Oz* ўқидан, φ_3 эса *Oy* ўқидан бошлаб ҳисобланади.

Кириш бўғини *1* ва крестовина *2* орасидаги кинематик жуфтликни билдирувчи *B* нуқтанинг ҳар хил текисликлардаги проекциялар $B_п$, B_1, B_3 лар билан белгиланган. Ўнг томондаги проекцияда ($П_1$ текисликда) $B_1 B_п$ кесма ўқ текислиги *П* дан *B* нуқтагача бўлган масофани бузмасдан тасвирлайди.

Кириш бўғини *1* нинг бурчак координатаси φ_1 қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$tg\varphi_1 = B_1B^* / B_nB_1. \qquad (3.101)$$

Чиқиш бўғини *3* нинг бурчак координатаси φ_3 ушбу муносабатдан аниқланади (3.38-расмнинг чап томонидаги $П_3$ текисликка проекцияга) қаранг):

$$tg\varphi_3 = tg\varphi_3^* = B_nC / B_nB_3 \qquad (3.102)$$

Крестовина ўқлари орасидаги бурчаклар $\pi/2$ га тенг бўлиб, проекцияда бузмасдан тасвирланганлиги сабабли $П_3$ текисликка проекцияда φ_3 ва φ_3^* бурчаклар бузмасдан тасвирланади ва улар бир хил қийматга эга бўлади. B_3B_n кесма B_1B_n кесмага тенг, чунки у B_3 нуқтадан ўқ текислиги $П$ гача бўлган масофани ифодалайди ва $П_3$ текисликка бузмасдан проекцияланади.

$B_nB_3 = B_nB_1$ эканлигини ҳисобга олган ҳолда (3.101) ва (3.102) муносабатлар қуйидагича ёзилади:

$$tg\varphi_3/tg\varphi_1 = \left(\frac{B_n C}{B_n B_3}\right) \bigg\backslash \left(\frac{B_1B^*}{B_nB_1}\right) = \frac{B_n C}{B_1 B^*}. \qquad (3.103)$$

$B_n C$ ва $B_1 B^*$ кесмалар орасидаги муносабат ўқ текислиги $П$ да тасвирланган $\Delta B_1 OB_3$ дан топилади. Бу текисликда B_1OB_3 бурчак β га тенг бўлиб, ўзгаришсиз тасвирланади:

$$\cos\beta = OB_3/OB_1. \qquad (3.104)$$

$OB_3 = B_nC$ ва $OB_1 = B_1B^*$ эканлигини эътиборга олган ҳолда (3.104) муносабат

$$tg\,\varphi_3/tg\,\varphi_1 = B_nC/B_1B^* = OB_3/OB_1 = \cos\beta$$

кўринишда ёки узил-кесил

$$tg\,\varphi_3 = tg\,\varphi_1 \cos\beta. \qquad (3.105)$$

кўринишда ёзилади.

Чиқиш бўғинининг бурчак тезлиги ω_3 дифференциаллаш натижасида аниқланади:

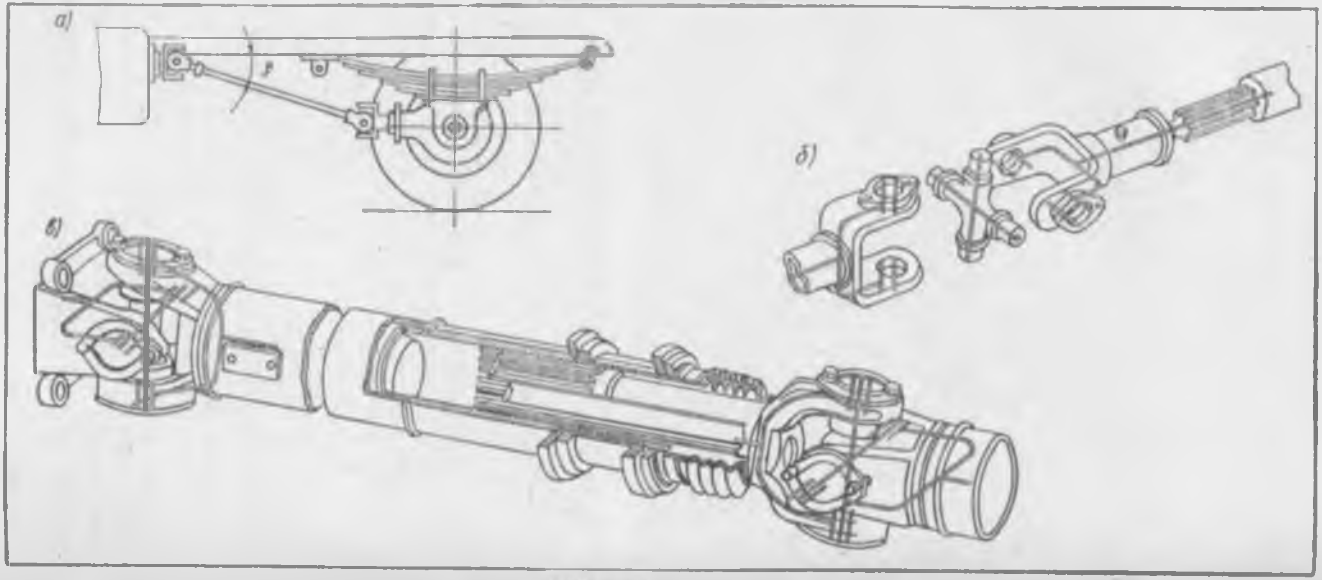
$$\omega_3 = \frac{d\varphi_3}{dt} = \frac{d}{dt}[\mathrm{arctg}(tg\,\varphi_1 \cos\beta)] = \frac{1}{1+\cos^2\beta\, tg^2\varphi_1}\,\frac{\cos\beta}{\cos^2\varphi_1}\omega_1 =$$

$$= \omega_1\frac{\cos\beta}{\cos^2\varphi_1 + (1-\sin^2\beta)\sin^2\varphi_1}, \text{ ёки } \omega_3 = \omega_1\frac{\cos\beta}{1-\sin^2\beta\sin^2\varphi_1}.$$

Узатиш нисбати u_{31} қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$u_{31} = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{\cos\beta}{1-\sin^2\beta\sin^2\varphi_1}. \qquad (3.106)$$

Карданли узатманинг узатиш нисбати ўзгарувчи катталик эканлиги (3.106) ифодадан кўриниб турибди. У қуйидаги чегараларда ўзгаради: $\varphi_1 = 0$; π; 2π ва ҳоказо бўлганда энг катта қиймати $u_{31}\max = 1/\cos\beta$ га тенг бўлади, $\varphi_1 = \pi/2$; $\frac{3}{2}\pi$ ва ҳоказо бўлганда энг кичик қиймати $u_{31\min} = \cos\beta$ га тенг бўлади.



3.39-расм

Кириш бўғини *1* бир марта айланганда чиқиш бўғини *3* ҳам бир марта айланганлиги сабабли карданли узатма узатиш нисбатининг ўртача қиймати $u_{31ўр} = 1$ бўлади. Чиқиш бўғини *3* нинг айланиш нотекислиги қуйидаги коэффициент билан баҳоланади:

$$\delta = \frac{\omega_{3max} - \omega_{3min}}{\omega_{3ўр}} = \frac{1}{\cos\beta} - \cos\beta = \sin^2\beta/\cos\beta,$$

ёки

$$\delta = \sin\beta \operatorname{tg}\beta. \qquad (3.107)$$

Ўқлар орасидаги β бурчак (град) катталашиши билан нотекислик коэффициенти δ ҳам оша боради:

β, град. . . .	5	10	15	20	25	30	35	40
δ.	0,00765	0,0306	0,0693	0,1245	0,1971	0,2887	0,4016	0,5394

Чиқиш бўғини *3* нинг бурчак тезланиши ҳолат функциясини иккинчи марта дифференциаллаш йўли билан топилади:

$$\varepsilon_3 = \frac{d\omega_3}{dt} = \omega_1^2 \frac{\cos\beta\sin^2\beta \cdot 2\sin\varphi_1\cos\varphi_1}{(1-\sin^2\beta\sin^2\varphi_1)^2},$$

ёки

$$\varepsilon_3 = \omega_1^2 \frac{\cos\beta\sin^2\beta\sin 2\varphi_1}{(1-\sin^2\beta\sin\varphi_1)^2}. \qquad (3.108)$$

Чиқиш бўғинининг тезланиши учун узатиш нисбати

$$\frac{\varepsilon_3}{\omega_1^2} = \frac{\cos\beta\sin^2\beta\sin 2\varphi_1}{(1-\sin^2\beta\sin^2\varphi_1)^2}. \qquad (3.109)$$

Амалда чиқиш валининг ҳаракатидаги нотекисликни бартараф этмоқ учун қўшалоқ карданли механизмлар қўлланилади. Ортиқча контур боғламаларини йўқотиш учун бу механизмлар валларининг бирортаси (оралиқ, етакчи ёки етакланувчи вал) шлиц ёрдамида эркин тарзда бириктирилган бўлади (3.39-расм, *в*; 340-расм, *а*).

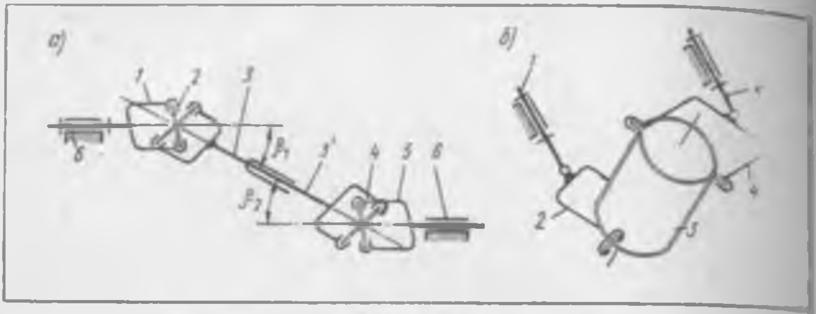
Кириш, оралиқ ҳамда чиқиш валларининг ўқлари орасидаги β_1 ва β_2 бурчаклар тенг қилиб ($\beta_1 = \beta_2$) олинади, оралиқ валдаги вилкалар эса битта текисликда жойлаштирилади. Бундай шароитда нотекислик коэффициенти δ тегишли муносабатларга кўра нолга тенг бўлади; узатиш нисбати u_{51} ни аниқлаш учун бу муносабатларни (3.101), (3.102) муносабатлардан фойдаланган ҳолда қуйидагича ёзиш мумкин:

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \operatorname{tg}\varphi_3\cos\beta_1;\quad \operatorname{tg}\varphi_5 = \operatorname{tg}\varphi_3\cos\beta_2;$$

$$u_{51} = \omega_5/\omega_1 = \operatorname{tg}\varphi_5/\operatorname{tg}\varphi_1 = \cos\beta_2/\cos\beta_1 = 1.$$

Таркибий қисмлари турлича бўлган суюқ ҳамда сочилувчан жинсларнинг яхши аралашувини таъминлайдиган турли аралаштиргичлар учун ишлатиладиган фазовий рама-крестовина билан жиҳозланган қўшалоқ карданли механизм ишида ҳаракатнинг нотекислигидан фойдаланиш эътиборга лойиқ ҳодиса ҳисобланади (3.40-расм, *б*).

Таркибий қисмларни аралаштириш учун хизмат қилувчи идиш туташтирилган фазовий бўғин *3* нинг мураккаб ҳаракати натижасида қоришма яхши аралашади. Бўғинларнинг маълум ўлчамларида ҳаракат

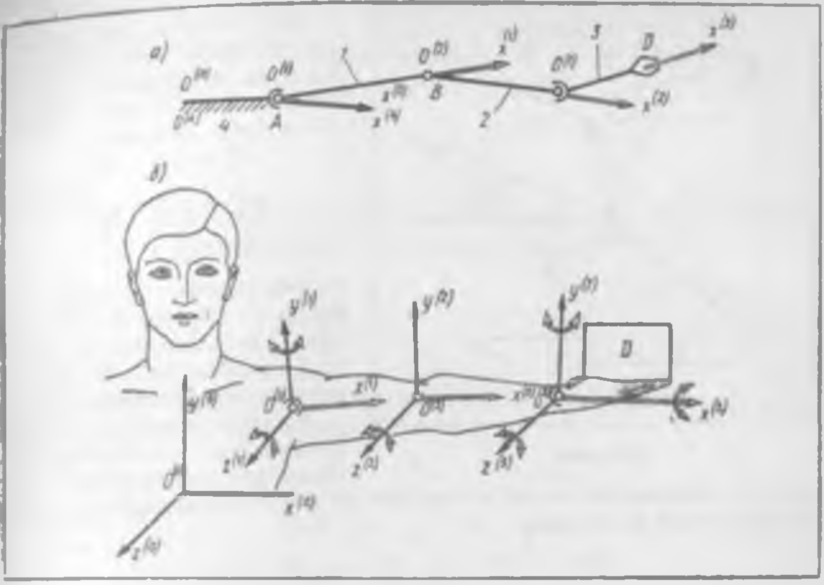


3.40- расм

нотекислиги коэффициентининг қиймати 1,5 ва бундан катта бўлиши мумкин. $\delta > 2$ бўлганда етакланувчи вал айланма-қайтма ҳаракатланади.

Координаталарни ўзгартириш усули. Механизмларни таҳлил қилишда ЭҲМ дан фойдаланиш учун тегишли алгоритмлар, яъни ҳисоблаш ишларида бажариладиган амаллар мазмунини ва кетма-кетлигини белгилаб берувчи аниқ ва битта маънога эга бўлган кўрсатмалар ишлаб чиқилиши зарур. Бундай кўрсатмалар зарур ҳисоблаш амаллари матрица кўринишида ёзилган координаталарни ўзгартириш тенгламаларидан фойдаланган ҳолда жуда осон бажарилади. Бу усулда бўғинларнинг геометрик шаклини ва ҳар бир кинематик жуфтликдаги бўғинларнинг нисбий ҳаракатини математик усулда тавсифлаб бериш учун етарли миқдорда координаталар системалари танланади. Координаталар системаларининг сони кинематик жуфтликни ҳосил қилувчи бўғинлар элементларининг сонига кўра аниқланади. Қўзғалмас координаталар системаси $x^{\circ}\ y^{\circ}\ z^{\circ}$ стойка билан боғланган. Ҳар бир кинематик жуфтликда иккита координаталар системаси (1-усул) ёки битта координаталар системаси (2-усул) танланади. Биринчи усулда иккита координаталар системаси мазкур жуфтликни ташкил қилувчи бўғинлар элементларига тегишли бўлади. Иккинчи усулда ҳар бир кинематик жуфтликка тўғри бурчакли координаталар системаси тўғри келиб, унинг ўқларидан биттаси бўғиннинг ўзига хос белгиси билан, масалан, ўқ чизиғи билан боғланган бўлади. Мисол тариқасида 3.41-расм ,*а* да одам қўлининг тузилишини (3.41-расм. *б*) моделлаштирувчи бўғинлар *1, 2, 3, 4* дан ташкил топган тўрт бўғинли очиқ кинематик занжирнинг $O_1 x^{(1)}$ $O_2 x^{(2)}$, $O_3 x^{(3)}$, $O_4 x^{(4)}$ (ёки $O_0 x^{(0)}$) координата ўқлари кўрсатилган. $z^{(i)}$ ўқ жуфтлик ўқи бўйлаб йўналган, $y^{(i)}$ ўқ эса координаталар системаси $O^{(i)}\ x^{(i)}\ y^{(i)}\ z^{(i)}$ ни тўлдиради.

Ҳар бир *i*-маҳаллий координаталар системаси координаталарининг боши мазкур бўғин ўқидан олдинги бўғин билан боғланган кинематик жуфтлик билан устма-уст туширилади. Текис механизмлар учун $z^{(1)}$, $z^{(2)}$, . . . , $z^{(k)}$ ўқлар ўзаро параллел бўлади, чунки улар текис механизм бўғинларининг ҳаракати кўриб чиқилаётган асосий текисликка перпендикулярдир.



3.41- расм

i-маҳаллий координаталар системасидан бошқа $(i+1)$ координаталар системасига ўтиш тўғри бурчакли декарт координаталар системасини ўзгартириш тенгламаларидан: умумий ҳолда координата ўқларини кўчириш ва буриш тенгламаларидан, хусусий ҳолда эса, агар маҳаллий координаталар системаларининг бошлари устма-уст жойлашса, фақат ўқларни буриш тенгламаларидан аниқланади.

Декарт координаталар ўқларини параллел кўчиришда (3.42-расм) қандайдир бўғиндаги B ва C нуқталарни ўзаро боғловчи $\bar{l}_i$ вектор проекциялари ўзгармас бўлиб қолаверади:

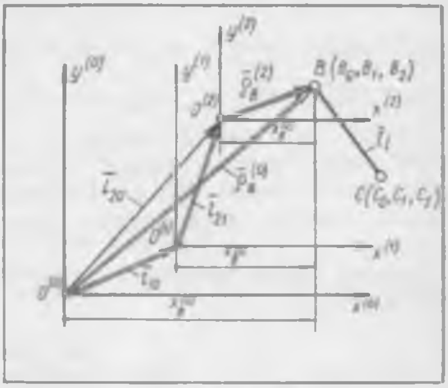
$$l_{ix}^{(1)} = l_{ix}^{(2)} = l_{ix}^{(0)}; \quad l_{iy}^{(1)} = l_{iy}^{(2)} = l_{iy}^{(0)}.$$

Бўғиндаги қандайдир B нуқтанинг радиус-векторлари аниқ муносабатлар орқали ўзаро боғланган:

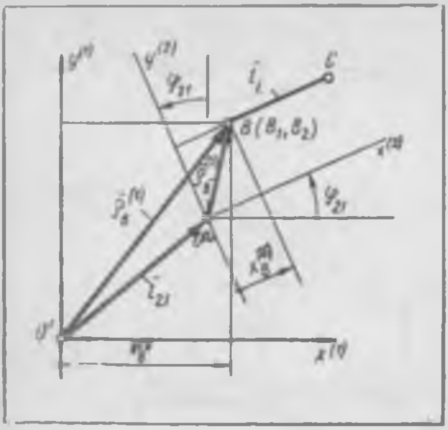
$$\bar{\rho}_B^{(0)} = \bar{\rho}_B^{(1)} + \bar{l}_{10} = \bar{\rho}_B^{(2)} + \bar{l}_{20};$$

$$\bar{\rho}_B^{(1)} = \bar{\rho}_B^{(2)} + \bar{l}_{21},$$

бунда $\bar{l}_{10}, \bar{l}_{20}, \bar{l}_{21}, \bar{\rho}_B^{(0)}, \bar{\rho}_B^{(1)}, \bar{\rho}_B^{(2)}$ — мос равишда $(O^{(0)}, O^{(1)}, O^{(2)})$ координаталар бошларини ўзаро ҳамда B нуқта билан туташтирувчи векторлар.



3.42- расм



3.43- расм

Уч ўлчамли фазодаги B нуқта координаталари орасидаги боғланиш қуйидагича муносабатлар орқали (ўзаро параллел кўчиришда) аниқланади:

$$x_B^{(0)} = x_B^{(1)} + l_{10x};$$

$$y_B^{(0)} = y_B^{(1)} + l_{10y};$$

$$z_B^{(0)} = z_B^{(1)} + l_{10z}.$$

Координата ўқларини буришда (3.43-расм) ўқлар бурилиш бурчакларининг (масалан, φ_{21}) йўналтирувчи косинусларини эътиборга олиш керак.

Ўқларни параллел кўчириш ва буришда координаталарни ўзгартиришнинг умумий формулалари, масалан, $O^{(1)}\, x^{(1)}\, y^{(1)}\, z^{(1)}$ ва $O^{(2)}\, x^{(2)}\, y^{(2)}\, z^{(2)}$ системалар учун ушбу кўринишга эга (3.43-расм):

$$x_B^{(1)} = a_{11}\, x_B^{(2)} + a_{12}\, y_B^{(2)} + a_{13}\, z_B^{(2)} + l_{21x};$$

$$y_B^{(1)} = a_{21}\, x_B^{(2)} + a_{22}\, y_B^{(2)} + a_{23}\, z_B^{(2)} + l_{21y}; \qquad (3.110)$$

$$z_B^{(1)} = a_{31}\, x_B^{(2)} + a_{32}\, y_B^{(2)} + a_{33}\, z_B^{(2)} + l_{21z},$$

бунда: $l_{21x}, l_{21y}, l_{21z}$ — $x^{(1)}, y^{(1)}, z^{(1)}$ координаталар системасидаги $x^{(2)}, y^{(2)}$ $z^{(2)}$ система координата боши O_2 нинг координаталари; $a_{11}, a_{12}, a_{13}, a_{21}, \ldots$ — координаталар йўналтирувчи косинуслар бўлган ҳолдаги коэффициентлар, бунда индекслар ўқларнинг тартиб номерига: 1 — x га, 2 — y га, 3 — z га мос келади: индексда биринчи ўринда $(i+1)$ маҳаллий координаталар системасини ўқининг белгиси, иккинчи ўринда i = = координаталар системаси ўқининг белгиси берилади:

$$a_{11} = \cos(x^{(2)}, x^{(1)}); \quad a_{12} = \cos(x^{(2)}, y^{(1)}); \quad a_{13} = \cos(x^{(2)}(x^{(1)});$$

$$a_{21} = \cos(y^{(2)}, x^{(1)}); \quad a_{22} = \cos(y^{(2)}, y^{(1)}); \quad a_{23} = \cos(y^{(2)}, z^{(1)}; \qquad (3.111)$$

$$a_{31} = \cos(z^{(2)}, x^{(1)}); \quad a_{32} = \cos(z^{(2)}, y^{(1)}); \quad a_{33} = \cos(z^{(2)}, z^{(1)}).$$

Ёзувни қисқартириш мақсадида m сатр ва n устундан ташкил топган тўғри бурчакли жадвал кўринишидаги рақамлар (элементлар) системасидан иборат бўлган, координаталарни ўзгартириш параметрларидан тузилган матрицалардан фойдаланилади. Буларга қуйидагилар киради,

Ўқларни буриш матрицаси деб аталувчи йўналтирувчи косинуслар матрицаси $\mathbf{M}_{21}$:

$$\mathbf{M}_{21} = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{12} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix}. \qquad (3.112)$$

Нуқталарнинг координата ўқларига проекцияларининг матрица устунлари: $O^{(1)}x^{(1)}y^{(1)}z^{(1)}$ системага нисбатан $O^{(2)}x^{(2)}y^{(2)}z^{(2)}$ система координаталари боши $O^{(2)}$ нинг матрица-устунлари:

$$L_{21} = \begin{vmatrix} l_{21x} \\ l_{21y} \\ l_{21z} \end{vmatrix}; \qquad (3.113)$$

B нуқта радиус-векторлари $\bar{\rho}_B^{(1)}$ ва $\bar{\rho}_B^{(2)}$ нинг координата бошлари $O^{(1)}$ ва $O^{(2)}$ га нисбатан матрица-устунлари:

$$\bar{\rho}_B^{(1)} = \begin{vmatrix} x_B^{(1)} \\ y_B^{(1)} \\ z_B^{(1)} \end{vmatrix}; \qquad \bar{\rho}_B^{(2)} = \begin{vmatrix} x_B^{(2)} \\ y_B^{(2)} \\ z_B^{(2)} \end{vmatrix}. \qquad (3.114)$$

Координаталарни ўзгартиришнинг умумий ҳолдаги квадрат матрицаси T_{21} ($1 = 1$ айният қўшилган ҳолда):

$$T_{21} = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & l_{21x} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & l_{21y} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & l_{21z} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}. \qquad (3.115)$$

Қабул қилинган белгилашларда координаталарни ўзгартириш формулалари қуйидаги кўринишларда ёзилади:

координаталар ўқларини параллел ҳолда кўчириш учун:

$$\bar{\rho}_B^{(1)} = \bar{\rho}_B^{(2)} + \bar{l}_{21}, \qquad (3.116)$$

буни ушбу кўринишда ёзиш ҳам мумкин:

$$\begin{vmatrix} x_B^{(1)} \\ y_B^{(1)} \\ z_B^{(1)} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} x_B^{(2)} \\ y_B^{(2)} \\ z_B^{(2)} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} l_{21x} \\ l_{21y} \\ l_{21z} \end{vmatrix}; \qquad (3.117)$$

координата ўқларини буриш учун

$$\bar{\rho}_B^{(1)} = M_{21}\bar{\rho}_B^{(2)}, \qquad (3.118)$$

буни қуйидаги кўринишда ҳам ёзса бўлади:

$$\begin{vmatrix} x_B^{(1)} \\ y_B^{(1)} \\ z_B^{(1)} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} x_B^{(2)} \\ y_B^{(2)} \\ z_B^{(2)} \end{vmatrix}; \qquad (3.119)$$

координаталарни ўзгартиришнинг умумий ҳолида

$$\bar{\rho}_B^{(1)} = T_{(21)}\bar{\rho}_B^{(2)}, \qquad (3.120)$$

ёки

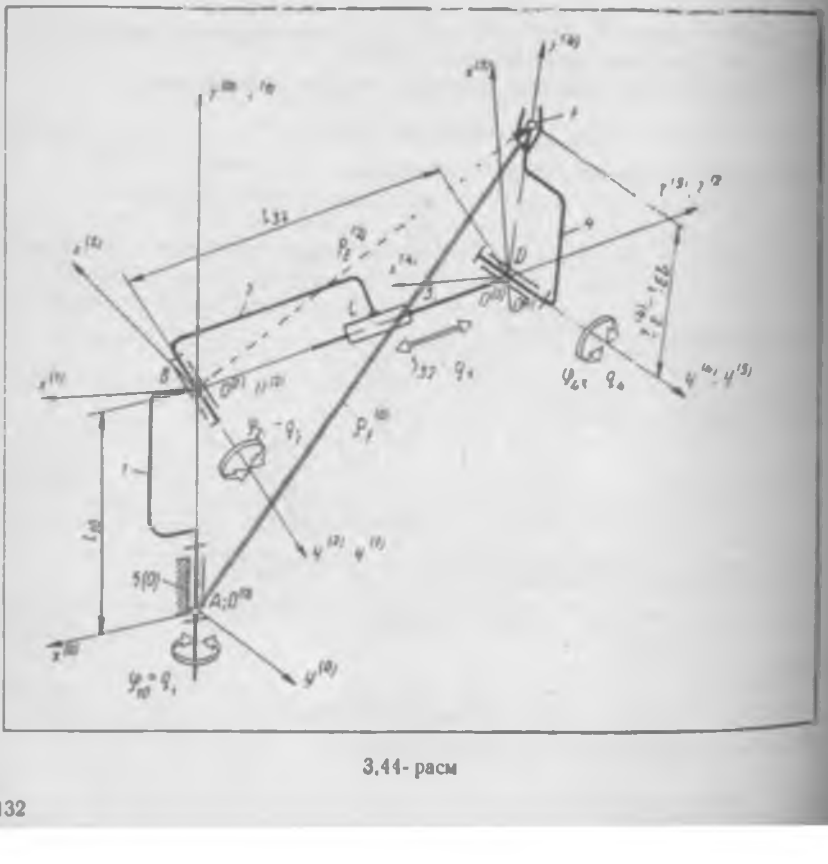
$$\bar{\rho}_B^{(1)} = M_{(21)}\bar{\rho}_B^{(2)} + L_{(21)} \qquad (3.121)$$

буни ушбу кўринишда ҳам ёзиш мумкин:

$$\begin{vmatrix} x_B^{(1)} \\ y_B^{(1)} \\ z_B^{(1)} \\ 1 \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & l_{21x} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & l_{21y} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & l_{21z} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} x_B^{(2)} \\ y_B^{(2)} \\ z_B^{(2)} \\ 1 \end{vmatrix} \qquad (3.122)$$

Бўғинлар ҳолатини аниқлаш мақсадида координаталарни ўзгартириш усулидан фойдаланишга мисол қуйида саноат роботининг кинематик схемаси тасвирида келтирилади (3.44-расм). Тўртта қўзғалувчан бўғин *1, 2, 3, 4* битта қўзғалувчанликка эга бўлган тўртта жуфтликни ҳосил қилади: улардан учтаси айланма, биттаси эса илгарилама жуфтликдир. Роботнинг эркинлик даражалари сони тўртта: $W = 6n - 5p_1 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 4 = 4$. Шу сабабли тўртта умумлашган координата: бўғинларнинг нисбий бурилиши бурчаклари $\varphi_{10} = q_1(t)$; $\varphi_{21} = q_2(t)$; $\varphi_{43} = q_4(t)$ ҳамда бўғин 3 ўқи бўйлаб нисбий силжиш $S_{32} = q_3(t)$ берилган бўлиши лозим (3.44-расм).

Шундай масала қўйилади: стойка 5 (ёки 0) билан боғланган қўзғалмас координаталар системаси $0^{(0)}x^{(0)}y^{(0)}z^{(0)}$ га нисбатан панжа 4 нуқтаси E нинг радиус = вектори $\rho_E^{(0)}$ аниқлансин. Координаталар системалари ўқлари кинематик жуфтликлар элементларига нисбатан қуйидагича жойлашади.



3.44- расм

стойканинг қўзғалмас координаталар системаси ўқи $z^{(0)}$ айланма жуфтлик А ўқи бўйлаб йўналади:

$0^{(1)}x^{(1)}y^{(1)}z^{(1)}$ система бўғин *1* билан боғланган бўлиб, унинг $0^{(2)}$ координаталар боши $z^{(0)}$ ўқ бўйлаб l_{10} масофага силжиган. $z^{(1)}$ ўқ $z^{(0)}$ ўқ билан, $y^{(1)}$ ўқ эса айланма кинематик жуфтлик *B* нинг ўқи билан устма-уст жойлашади;

координаталари боши $O^{(2)}$ $O^{(1)}$ нуқта билан устма-уст жойлашадиган $O^{(2)}x^{(2)}y^{(2)}z^{(2)}$ система бўғин *2* билан боғланади. $y^{(2)}$ ўқ $y^{(1)}$ ўқ билан, яъни айланма кинематик жуфтлик *B* нинг ўқи билан устма-уст жойлашади;

$0^{(3)}x^{(3)}y^{(3)}z^{(3)}$ координаталар системасининг боши $z^{(2)}$ ўқ бўйлаб $0^{(2)}$) нуқтага нисбатан l_{32} масофага силжиган. $z^{(3)}$ ўқ $z^{(2)}$ ўқ билан устма-уст жойлашади;

панжа 4 нинг Е нуқтаси координатаси $z_E^{(4)}$ $0^{(4)}x^{(4)}y^{(4)}z^{(4)}$ системада берилган; бу системанинг $y^{(4)}$ ўқи айланма кинематик жуфтлик *D* нинг ўқи бўйлаб йўналган.

$\rho_E^{(0)}$ радиус векторни аниқлаш учун қуйидаги тенгламани ечиш лозим:

$$\bar{\rho}_E^{(0)} = T_{40}\rho_E^{(4)},$$

бунда

$$\bar{\rho}_E^{(4)} = \begin{vmatrix} x_E^{(4)} \\ y_E^{(4)} \\ z_E^{(4)} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} 0 \\ 0 \\ l_{ED} \end{vmatrix}; \qquad \rho_E^{(0)} = \begin{vmatrix} x_E^{(0)} \\ y_E^{(0)} \\ z_E^{(0)} \end{vmatrix};$$

$$T_{40} = T_{43}T_{32}T_{21}T_{10}.$$

Бунда: T_{10} — $0^{(1)}x^{(1)}y^{(1)}z^{(1)}$ системадан $0^{(0)}x^{(0)}y^{(0)}z^{(0)}$ системага ўтиш матрицаси:

$$T_{10} = \begin{vmatrix} \cos\varphi_{10} & -\sin\varphi_{10} & 0 & 0 \\ \sin\varphi_{10} & \cos\varphi_{10} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l_{10} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$$

T_{21} — $0^{(2)}x^{(2)}y^{(2)}z^{(2)}$ системадан $0^{(1)}x^{(1)}y^{(1)}z^{(1)}$ системага ўтиш матрицаси

$$T_{21} = \begin{vmatrix} \cos\varphi_{21} & 0 & \sin\varphi_{21} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin\varphi_{21} & 0 & \cos\varphi_{21} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$$

T_{32} — $0^{(3)}x^{(3)}y^{(3)}z^{(3)}$ системадан $0^{(2)}x^{(2)}y^{(2)}z^{(2)}$ системага ўтиш матрицаси:

$$T_{32} = \begin{vmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{32} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix};$$

T_{43} — $0^{(4)}x^{(4)}y^{(4)}z^{(4)}$ системадан $0^{(3)}x^{(3)}y^{(3)}z^{(3)}$ системага ўтиш матрицаси

$$T_{43} \begin{vmatrix} \cos\varphi_{43} & 0 & \sin\varphi_{43} & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin\varphi_{43} & 0 & \cos\varphi_{43} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

Панжа E нинг ҳолатини аниқлайдиган ёйиқ формулалар катта жойини эгаллаши сабабли бу ерда келтирилмади. Муайян масалаларни ечишда математик таъминотида матрица амалларини бажариш учун зарур бўладиган стандарт подпрограммалар бўлган ЭҲМ дан фойдаланиш мақсадга мувофиқдир.

Координаталарни ўзгартириш усулидан фойдаланиб мураккаб механизмлар бўғинлари ва нуқталарининг тезликлари ва тезланишларини аниқлашда, бирорта, айтайлик, E нуқтанинг радиус-вектори $\bar{\rho}_E^{(0)}$ умумлашган координаталарнинг вектор функцияси эканлигини назарда тутиш лозим:

$$\bar{\rho}_E^{(0)} = \bar{\rho}_E\,(q_1,\ q_2,\ q_3,\ \ldots,\ q_n),$$

шу сабабли E нуқтанинг тезлиги v_E қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$v_E = \frac{d\bar{\rho}_E}{dt} = \sum_{i=1}^{n} \frac{\partial \bar{\rho}_E}{\partial q_i}\,\dot{q}_i, \qquad (3.123)$$

ёки

$$\begin{aligned} v_{Ex} &= \dot{x}_E^{(0)} = \frac{dx_E^{(0)}}{dt}; \\ v_{Ey} &= \dot{y}_E^{(0)} = \frac{dy_E^{(0)}}{dt}; \\ v_{Ez} &= \dot{z}_E^{(0)} = \frac{dz_E^{(0)}}{dt}; \end{aligned} \qquad (3.124)$$

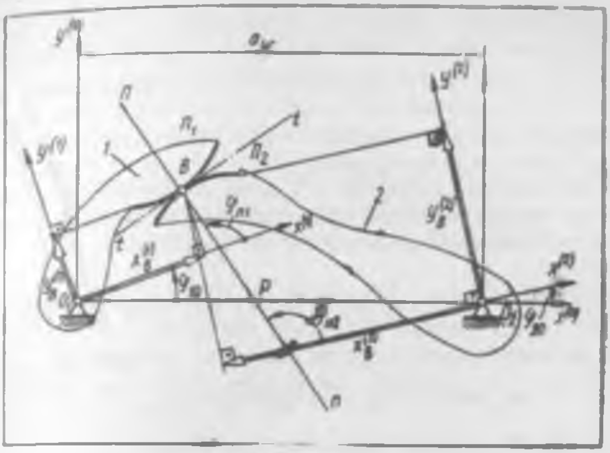
$$v_E = \sqrt{v_{Ex}^2 + v_{Ey}^2 + v_{Ez}^2}.$$

j-бўғиннинг стойка (0) га нисбатан абсолют бурчак тезлиги $\bar{\omega}_{j0}$ бўғинларнинг нисбий ҳаракатларидаги бурчак тезликларини қўшиш билан топилади:

$$\bar{\omega}_{j0} = \sum_{i=1}^{j} \bar{\omega}_{i(i-1)}, \qquad (3.125)$$

бунда $i/(i-1)$ — нисбий ҳаракатда иштирок этувчи бўғинларнинг тартиб номерлари, масалан, $\bar{\omega}_{40} = \bar{\omega}_{10} + \bar{\omega}_{21} + \bar{\omega}_{32} + \bar{\omega}_{43}$.

Олий жуфтлиқли механизмлар бўғинларининг ҳолатини аниқлашда координаталарни ўзгартириш. Бўғин *1* билан олий кинематик жуфтлик ҳосил қилувчи чиқиш бўғини *2* нинг ҳаракат қонуни $\omega_{20} = \omega_{20}(t)$ ни аниқлаш учун (3.45-расм) Π_1 ва Π_2 сиртлар тенгламалари ҳамда бошланғич бўғиннинг ҳаракат қонуни $\varphi_{10} = \varphi_{10}(t)$ берилган бўлиши зарур. Π_1 ва Π_2 сиртлар тенгламалари $O^{(1)}\ x^{(1)}\ y^{(1)}$ ва $O^{(2)}\ x^{(2)}\ y^{(2)}$ кўзғалувчан координаталар системаларида берилади; $y^{(1)} = f_1(x^{(1)})$ ва $y^{(2)} = f(x^{(2)})$ лар тегишли бўғинлар билан боғланган. Умумий уриниш нуқтаси B учун қуйидаги шартлар бажарилиши лозим:



3.45- расм.

$$x_{B1}^{(0)} + x_{B2}^{(0)} = a_w; \quad y_{B1}^{(0)} = y_{B2}^{(0)};$$

$$\varphi_{10} + \varphi_{n1} = \varphi_{20} + \varphi_{n2}. \qquad (3.126)$$

Кейинги тенглама уриниш нуқтаси B да $П_1$ ва $П_2$ сиртларга ўтказилган нормалларнинг устма-уст тушиши кераклигини билдиради, чунки φ_{n1} ва φ_{n2} бурчаклар $n - n$ нормалнинг қўзғалувчан $O^{(1)}\ x^{(1)}$ ва $O^{(2)}x^{(2)}$ ўқларга нисбатан ҳолатини кўрсатади.

(3.126) тенгламалар системаси ўзгартирилиб, $П_1$ ва $П_2$ сиртлар тенгламалари билан бирлаштирилади:

$$x_B^{(1)}\cos\varphi_{10} - y_B^{(1)}\sin\varphi_{10} + x_B^{(2)}\cos\varphi_{20} - y_B^{(2)}\sin\varphi_{20} = a_w;$$

$$x_B^{(1)}\sin\varphi_{10} + y_B^{(1)}\cos\varphi_{10} = x_B^{(2)}\sin\varphi_{20} + y_B^{(2)}\cos\varphi_{20};$$

$$\varphi_{10} + \operatorname{arctg}\left(-\frac{dx^{(1)}}{dy^{(1)}}\right)_B = \varphi_{20} + \operatorname{arctg}\left(-\frac{dx^{(2)}}{dy^{(2)}}\right)_B; \qquad (3.127)$$

$$y^{(1)} = f_1(x^{(1)}); \quad y^{(2)} = f_2(x^{(2)}).$$

(3.127) тенгламалар системасидан ва берилган $\varphi_{10} = \varphi_{10}(t)$ боғлиқликдан изланаётган қийматлар — қўзғалувчан координаталар системаларидаги уриниш нуқтаси B нинг $x_B^{(1)}$, $y_B^{(1)}$ ва $x_B^{(2)}$, $y_B^{(2)}$ координаталари ва чиқиш бўғини 2 нинг бурилиш бурчаги φ_{20} аниқланади. φ_{20} боғлиқликни умумлашган координата φ_{10} га кўра дифференциаллаш орқали узатиш нисбати $u_{21} = \omega_2/\omega_1$ аниқланади.

Бурчак тезликлар планлари усули. Фазовий тишли ҳамда пишангли механизмларнинг айрим турларини тадқиқ этиш ва лойиҳалашда қуйида келтирилган вектор тенгламаларни ечишга асосланган бурчак тезликлар планлари усули анча самарали ҳисобланади:

$$\bar{\omega}_2 = \bar{\omega}_1 + \bar{\omega}_{21}. \qquad (3.128)$$

Агар векторларнинг йўналиши аниқланган ва ушбу векторлардан бирининг ўзгариш қонуни берилган бўлса, (3.128) тенглама ечимга эга бўлади. $\bar{\omega}_{21}$ вектор бўғинларнинг нисбий ҳаракатидаги, яъни бўғин *2* нинг бўғин *1* га нисбатан айни ҳолатдан унга чексиз яқин бўлган қўшни ҳолатга бурилишидаги оний айланиш ўқи *OP* нинг ҳолатини аниқлайди.

Ушбу усулнинг қўлланилишини 3.46-расм, *a* да тасвирланган конуссимон ғилдираклар z_1, z_2, z_3, z_4, z_5 ва водило *H* дан ташкил топган планетар тишли механизм мисолида кўриб чиқамиз. Ғилдираклар z_2 ва z_5 ягона блокка бирлаштирилган, ғилдирак z_3 эса стойка *6* га ўрнатилган.

Оний нисбий айланиш ўқлари $P_{12}O$, $P_{2H}O$, $P_{23}O$ ва $P_{54}O$ лар билан белгиланган. Улар умумий *O* нуқтада кесишади.

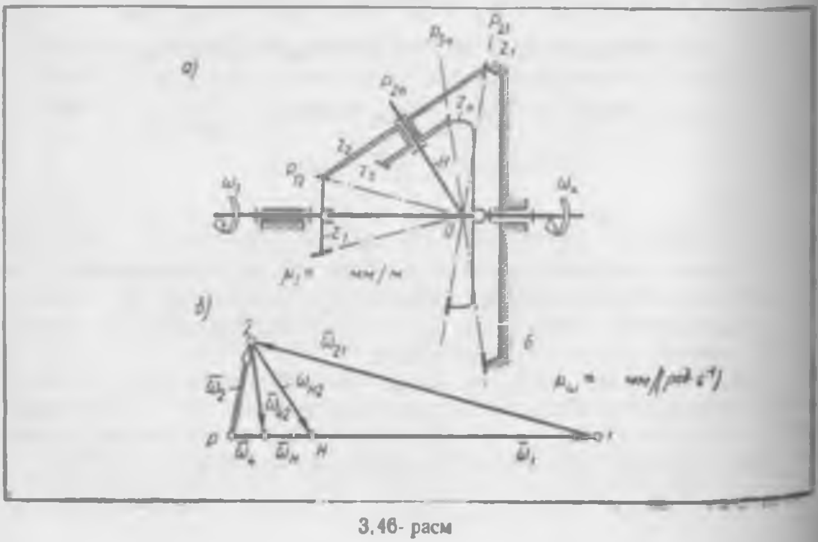
Қуйидаги тенгламалар системасини ёзиш мумкин:

$$\left.\begin{aligned}
&\bar{\omega}_2 = \bar{\omega}_1 + \bar{\omega}_{21}; \qquad \bar{\omega}_H = \bar{\omega}_2 + \bar{\omega}_{H2};\\
&\bar{\omega}_2 = \bar{\omega}_3 + \bar{\omega}_{23}; \qquad \bar{\omega}_H = \bar{\omega}_5 + \bar{\omega}_{H5};\\
&\bar{\omega}_5 = \bar{\omega}_2;\\
&\bar{\omega}_4 = \bar{\omega}_5 + \bar{\omega}_{45}; \qquad \bar{\omega}_3 = 0.
\end{aligned}\right| \tag{3.129}$$

Тенгламалар системаси қуйидаги кўринишда ёзилиши мумкин:

$$\bar{\omega}_2 = \underline{\bar{\omega}_{23}} = \underline{\underline{\bar{\omega}_1}} + \underline{\bar{\omega}_{21}}.$$

Ушбу тенглама 3.46-расм, *б* да келтирилган бурчак тезликлар плани ёрдамида $\bar{\omega}_2$ ва $\bar{\omega}_{21}$ га нисбатан ечилади: *p 12* учбурчак ичида $\bar{\omega}_1$ вектор $p\bar{1} = \mu_\omega \omega_1$ кесма орқали тасвирланган, $\bar{\omega}_{21}$ вектор $P_{12}O$ ўққа параллел тарзда, $\bar{\omega}_2$ вектор эса $P_{23}O$ ўққа параллел тарзда ўтказилган. Излана-



3.46- расм

ётган векторлар қиймати $p2$ ва $p12$ кесмалар узунлигини бурчак тезлик масштабига бўлиш билан аниқланади: $\omega_2 = (p2)/\mu_\omega$; $\omega_{21} = (12)/\mu_\omega$.

$\bar{\omega}_4 = \bar{\omega}_5 + \bar{\omega}_{45} = \underline{\underline{\bar{\omega}_2}} + \underline{\bar{\omega}_{45}}$ тенглама ҳам график тарзда ечилади: $(\overline{p4}) = \mu_\omega \omega_4$ вектор ғилдирак 4 нинг айланиш ўқига параллел тарзда, $(\overline{24}) = \mu_\omega \bar{\omega}_{45}$ вектор эса $P_{54}O$ ўққа параллел тарзда ўтказилган.

Изланаётган бурчак тезликлар векторларининг қиймати $\triangle p24$ ичидаги $p4$ ва 24 кесмалар узунликларидан аниқланади: $\omega_4 = (p4)/\mu_\omega$; $\omega_{45} = (24)/\mu_\omega$.

$\bar{\omega}_H = \underline{\underline{\omega_2}} + \omega_{H2}$ тенглама ҳам $p2H$ учбурчакни график тарзда ясаш йўли билан ечилади.

Изланаётган векторлар қиймати $\omega_H = (pH)/\mu_\omega$; $\omega_{H2} = (2H)/\mu_\omega$ муносабатлардан аниқланади.

Бурчак тезликлар планлари усулидан, масалан, карданли механизмни тадқиқ этишда фойдаланиш мақсадга мувофиқдир.

Бурчак тезликлар векторларини ўзаро боғловчи вектор тенгламалар системаси ёзилади; унда: $\bar{\omega}_1$ — кириш бўғинининг, $\bar{\omega}_2$ — оралиқ бўғинининг (крестовинанинг) ва ($\bar{\omega}_3$ — чиқиш бўғинининг бурчак тезликлари векторлари; $\bar{\omega}_{21}$ ва $\bar{\omega}_{23}$ — крестовина 2 нинг бўғинлари 1 ва 3 га (3.47-шакл, *а*) нисбатан айланиш векторлари:

$$\bar{\omega}_2 = \underline{\underline{\bar{\omega}_1}} + \underline{\bar{\omega}_{21}}, \quad \underline{\bar{\omega}_3} = \bar{\omega}_2 + \underline{\bar{\omega}_{32}},$$

ёки

$$\bar{\omega}_3 = \underline{\bar{\omega}_1} + \underline{\bar{\omega}_{21}} + \underline{\bar{\omega}_{32}}.$$

Охирги вектор тенгламадаги номаълум параметрлар сони учтага тенг, яъни тенглама уч ўлчамли фазода график тарзда ясаш йўли билан ечилади (3.47-шакл, *б*). pa кесманинг узунлиги қуйидагича танланади: $pa = \mu_\omega \omega_1$, қолган кесмаларнинг узунлиги $ab = \mu_\omega \omega_{21}$; $bc = \mu_\omega \omega_{32}$; $pc = \mu_\omega \omega_3$; $pв = \mu_\omega \omega_2$ ларни ечиш натижасида аниқланади.

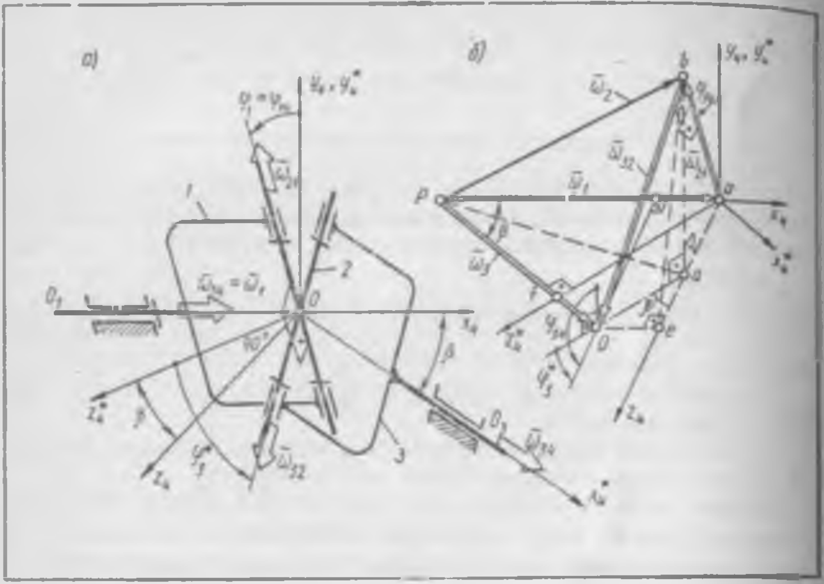
Ҳолат функцияси учта тўғри бурчакли учбурчаклар $\triangle abd$, $\triangle bdc$ ва $\triangle cde$ ни биргаликда кўриб чиқиб аниқланади:

$$\triangle cbd \text{ дан } \quad \operatorname{tg}\varphi_1 = \operatorname{tg}\varphi_{14} = bd/de;$$
$$\triangle cbd \text{ дан } \quad \operatorname{tg}\varphi_3^* = \operatorname{tg}\varphi_{34} = cd/bd;$$
$$\triangle cbe \text{ дан } \quad \cos\beta = ded/c.$$

Ўрнига қўйиш натижасида ушбу ҳосил қилинади:

$$\operatorname{tg}\varphi_3^* = cd/bd = \frac{de \operatorname{tg}\varphi_1}{cd} = \operatorname{tg}\varphi_1 \cos\beta.$$

Бурчак тезлик вектори $\bar{\omega}_3$ ни аниқлаш учун кириш ва чиқиш бўғинларининг ўқ текислигида ясаш ишлари амалга оширилади ҳамда кесмалар орасида муносабатлар ёзилади:



3.47- расм

$$pc = pf + fc = pa\cos\beta + ad\sin\beta;$$

$$\triangle adb \text{ дан } ad = ab\sin\varphi_1;$$

$$\triangle aeb \text{ дан } ab = ae\sin\varphi_1;$$

$$\triangle pca^* \text{ дан } ae = pc\sin\beta.$$

Ўрнига қўйишдан сўнг

$$pc = pa\cos\beta + pc\sin^2\beta\sin^2\varphi_1$$

ёки

$$pc = pa\frac{\cos\beta}{1 - \sin^2\beta\sin^2\varphi_1}. \quad (3.130)$$

ҳосил бўлади.

pc ва pa кесмалар бурчак тезликлар ω_2 ва ω_1 га мутаносиблиги сабабли ушбуни ёзиш мумкин:

$$\omega_2 = \omega_1\frac{\cos\beta}{1 - \sin^2\beta\sin^2\varphi}.$$

Бурчак тезлик ω_{21} қуйидаги муносабатдан аниқланади

$$ab = pc\sin\beta\sin\varphi_1$$

ёки

$$\omega_{21} = \omega_1\frac{\cos\beta\sin\beta\sin\varphi_1}{1 - \sin^2\beta\sin^2\varphi_1}.$$

(3.130) муносабат масалани геометрик усулда ечиб ҳосил қилинган (3.106) муносабатга айнан ўхшашдир.

4-боб

БИКР БЎҒИНЛАРДАН ТАШКИЛ ТОПГАН МАШИНАЛИ АГРЕГАТ ҲАРАКАТИНИ ТАДҚИҚ ЭТИШ

Ҳаракат вақтида машинали агрегатнинг механизмига турли кучлар таъсир этади. Булар ҳаракатлантирувчи кучлар, қаршилик кучлари, оғирлик кучлари ва кўпгина бошқа кучлардир. Уларнинг таъсири турлича бўлиши мумкин: улардан баъзилари механизм бўғинларининг ҳолатларига боғлиқ тарзда ўзгарса, бошқалари уларнинг тезликларига боғлиқ тарзда ўзгариб, яна бошқалари ўзгармас қийматга эга бўлади. Қўйилган кучлар ўз таъсири орқали механизмга у ёки бу ҳаракат қонунини беради.

Тезлик, тезланиш, ишга тушиш вақти, нотекислик коэффициенти каби кинематик хусусиятлар ҳаракат тенгламаларини ечиш орқали аниқланади. Ҳаракат тенгламасини ечиш усули берилган кучлар таъсири тарзига механизмнинг ва узатиш хусусиятига қараб танланади. Бунда бўғинларнинг ўлчамлари, массалари ва инерция моментлари маълум бўлиши лозим. Аммо тескари тартибдаги масала ҳам кенг тарқалганки, бунда машина ҳаракатланиш тартибининг кинематик хусусиятлари берилган бўлиб, механизм бўғинларининг массаси, инерция моментларини, шунингдек берилган кучлар таъсирида механизм талаб этилган тартибда ҳаракатлана оладиган ўлчамларини аниқлаш лозим бўлади. Ушбу бобда машинали агрегат механизмини динамик текшириш ҳамда уни динамик лойиҳалаш деб аталувчи тўғри ва тескари масалаларни ечиш усуллари кўриб чиқилади. Бунда шу нарсани алоҳида қайд этиш лозимки, ҳар иккала масалани ечишда механизм бўғинлари мутлақо бикр деб қаралади.

4.1-§. Машиналардаги таъсир этувчи кучлар ва уларнинг хусусиятлари

Машинанинг механизмларига таъсир этувчи кучлар ва жуфт кучларни* қуйидаги туркумларга бўлиш мумкин.

1. Ҳ а р а к а т л а н т и р у в ч и к у ч в а м о м е н т л а р. Улар таъсир этиш вақтида ёки бутун цикл давомида (агар улар даврий равишда ўзгарадиган бўлса) *мусбат* иш бажаради. Ушбу куч ва моментлар механизмнинг етакчи бўғинларига қўйилади.

2. Қ а р ш и л и к к у ч л а р и в а м о м е н т л а р и. Улар таъсир этиш даврида ёки цикл жараёнида *манфий* иш бажаради. Ушбу куч ва моментлар, биринчидан, фойдали қаршилик кучлари ва моментларига бўлинади; улар етакланувчи бўғинларга қўйилади ва машинадан талаб этилувчи ишни бажаради; иккинчидан, механизм бўғинлари ҳаракатланадиган муҳит (газ, суюқлик) нинг қаршилик кучлари ва моментларига бўлинади. Муҳитнинг қаршилик кучлари одатда бошқа кучларга нисбатан кичик бўлади, шу сабабли бундан буён улар ҳисобга олинмайди, фойдали қаршилик кучлари ва моментлари эса оддийгина қаршилик кучлари ва моментлари деб аталади.

3. Ҳаракатланувчи бўғинларнинг о ғ и р л и к к у ч л а р и ҳамда пружиналарнинг э л а с т и к л и к к у ч л а р и. Механизм ҳаракатининг маълум қисмларида ушбу кучлар ё мусбат, ёки манфий иш бажариши мумкин. Бироқ, тўла кинематик давр жараёнида *ушбу кучлар бажар-*

---

*Бундан буён, техникага доир адабиётда қабул қилинганидек, «*M* моментли жуфт кучлар қўйилган» ифодаси ўрнига қисқача «*M* момент қўйилган» ифодасини ишлатамиз.

гин иш нолга тенг бўлади, чунки уларнинг қўйилиш нуқтаси даврий ҳаракатланади.

4. Машина корпусига, яъни стойкага ташқаридан қўйилган куч ва моментлар. Буларга корпуснинг оғирлик кучидан ташқари, машина асосининг (пойдеворининг) унинг танасига реакция кучи ҳамда кўпгина бошқа кучлар киради. Ана шу куч ва моментларнинг ҳаммаси қўзғалмас корпусга (стойкага) қўйилганлиги сабабли *иш бажармайди*.

5. Механизм бўғинлари орасидаги ўзаро таъсир кучлари, яъни кинематик жуфтликларда таъсир этувчи кучлар. Ушбу кучлар, Ньютоннинг 3-қонунига мувофиқ, доимо ўзаро акс таъсир вужудга келтиради. Уларнинг нормал ташкил этувчилари *иш бажармайди*, уринма ташкил этувчилари, яъни ишқаланиш кучлари эса *иш бажаради*. Бунда кинематик жуфтлик бўғинларининг нисбий ҳаракатида ишқаланиш кучи *манфий* иш бажаради.

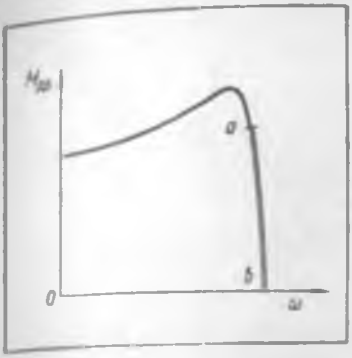
Биринчи учта группага мансуб куч ва моментлар актив ҳисобланади. Одатда улар маълум бўлиши ёки аниқланиши мумкин. Ушбу куч ва моментларнинг ҳаммаси механизмга ташқаридан таъсир этади, шу сабабли улар *ташқи куч ва моментлар* ҳисобланади.
4-группадаги куч ва моментлар ҳам ташқи ҳисобланади. Бироқ уларнинг ҳаммаси ҳам актив бўлавермайди

Агар механизмга унинг алоҳида қисмларини ажратмаган ҳолда яхлит деб қаралса, 5-группадаги кучлар *ички кучлар* ҳисобланади. Ушбу кучлар актив кучлар таъсирига реакция кучлари бўлади. Машина асоси (пойдеворн) нинг ўз танасига, яъни механизмнинг стойкасига таъсир кучи ҳам реакция кучи ҳисобланади. Реакция кучлари олдиндан маълум бўлмайди. Улар актив куч ва моментларга ҳамда механизм бўғинларининг тезланишларига боғлиқ бўлади.

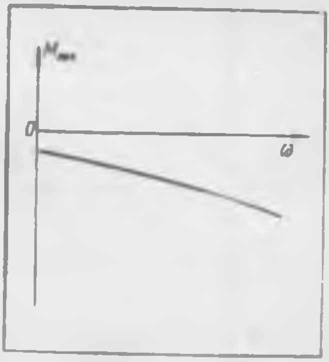
Механизмнинг ҳаракат қонунига ҳаракатлантирувчи (юритувчи) куч ва моментлар, шунингдек қаршилик кучлари ва моментлари энг кўп таъсир кўрсатади. Уларнинг физик табиати, қиймати ва таъсири тарзи кўриб чиқилаётган механизм қўлланилган машина ёки асбобнинг иш жараёни билан белгиланади. Кўп ҳолларда ушбу куч ва моментлар ўзгармас бўлиб турмайди, балки механизм бўғинларининг ҳолати ёки тезлиги ўзгариши билан уларнинг қийматлари ҳам ўзгаради. График тарзда ёки рақамлар массиви тарзида, ёхуд аналитик кўринишда келтириладиган ушбу функционал боғлиқликлар механик хусусиятлар (характеристикалар) деб аталади ва масалаларни ечишда улар маълум бўлади.

Механик хусусиятларни тасвирлашда ишораларнинг қуйидаги тартибига риоя қиламиз: агар йўлнинг қаралаётган қисмида (чизиқли ёки бурчакли) улар мусбат иш бажарса, бундай куч ва моментни мусбат деб ҳисоблаймиз.

Кучларнинг тезликка боғлиқ тарзда ўзгарувчи хусусиятлари. 4.1-расмда асинхрон электр двигателнинг механик хусусияти — ҳаракатлантирувчи моментнинг машина роторининг бурчак тезлигига боғлиқлиги кўрсатилган. *ab* қисм характеристиканинг иш қисми бўлиб, унда айланиш тезлигининг озгина бўлса ҳам ортиши ҳаракатлантирувчи моментнинг кескин камайишига сабаб бўлади.



4.1-расм



4.2-расм

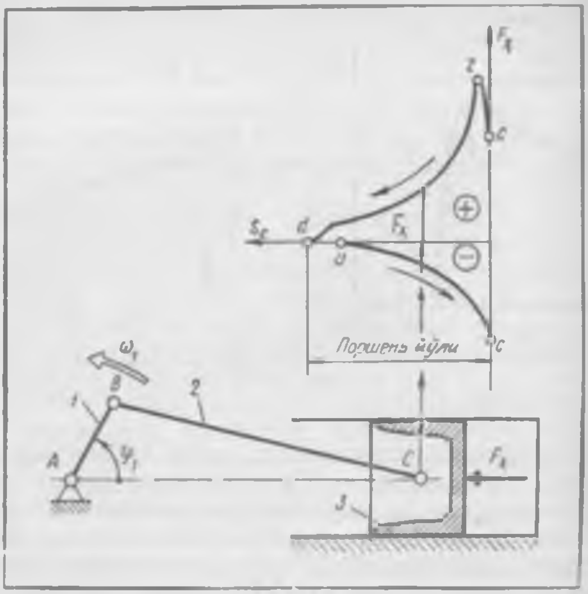
Электр генераторлар, вентиляторлар, ҳаво ҳайдагичлар, марказдан қочма насослар (4.2-расм) ва яна кўпгина бошқа роторли машиналардаги таъсир этувчи куч ва моментлар ҳам тезликка боғлиқ бўлади.

Тезлик оша бориши билан двигателлардаги момент одатда камая боради, механик энергияни истеъмол қилувчи машиналардаги момент эса одатда оша боради. Бундай хусусият жуда фойдалидир, чунки у машинанинг ҳаракат тартибини автоматик тарзда бир хилда тутиб туради. Машиналарнинг бундай хусусиятини ў з и н и-ў з и р о с т л а ш деб атаймиз.

Кучларнинг ҳаракатга боғлиқ бўлган хусусиятлари. 4.3-расмда икки тактли ички ёнув двигатели (ИЁД) нинг кинематик схемаси ва унинг механик хусусияти кўрсатилган. Поршень *3* га таъсир этаётган $F_ҳ$ куч доимо чап йўналишда таъсир қилади. Шунинг учун поршень чап томонга ҳаракатланганда (газнинг кенгайиш жараёни) у мусбат иш бажаради; бу иш мусбат ишора билан кўрсатилган (*czd* чизиқ). Поршень чап томонга ҳаракатланганда (газнинг сиқилиш жараёни) $F_ҳ$ куч манфий ишорали бўлади (*dac* чизиқ). Агар ИЁД да ёнилғининг берилиши ўзгармаса, у ҳолда бошланғич бўғиннинг (*1*) кейинги айланишида $F_ҳ = F_ҳ(s_C)$ механик хусусиятнинг шакли яна такрорланади. Бу эса $F_ҳ$ кучнинг даврий равишда ўзгаришини билдиради.

$F_ҳ$ куч бажарган иш график тарзда, $F_ҳ(s_C)$ эгри чизиқ билан чегараланган юза орқали тасвирланади. 4.3-расмда бу юза икки қисмдан: мусбат ва манфий қисмлардан иборат бўлиб, мусбати манфийсидан каттароқ. Шу сабабли $F_ҳ$ куч бажарган иш бутун давр мобайнида мусбат бўлади. Бинобарин, $F_ҳ$ куч ишораси ўзгарувчан бўлса ҳам у ҳаракатлантирувчи куч бўлади. Йўлакай шуни айтиб ўтиш лозимки, агар кучнинг ишораси ўзгарувчан бўлиб, у бир давр мобайнида манфий иш бажарса, у ҳолда куч қаршилик кучи бўлади.

Фақат ҳаракатга қараб ўзгарувчи кучлар кўпгина машина ва асбобларда (поршенли компрессорлар, болғалаш машиналари, рандалаш ва тешик ўйиш дастгоҳларида, пневмоюритмали ва пружинали двигателли

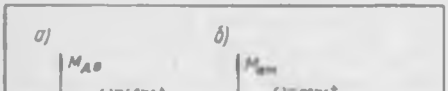


4.3- расм

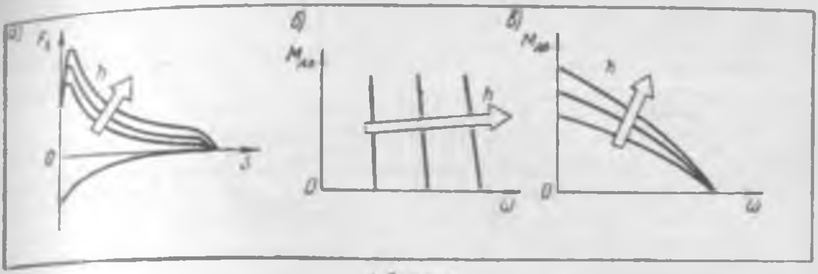
асбобларда ва ҳоказо) бўлади, бунда уларнинг таъсири даврий бўлиши ҳам, даврий бўлмаслиги ҳам мумкин.

Шуни ҳам таъкидлаш лозимки, роторли машиналардаги момент ҳаракатга, яъни роторнинг бурилиш бурчагига боғлиқ бўлмайди; бундай машиналарнинг $\omega = const$ бўлгандаги хусусиятлари 4.4- расм, *а, б* да тасвирланган. Бунда машина- двигателларда $M_{дв} > 0$, механик энергия истеъмол қилувчи машиналарда (яъни иш машиналарида) эса $M_{им} < 0$ бўлади.

Агар ИЁД да ёнилғи берилиши ўзгартирилса, у ҳолда унинг механик хусусияти эгри чизиқлар оиласи кўринишини олади (4.5- расм, *а*): ёнилғи берилиши қанча кўпайса (оиланинг *h* параметри), хусусият чизиғи шунча баландроқ жойлашади. Шунтли электр двигателнинг механик хусусияти ҳам эгри чизиқлар оиласи билан тасвирланади (4.5- расм, *б*): двигателнинг уйғотиш чулғами қаршилиги (*h* параметри) қанча катта бўлса, эгри чизиқ шу қадар ўнгроқда жойлашади. Гидродинамик муфтанинг механик хусусияти ҳам эгри чизиқлар оиласи кўринишидадир (4.5- расм, *в*): муфта суюқлик билан қанча кўп тўлдирилса (*h* параметр), хусусият чизиқлари шунча ўнгроқ ва юқорироқда жойлашади.



4.4- расм.



4.5-расм

Шундай қилиб, иссиқлик, электр ёки гидравлик юритманинг *h* параметрига таъсир кўрсатиш орқали унинг ишлаш тартибини бошқариб ҳаракатлантирувчи кучи ёки тезлигини ошириш мумкин. Шу билан бирга, **б о ш қ а р и ш п а р а м е т р и** *h* машина орқали ўтувчи энергия оқими миқдори билан боғлиқ, яъни унинг юкланиш даражасини ва иш унумини белгилаб беради.

4.2-§. Машинали агрегатнинг динамик нусхаси (модели)

Машинали агрегат механизми одатда турли бўғинларига таъсир этувчи куч ва моментлар билан юкланган кўп бўғинли системадир. Буни яхшироқ тасаввур этиш учун мисол тарзида куч установкасини кўриб чиқамиз; унда ички ёнув двигатели (ИЁД) тишли узатма орқали механик энергия истеъмолчисининг, яъни иш машинасининг валини (4.6-расм,*а*) ҳаракатга келтиради. Бундай истеъмолчи электр генератор ёки вентилятор, ёхуд марказдан қочма насос, ёки бошқа иш машинаси бўлиши мумкин.

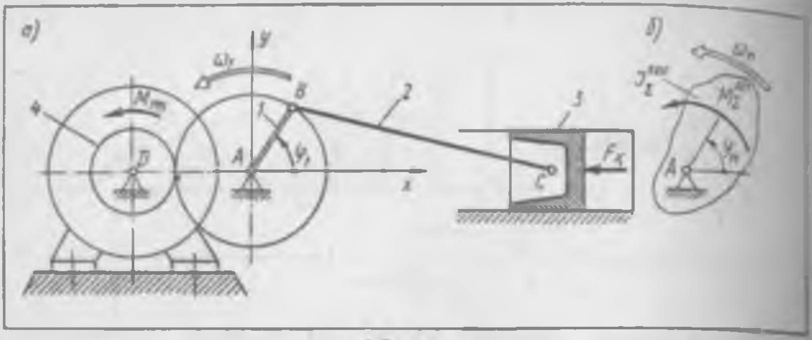
Поршень *3* га ҳаракатлантирувчи куч $F_ҳ$ иш машинасининг ротори *4* га қаршилик моменти $M_{им}$,ҳамма бўғинларга оғирлик кучлари, барча кинематик жуфтликларга ишқаланиш кучлари таъсир қилади. Агар ИЁД бир неча цилиндрли бўлса, у ҳолда қўзғалувчан бўғинлари сони тўрттадан кўпроқ бўлади. Бунда ҳар бир поршенга алоҳида-алоҳида ҳаракатлантирувчи кучлар таъсир қилади, шу туфайли механизмнинг юкланиши янада мураккаблашади.

Бундай кўп бўғинли мураккаб системанинг ҳаракат қонунини аниқлаш мураккаб масаладир. Бироқ кўриб чиқаётган мисолимизда механизм *битта* эркинлик даражасига эга ($W = 1$). Бу, биринчи навбатда атиги битта бўғиннинг ҳаракат қонунини аниқлаш лозимлигини билдиради; ана шу бўғин энди бошланғич бўғин бўлиб қолади. Масаланинг бундай қўйилиши, кўп бўғинли мураккаб механизмни битта шартли бўғин билан алмаштириш керак, деган фикрга олиб келади.

Тадқиқ этилаётган механизмнинг бошланғич бўғини сифатида ИЁД нинг тирсакли валини, яъни бўғин *1* ни танлаймиз (4.6-расм, *а*)*.

---

*Агар берилган механизмнинг узлуксиз айланма ҳаракат қиладиган бўғини бўлса, у ҳолда худди ўша бўғинни бошланғич деб қабул қилиш мақсадга мувофиқдир.



4.6- расм

Шартли бўғинга (4.6- расм, *б*) шундай талаб қўямиз: унинг айни пайтдаги инерция моменти $J_{\Sigma}^{кел}$ ва $M_{\Sigma}^{кел}$ моменти шундай бўлсинки, бунда шартли бўғиннинг ҳаракат қонуни бошланғич бўғин *1* нинг ҳаракат қонуни билан тўла равишда мос тушсин. Бу эса шартли бўғин механизмнинг ўзига хос динамик нусхаси (модели) бўлиб қолишини англатади. Демак, агар шу оддий нусханинг (4.6- расм, *б*) ҳаракат қонунини аниқласак, у ҳолда берилган механизмдаги бошланғич бўғиннинг излана-ётган ҳаракат қонуни ўз- ўзидан маълум бўлиб қолади, яъни исталган вақт учун қуйидаги тенглама ўринли бўлади:

$$\omega_1 = \omega_н, \tag{4.1}$$

бунда: ω_1 — бошланғич бўғиннинг (олинган мисолда бўғин 1 нинг бурчак тезлиги; $\omega_н$ — нусханинг бурчак тезлиги.

Айтилганлардан келиб чиқадики, механизмнинг нусхасини ясашда механизмга таъсир этувчи ҳамма куч ва моментлар битта бўғинга келтирилади ва келтирилган моментларнинг йиғиндиси $M_{\Sigma}^{кел}$ билан, яъни назарий механикада умумлашган куч деб аталувчи ҳисоблаб аниқланган қиймат билан алмаштирилади. Демак, $M_{\Sigma}^{кел}$ механизмга қўйилувчи ҳамма юкланишларнинг эквивалентидир. Худди шу каби, ҳамма бўғинларнинг массалари (аниқроғи, уларнинг инертлилиги) ҳам битта бўғинга келтирилади ва к е л т и р и л г а н и н е р ц и я м о м е н т л а р и н и н г й и ғ и н д и с и $J_{\Sigma}^{кел}$ билан алмаштирилади. Мураккаб куч ва моментлар системаси билан юкланган кўп бўғинли механизмнинг (4.6- расм, *а*) ўзи эса содда нусха билан (4.6- расм, *б*) алмаштирилади.

Шундай қилиб, динамик нусхани ясаш кучларни келтириш ($M_{\Sigma}^{кел}$ ни аниқлаш) ва массаларни келтириш ($J_{\Sigma}^{кел}$ ни аниқлаш) дан иборат. Бунда динамик нусхани шундай ясаш лозимки, (4.1) тенглама бажариладиган бўлсин; акс ҳолда берилган мавжуд механизмдан унинг нусхасига ўтиш ўз маъносини йўқотади. II тартибли Лагранж тенгламасига кўра, (4.1) тенгламанинг бажарилишини таъминлаш учун эса *кучларни келтиришда элементар ишларнинг тенглиги шарти бажарилиши, массаларни келтиришда эса кинетик энергияларнинг тенглиги шарти бажарилиши лозим.*

4.3- §. Кучларни келтириш

Кучларни келтиришни эркинлик даражаси битта бўлган ($W = 1$) механизм мисолида (4.7- расм, *а*) кўриб чиқамиз. Бошланғич бўғин қилиб бўғин *1* ни танлаймиз. Механизм $\overline{F}$ ва $\overline{F_3}$ кучлар ва M_4 момент билан юкланган. Механизмни унинг нусхаси билан алмаштирамиз ҳамда унга иккала куч ва моментни келтирамиз. Натижада $\overline{F}$ ва $\overline{F_3}$ кучлар ва M_4 момент мос равишда келтирилган моментларга айланади (4.7- расм, *б*). Уларнинг алгебраик йиғиндиси нусхага қўйилган келтирилган моментлар йиғиндисининг қийматини беради (4.7- расм, *в*):

$$M_{\Sigma}^{кел} = M_F^{кел} + M_{F3}^{кел} + M_{м4}^{кел}, \qquad (4.2)$$

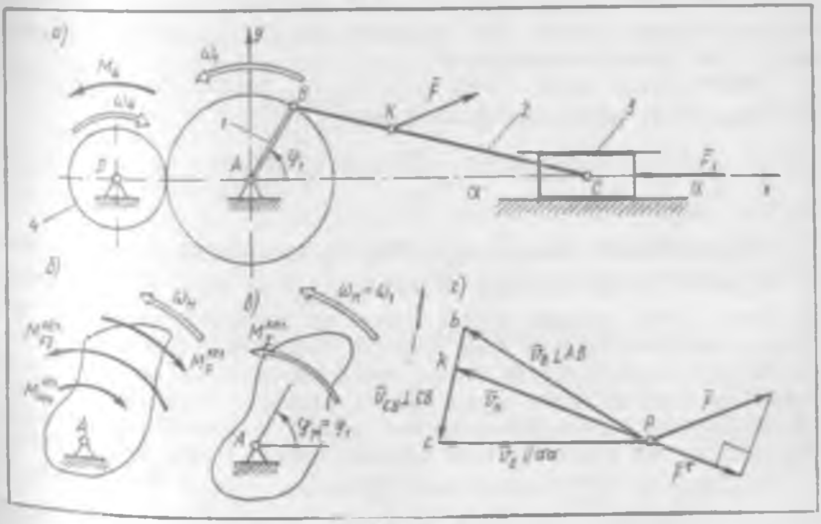
$\overline{F}$ кучни келтирамиз, яъни $M_F^{кел}$ ни аниқлаймиз. Бунинг учун 4.2- § га асосан дастлабки шартни — амалда қўйилган F куч ва уни алмаштирувчи $M_F^{кел}$ келтирилган момент бажарган *элементар ишларнинг тенглиги шартини* ёзиш лозим:

$$M_F^{кел} d\varphi_M = F ds_K \cos(\overline{F}, \overline{ds_K}), \qquad (4.3)$$

бунда $d\varphi_M$ ва ds_K — нусханинг ва куч қўйнлувчи K нуқтанинг мумкин бўлган силжишлари. $d\varphi_м = d\varphi_1$ эканлиги келиб чиқадиган (4.1) тенгламани эътиборга олган ҳолда (4.3) тенгламани изланаётган келтирилган моментга нисбатан ечамиз:

$$M_F^{кел} = F\frac{ds_K}{d\varphi_1}\cos(\overline{F}, \overline{ds_K}) = F\frac{ds_K/dt}{d\varphi_1/dt}\cos(\overline{F}, \overline{ds_K}) =$$

$$= F\frac{v_K}{\omega_1}\cos(\overline{F}, \overline{ds_K}),$$



4.7- расм

бундан $\angle(\overline{F}, \overline{ds}_K) = \angle(\overline{F}, \overline{v}_K)$ эканлигини ҳисобга олган ҳолда ушбуга эга бўламиз:

$$M_F^{кел} = F\frac{v_K}{\omega_1}\cos(\overline{F}, \overline{v}_K). \tag{4.4}$$

(4.4) тенглама умумлаштирувчи маънога эга: K нуқта деганда механизмнинг қиймати ва йўналиши маълум бўлган F куч қўйиладиган исталган нуқтасини тушуниш мумкин.

M_4 моментни келтирамиз. Дастлабки шартни — элементар ишларнинг тенглигини ёзамиз:

$$M_{M4}^{кел} d\varphi_M = M_4 d\varphi_4, \tag{4.5}$$

бунда $d\varphi_M$ ва $d\varphi_4$ — нусха ва бўғин 4 нинг мумкин бўлган бурчак силжишлари. $d\varphi_M = d\varphi_1$ эканлигини эсда тутган ҳолда (4.5) тенгламани $M_{M4}^{кел}$ га нисбатан ечамиз:

$$M_{M4}^{кел} = M_4\frac{d\varphi_4}{d\varphi_1} = M_4\frac{d\varphi_4/dt}{d\varphi_1/dt} = M_4\frac{\omega_4}{\omega_1},$$

тугалланган кўринишда эса қуйидагича ёзамиз:

$$M_{M4}^{кел} = M_4\frac{\omega_4}{\omega_1}. \tag{4.6}$$

(4.6) тенгламани умумлаштирувчи кўринишга келтириш мумкин:

$$M_{Mj}^{кел} = M_j\frac{\omega_j}{\omega_1}, \tag{4.7}$$

бунда M_j — j — бўғинга қўйилган ҳақиқий момент.

(4.4) ва (4.7) тенгламалардан амалий ҳисоблаш ишларида ё график усулда (планлар усули), ёки аналитик усулда (аналоглар ёрдамида) ечиш учун фойдаланиш мумкин.

График усул. Бунинг учун $\omega_1 = v_B/l_{AB}$ эканлигини назарда тутган ҳолда (4.4) тенгламани ўзгартирамиз:

$$M_F^{кел} = Fl_{AB}\frac{v_K}{v_B}|\cos(\overline{F}, \overline{v}_K)|. \tag{4.8}$$

(4.8) тенгламага $|\cos(\overline{F}, v_K)|$ абсолют катталикни қўйиш лозим.

Мумкин бўлган тезликлар нисбати v_K/v_B ни ҳамда $(\overline{F}, \overline{v}_K)$ бурчакни топиш учун мумкин бўлган тезликлар планини тузамиз. $W = 1$ бўлган механизм учун бу план ҳақиқий тезликлар плани каби тузилади (32-§ га қаранг). Бунда шуни унутмаслик лозимки, мумкин бўлган тезликлар ҳақиқий тезликлардан фарқли ўлароқ, таъсир этувчи кучларга боғлиқ эмас, яъни механизмнинг ҳаракат қонуни билан боғланмаган бўлади ва бунинг устига муайян қийматга ҳам эга бўлмайди.

Келтирилган $M_F^{кел}$ моментнинг йўналиши шундай аниқланади: $\overline{F}$ ташкил этувчининг йўналиши $\overline{v}_K$ нинг йўналишига қарама-қарши

бўлганлиги сабабли (4.7-расм, *г*) $M_F^{кел}$ моментнинг йўналиши ҳам ω_M нинг йўналишига тескари бўлади (4.7-расм, *б*).

(4.8) тенгламадан F_3 кучни келтириш учун фойдаланамиз, бунда $\cos(\overline{F}_3, \overline{v}_C) = 1$ эканлигини ҳисобга оламиз, чунки $<\overline{F}_3, \overline{v}_C) = 0$:

$$M_{F3}^{кел} = F_3 l_{AB} \frac{v_C}{v_B}. \quad (4.9)$$

Келтирилган $M_{M4}^{кел}$ моментни аниқлаш учун (8.6) тенгламадан фойдаланамиз, бунда $\omega_4/\omega_1 = u_{41}$ эканлигини ҳисобга оламиз (4.7-шакл, *а*):

$$M_{M4}^{кел} = M_4 |u_{41}|. \quad (4.10)$$

(4.10) тенгламага узатиш нисбати $|u_{41}| = z_1/z_4$ нинг абсолют қийматини қўйиш лозим. Келтирилган $M_{M4}^{кел}$ момент ω_M йўналишига қарама-қарши йўналади (4.7-расм, *б*), чунки берилган M_4 момент ω_4 га тескари йўналишда таъсир қилади.

Аналитик усул. Бунинг учун *Axy* тўғри бурчакли координаталар системасини белгилаймиз (4.7-расм, *а*).

$M_F^{кел}$ ни аниқлаш мақсадида ҳисоблаш тенгламасини тузамиз. $\overline{F}$ кучнинг қувватини [(4.4) тенгламага қаранг] проекциялар орқали ифодалаймиз:

$$Fv_K \cos(\overline{F}, \overline{v}_K) = F_x v_{Kx} + F_y v_{Ky}.$$

Ушбу ифодани (4.4) тенгламага қўйиб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$M_F^{кел} = F_x \frac{v_{Kx}}{\omega_1} + F_y \frac{v_{Ky}}{\omega_1}.$$

3.3-§ дан маълумки $v_{Kx}/\omega_1 = v_{qKx}$, $v_{Ky}/\omega_1 = v_{qKy}$ нисбатлар *K* нуқта тезлиги аналогининг проекцияларидир. Шу сабабли охирги тенглама узил-кесил ҳисоблашга қулай кўринишга келади:

$$M_F^{кел} = F_x v_{qKx} + F_y v_{qKy}. \quad (4.11)$$

Шуни айтиш лозимки, (4.11) тенгламага ҳамма проекциялар ўз ишоралари билан қўйилади.

Ҳисоблаш натижасида келтирилган момент $M_F^{кел} > 0$ бўлса, бундай ҳолда у соат милининг ҳаракат йўналишига қарама-қарши йўналган бўлади; агар $M_F^{кел} < 0$ бўлса, у ҳолда $M_F^{кел}$ соат милининг ҳаракат йўналиши бўйича йўналган бўлади.

(4.11) тенгламадан F_3 кучни келтириш учун фойдаланамиз:

$$M_{F3}^{кел} = F_{3x} v_{qCx}. \quad (4.12)$$

Берилган механизмда *C* нуқта *x* ўқи бўйлаб ҳаракатланади (4.7-расм, *а*). Шу сабабли $v_{qCy} = 0$. $M_{F3}^{кел}$ нинг ишораси унинг йўналишини кўрсатиб туради.

M_4 моменти келтириш учун (4.6) тенгламадан фойдаланамиз. Узатиш нисбати $u_{41} = \omega_4/\omega_1 = -z_1/z_4 < 0$, чунки тишли ғилдираклар 4 ва 1

10*

нинг ўзаро ташқи илашмасида улар бир-бирига қараб айланади (4.7-расм, *а*). Шу сабабли

$$M^{кел}_{M4} = M_4(-z_1/z_4). \tag{4.13}$$

$M^{кел}_{M4}$ нинг ишораси унинг ҳаракат йўналишини билдиради.

Умумийроқ ҳолда, яъни M_j момент қўйилган j бўғин бошланғич бўғин l билан бирор узатма орқали боғланмаган ҳолда ω_j/ω_1 нисбат [(4.7) тенгламага қаранг] ω_j бурчак тезликнинг ω_{qj} аналогини билдиради (3.1-§ га қаранг). Бинобарин, ҳисоблаш формуласи умумий ҳолда қуйидагича ёзилади:

$$M^{кел}_{Mj} = M_j\,\omega_{qj}.$$

Аналитик усулнинг афзаллиги шундан иборатки, у ҳисоблаш ишларида ЭҲМ дан фойдаланишга имконият яратади. Бироқ, шуни унутмаслик керакки, аналитик усул тезликлар аналогларини ҳамда кучларни проекциялаш формулаларини билишни талаб қилади, бу эса доимо осон кўча бермайди.

$M^{кел}_F$, $M^{кел}_{F3}$, $M^{кел}_{M4}$ аниқлаб (график ёки аналитик усулда) бўлингандан сўнг улар (4.2) тенгламага асосан алгебраик қўшилади ҳамда изланаётган $M^{кел}_{\Sigma}$ момент аниқланади. $M^{кел}_{\Sigma}$ ни ҳам Жуковский теоремасидан фойдаланган ҳолда [1, 3, 5] график усул билан аниқлаш мумкин

Машинали агрегатнинг механизми учун келтирилган моментлар графикларини ясаймиз (4.6-расм, *а*). Машиналарнинг механик хусусиятлари берилган. Бўғин l ни бошланғич деб қабул қиламиз.

Келтиришни график усулда амалга оширамиз. Механизмнинг турли ҳолатлари учун битта иш цикли доирасидаги мумкин бўлган тезликлар планларини тузамиз. Келтирилган ҳаракатлантирувчи момент $M^{кел}_ҳ$ ни, $F_3 = F_ҳ$ деб олган ҳолда (4.9) тенгламадан фойдаланиб аниқлаймиз:

$$M^{кел}_ҳ = F_ҳ\, l_{AB}\, \frac{v_C}{v_B}.$$

Механизмнинг хар бир ҳолати учун $F_ҳ$ нинг қийматини унинг механик хусусиятидан оламиз (4.3-расм). Келтириш планлар усули билан (график усул билан) бажарилса, у ҳолда келтирилган моментлар механик хусусиятдаги ҳақиқий қўйилувчи куч ва моментларнинг ишораларини олади. $M^{кел}_ҳ(\varphi_1)$ нинг графиги 4.8-расм, *а* да кўрсатилган.

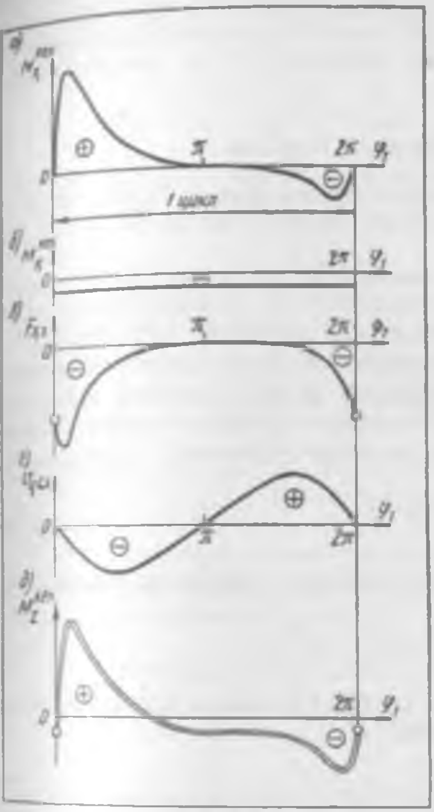
Келтирилган қаршилик моменти $M^{кел}_қ$ ни $M_4 = M_{им}$ деб қабул қилган ҳолда (4.10) тенгламадан аниқлаймиз:

$$M^{кел}_қ = M_{им}\,|u_{41}|.$$

$M_{им}$ моментни, иш машинасининг (генераторнинг) вали деярли бир текис айланади, деб фараз қилган ҳолда механик хусусиятидан оламиз (4.4-расм, *б*.) $M^{кел}_қ(\varphi_1)$ нинг графиги 4.8-расм, *б* да кўрсатилган.

Аналитик усулга ўтамиз: Axy координаталар системасини белгилаймиз (4.6-расм, *а*). Келтирилган ҳаракатлантирувчи момент $M^{кел}_ҳ$ ни $F_{3x} = F_{ҳx}$ деб фараз қилган ҳолда (4.12) тенгламадан аниқлаймиз:

$$M^{кел}_ҳ = F_{ҳx}\, v_{qCx}. \tag{4.14}$$



4.8- расм

F_x куч механизмнинг исталган ҳолатида ҳам чап томонга (4.6- расм), яъни манфий йўналишда таъсир этганлиги учун векторлар алгебраси қоидасига асосан F_{xx} проекцияга манфий ишора берилиши керак (4.8- расм, *в*). Тезлик аналоги проекцияси v_{qCx} қуйидаги

$$v_{qCx} = -l_{AB}\sin\varphi_1\left(1+\frac{\cos\varphi_1}{\sqrt{\lambda_2^2-\sin^2\varphi_1}}\right)$$

тенгламадан аниқланади. (3.3- § га қаранг) ва 4.8- расм, *г* да тасвирланган.

(4.14) тенглама ёрдамида ҳисоблаб $M_x^{кел}(\varphi_1)$ келтирилган момент графигини ҳосил қиламиз; бу график планлар усули билан ҳам олинган графикка ўхшайди (4.3- расм, *а*).

Келтирилган қаршилик моментини $M_4 = M_{им}$ деб қабул қилган ҳолда (4.13) тенгламага асосан ҳисоблаймиз (4.4- расм, *б*):

$$M_4^{кел} = M_{им}\ (-z_1/z_4).$$

$M_{им}$ соат милининг ҳаракат йўналишига қарама-қарши йўналганлиги сабабли (4.6- расм, *а*) векторлар алгебраси қоидасига асосан $M_{им} > 0$ бўлади, бинобарин, $M_4^{кел} < 0$. $M_{им}$ моментнинг абсолют қийматини механик хусусиятидан олиш лозим (4.4- расм, *б*). Келтирилган қаршилик моменти $M_4^{кел}(\varphi_1)$ ҳам планлар усули билан ҳосил қилинган $M_4^{кел}$ графиги орқали тасвирланади (4.8-расм, *б*).

Бу ерда эътиборни шунга жалб этиш лозимки, механик хусусиятларда куч ва моментларни тасвирлашдаги ишоралар қоидаси куч проекцияларининг ва моментларнинг ишораларини аниқлаш учун векторлар алгебрасидан олинган қоидадан мутлақо фарқ қилади. Шу сабабли келтирилган моментларнинг график ва аналитик усуллар билан ҳосил қилинган ишоралари фақат бошланғич бўғин соат милининг ҳаракат йўналишига қарама-қарши айлангандагина, яъни мусбат йўналишда ҳаракатлангандагина мос тушади.

Келтирилган моментларнинг йиғиндиси мана бундай аниқланади:

$$M_\Sigma^{кел} = M_4^{кел} + M_4^{кел} \qquad (4.15)$$

(4.8- расм, *а* га қаранг). Шундай қилиб, кучларни келтириш натижасида механизмга таъсир этувчи барча асосий юкланишлар (4.6- расм, *а*) биттагина келтирилган моментлар йиғиндиси билан алмаштирилади (4.6- расм, *б*).

4.4- §. Массаларни келтириш

Массаларни келтиришни эркинлик даражаси *битта* бўлган ($W = 1$) механизм мисолида (4.9- расм, *а*) кўриб чиқамиз. Бошланғич қилиб бўғин *1* ни танлаймиз.

Берилган механизмни унинг динамик нусхаси билан алмаштирамиз (4.9- расм, *б*), яъни нусхада механизм ҳамма бўғинларнинг инертлилигини мужассамлаймиз. Нусханинг инерция моментини $J_{\Sigma}^{кел}$ орқали белгилаймиз. Бинобарин, $J_{\Sigma}^{кел}$ бутун механизмнинг инертлилигига эквивалент бўлади ва у механизмнинг келтирилган инерция моменти дейилади. 42- § да кўрсатилганидагидек, $J_{\Sigma}^{кел}$ катталик *нусханинг кинетик энергияси* $T_н$ *нинг бутун механизм кинетик энергияси* T *га тенглиги* шартидан аниқланади:

$$T_н = T. \qquad (4.16)$$

Нусханинг (4.9- шакл, *б*) кинетик энергияси қуйидагича аниқланади:

$$T_н = \frac{J_{\Sigma}^{кел}\omega_н^2}{2}.$$

i бўғиннинг кинетик энергияси умумий кўринишда қуйидагича ёзилиши мумкинлигини эслатиб ўтамиз:

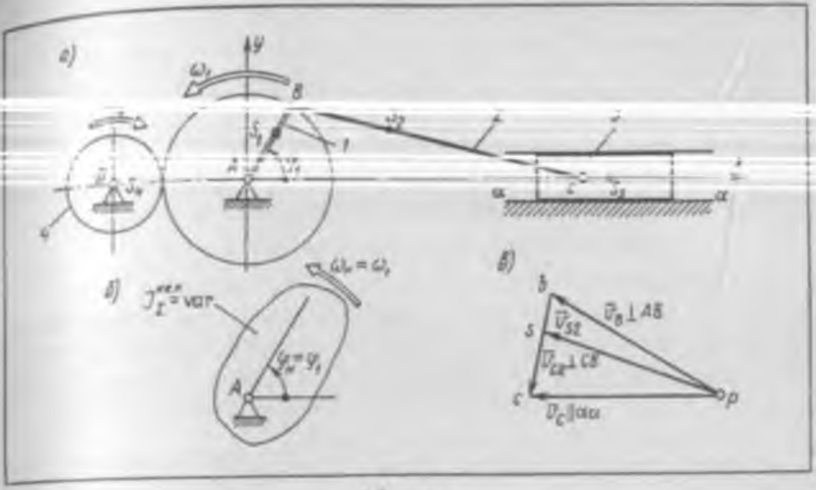
$$T_i = \frac{m_i v_{Si}^2}{2} + \frac{J_{iS}\omega_i^2}{2}, \qquad (4.17)$$

бунда: v_{Si} — *i* бўғин массалари маркази S_i нинг тезлиги; J_{iS} — *i* бўғиннинг массалар маркази S_i дан ўтувчи ўққа нисбатан инерция моменти. Ҳаракат илгарилама бўлганда $\omega_i = 0$. Ҳаракат *A* ўқ атрофида айланиш тарзида бўлганда (4.17) тенглама қуйидаги кўринишга келтирилади:

$$T_i = \frac{J_{iA}\omega_i^2}{2}.$$

Берилган механизмнинг (4.9)- расм, *а*) кинетик энергияси T ундаги тўрттала қўзғалувчан бўғиннинг кинетик энергиялари йиғиндисидан ташкил топади: $T = T_1 + T_2 + T_3 + T_4$. Бўғин *1* айланма ҳаракатда, бўғин *2* текис ҳаракатда, бўғин *3* илгарилама ҳаракатда, бўғин *4* айланма ҳаракатда иштирок этади. Шу сабабли

$$T = \frac{J_{1A}\omega_1^2}{2} + \left(\frac{m_2 v_{S2}^2}{2} + \frac{J_{2S}\omega_2^2}{2}\right) + \frac{m_3 v_C^2}{2} + \frac{J_{4D}\omega_4^2}{2}.$$



4.9- расм

$T_к$ ва T лар ифодаларини дастлабки (4.16) тенгламага қўямиз ва (4.1) тенгламани назарда тутган ҳолда содда ўзгартиришлардан сўнг ушбуни ҳосил қиламиз:

$$J_{\Sigma}^{кел} = J_{1A} + m_2\left(\frac{v_{S2}}{\omega_1}\right)^2 + J_{2S}\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 + m_3\left(\frac{v_C}{\omega_1}\right)^2 + J_{4D}\left(\frac{\omega_4}{\omega_1}\right)^2. \qquad (4.18)$$

(4.18) тенгламадан амалда фойдаланиш учун ё график усулни (мумкин бўлган тезликлар планлари ёрдамида), ёки аналитик усулни (тезликлар аналоги ёрдамида) қўллаш зарур.

График усул. $\omega_1 = v_B/l_{AB}$, $\omega_2 = v_{CB}/l_{CB}$, $\omega_4/\omega_1 = u_{41}$ эканлигини назарда тутган ҳолда (4.18) тенгламани ўзгартирамиз:

$$J_{\Sigma}^{кел} = J_{1A} + \left[m_2 l_{AB}^2\left(\frac{v_{S2}}{v_B}\right)^2 + J_{2S}\left(\frac{l_{AB}}{l_{CB}}\right)^2\left(\frac{v_{CB}}{v_B}\right)^2\right] + m_3 l_{AB}^2\left(\frac{v_C}{v_B}\right)^2 + J_{4D}u_{41}^2. \qquad (4.19)$$

Эркинлик даражаси битта бўлган механизмда ҳақиқий тезликларнинг нисбати мумкин бўлган тезликларнинг нисбатига тенг. Шу сабабли уша бу нисбатларни мумкин бўлган тезликлар планидан (4.9- расм, *в*) оламиз.

Аналитик усул. 31- § га асосан (4.18) тенгламадаги қавс ичига олинган нисбатлар тезликлар аналогларидан иборатдир:

$$\frac{v_{S2}}{\omega_1} = v_{qS2}, \qquad \frac{\omega_2}{\omega_1} = \omega_{q2}, \qquad \frac{v_C}{\omega_1} = v_{qC}, \qquad \frac{\omega_4}{\omega_1} = \omega_{q4},$$

шунинг учун (4.18) тенгламани мана бундай ёзамиз:

$$J_{\Sigma}^{\text{кел}} = J_{1A} + (m_2 v_{qS2}^2 + J_{2S}\,\omega_{q2}^2) + m_3 v_{qC}^2 + J_{4O}\,\omega_{q4}^2. \qquad (4.20)$$

$v_{qCy} = 0$ бўлгани учун $v_{qS2}^2 = v_{qS2x}^2 + v_{qS2y}^2$, $v_{qC}^2 = v_{qCx}^2$. Бундан ташқари, $\omega_{q4} = \omega_4/\omega_1 = u_{41} = -z_1/z_4 = \text{const}$. Аналитик усулда ҳисоблашни ЭҲМда бажариш мумкин.

(4.20) тенгламага исталган механизм учун татбиқ этилиши мумкин бўлган умумлашган кўриниш берса бўлади:

$$J_{\Sigma}^{\text{кел}} = \sum_{i=1}^{n} (m_i v_{qSi}^2 + J_{iS}\,\omega_{qi}^2), \qquad (4.21)$$

бунда n — механизмнинг қўзғалувчан бўғинлари сони. Қавс ичидаги v^{qSi} ва ω_{qi} лар механизмнинг узатиш хусусиятини ифодаловчи тезликлар аналогларидир. (4.21) тенгламадан кўринадики, механизмнинг келтирилган инерция моменти $J_{\Sigma}^{\text{кел}}$ унинг ҳаракат қонунига боғлиқ эмас ва механизмнинг ўзининг хусусияти бўлади.

Механизмнинг келтирилган инерция моменти $J_{\Sigma}^{\text{кел}}$ ни ундаги алоҳида бўғинлар инерция моментларининг йиғиндиси деб қараш мумкин. Шу сабабли (4.19) ва (4.20) тенгламаларни қуйидаги кўринишда ёзамиз:

$$J_{\Sigma}^{\text{кел}} = J_1^{\text{кел}} + J_2^{\text{кел}} + J_3^{\text{кел}} + J_4^{\text{кел}},$$

бунда

$$J_1^{\text{кел}} = J_{1A} = \text{const}, \qquad (4.22)$$

$$J_2^{\text{кел}} = m_2 l_{AB}^2 \left(\frac{v_{S2}}{v_B}\right)^2 + J_{2S}\left(\frac{l_{AB}}{l_{CB}}\right)^2 \left(\frac{v_{CB}}{v_B}\right)^2 = m_2 v_{qS2}^2 + J_{2S}\,\omega_{q2}^2 = \text{var}, \qquad (4.23)$$

$$J_3^{\text{кел}} = m_3 l_{AB}^2 \left(\frac{v_C}{v_B}\right)^2 = m_3 v_{qC}^2 = \text{var}, \qquad (4.24)$$

$$J_4^{\text{кел}} = J_{4O}\, u_{41}^2 = \text{const}. \qquad (4.25)$$

$J_2^{\text{кел}}$ ва $J_3^{\text{кел}}$ келтирилган инерция моментлари ўзгарувчан катталиклардир, чунки (4.23) ва (4.24) ифодаларга ё мумкин бўлган тезликлар нисбати, ёки механизмнинг ҳолатига боғлиқ бўлган тезликлар аналоглари киради. Шу туфайли бутун механизмнинг келтирилган инерция моменти [(4.19) ва (4.20) тенгламалар] ҳам умумлашган φ_1 координатага боғлиқ тарзда ўзгаради. Бундай боғлиқликнинг даврийлик хусусияти кўпгина механизмларга хосдир. Бироқ шундай механизмлар ҳам борки (масалан, тишли, шарнирли параллелограмм механизмлар ва ҳоказо) уларнинг келтирилган инерция моментлари ўзгармас бўлади.

Юқоридаа айтилганлардан келиб чиқадики, механизмни алмаштирадиган нусха (4.9- расм, *б*) *шартли* жисмдир, чунки ҳақиқий физик жисмлар ўзгармас инерция моментига эга бўлгани ҳолда унинг инерция моменти (умумий ҳолда) ўзгарувчандир.

Хулоса қилиб шуни айтамизки, мумкин бўлган тезликлар планлари ҳам, тезликлар аналоглари ҳам механизмнинг ҳаракат қонунига боғлиқ бўлмайди. Шу сабабли массаларни келтиришни ҳам, кучларни келтиришни ҳам *механизмнинг ҳаракат қонунини билмаган ҳолда ҳам* амалга ошириш мумкин. Демак, динамик масалани ечишда дастлаб механизмнинг динамик нусхасини ясаш ва куч массаларини унга келтириш, сўнгра унинг ҳаракат қонунини аниқлаш мумкин (ва ҳатто зарур).

4.5- §. Механизмнинг ҳаракат тенгламаси

Куч ва массаларни келтириш натижасида битта эркинлик даражаси бўлган ҳар қандай механизм (ричагли, тишли, муштли ва ҳоказо) қанчалик мураккаб бўлмасин, уни динамик нусха билан алмаштириш мумкин (4.10- расм). Умумий ҳолда бу нусха ўзгарувчан инерция моменти J_Σ га эга бўлади ва унга келтирилган моментлар йиғиндиси M_Σ^* қўйилган бўлади. Нусханинг ҳаракат қонуни механизм бошланғич бўғинининг ҳаракат қонуни кабидир [(4.1) тенгламага қаранг]

Кинетик энергиянинг ўзгариш теоремаси эркинлик даражаси битта бўлган механизмнинг ҳаракат тенгламасини тузиш учун асос бўлади:

$$T - T_{бошл} = \sum A. \qquad (4.26)$$

Актив кучлар ва моментлар ҳамда механизмларнинг барча кинематик жуфтликларидаги ишқаланиш кучлари иш бажаради (4.1- § га қаранг).

Энергетик кўринишдаги ҳаракат тенгламаси. (4.1) тенгламани назарда тутган ҳолда нусханинг кинетик энергияси формуласини ёзамиз:

$$T_н = J_\Sigma \, \omega^2/2. \qquad (4.27)$$

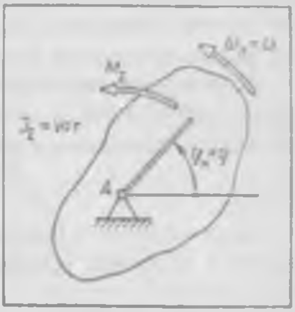
Нусхага қўйилган ҳамма юкланиш келтирилган моментлар йиғиндиси M_Σ орқали ифодаланганлиги сабабли ишлар йиғиндиси қуйидагига тенг:

$$\sum A = \int_{\varphi_{бошл}}^{\varphi} M_\Sigma \, d\varphi. \qquad (4.28)$$

Бунда интеграллаш ўзгарувчиси $\varphi_н$ бошланғич бўғин координатаси φ билан алмаштирилган, чунки $\varphi_н = \varphi$.

(4.16) тенгламани назарда тутган ҳолда (4.27) ва (4.28) ифодаларни асосий (4.26) тенгламага қўйиб энергетик кўринишдаги ҳаракат тенгламасини оламиз:

$$\frac{J_\Sigma \, \omega^2}{2} - \frac{J_{\Sigma бошл} \, \omega^2_{бошл}}{2} = \int_{\varphi_{бошл}}^{\varphi} M_\Sigma \, d\varphi. \qquad (4.29)$$



4.10- расм

*Бу ерда ва бундан буён ёзувни соддалаштириш мақсадида келтирилган момент ва келтирилган инерция моментлари ёзувидаги «кел» белгисини ҳамда бошланғич бўғининг координатаси φ, бурчак тезлиги ω ва бурчак тезланиши ε белгиларидаги индекс номери 1 ни тушириб қолдирамиз.

Умумий ҳолда (4.29) тенгламадаги интеграллашнинг юқори чегараси φ ўзгарувчан ҳисобланади.

Агар механизмга қўйилган ҳамма юкланиш фақат унинг ҳолатига боғлиқ бўлса, у ҳолда келтирилган моментлар йиғиндиси M_Σ ҳам фақат φ координатанинг функцияси бўлади. Бу ҳолда (4.29) тенглама тўғридан-тўғри изланаётган ω катталикка нисбатан ечилади:

$$\omega = \sqrt{\frac{\int\limits_{\varphi_{бошл}}^{\varphi} M_\Sigma(\varphi)\, d\varphi}{J_\Sigma} + \frac{J_{\Sigma бошл}}{J_\Sigma} \cdot \omega^2_{бошл}}. \tag{4.30}$$

Илдиз остидаги интеграл ишорага эга бўлишини назарда тутиш лозимлигини эслатиб ўтамиз.

Дифференциал кўринишдаги ҳаракат тенгламаси. (4.29) тенгламани φ координатага кўра дифференциаллаймиз:

$$\frac{d}{d\varphi}\left(\frac{J_\Sigma \omega^2}{2}\right) = M_\Sigma .$$

Умумий ҳолда фақат ω бурчак тезликгина эмас, балки J_Σ ҳам ўзгарувчан бўлишини эсда тутиб, тенгламанинг чап томонидаги ҳосилани аниқлаймиз (4.4-§ га қаранг). Шунинг учун

$$\frac{d}{d\varphi}\left(\frac{J_\Sigma \omega^2}{2}\right) = J_\Sigma\, \omega \frac{d\omega}{q\varphi} + \frac{\omega^2}{2}\frac{qJ_\Sigma}{d\varphi} = J_\Sigma \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2}\frac{dJ_\Sigma}{d\varphi}\,\omega^2,$$

бундан

$$J_\Sigma \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2}\frac{dJ_\Sigma}{d\varphi}\,\omega^2 = M_\Sigma . \tag{4.31}$$

Изланаётган ўзгарувчи катталик механизм бошланғич бўғинининг бурчак тезлиги ω ҳосила белгиси остида турганлиги учун ҳосил қилинган формула дифференциал кўринишдаги ҳаракат тенгламаси бўлади. (4.31) тенгламадан фойдаланганда шуни эсда тутиш лозимки, келтирилган момент йиғиндиси M_Σ, шунингдек $dJ_\Sigma/d\varphi$ ҳосила алгебраик катталиклардир ва улар ўз ишоралари билан қўйилади.

Агар тадқиқ этилаётган механизмда (масалан, думалоқ ғилдиракли тишли механизмда) $J_\Sigma = \mathrm{const}$ бўлса, у ҳолда механизмнинг ҳаракат тенгламаси соддалашади ва қуйидаги кўринишни олади:

$$J_\Sigma \frac{d\omega}{dt} = M_\Sigma . \tag{4.32}$$

Дифференциал кўринишдаги (4.31) ҳаракат тенгламаси (4.32). II тартибли Лагранж тенгламаларидан ҳам ҳосил қилиниши мумкин [2], [4].

Бошланғич бўғиннинг ε бурчак тезланишини аниқлаш учун (4.31) тенгламадан фойдаланамиз ва уни $\varepsilon = \frac{d\omega}{dt}$ га нисбатан ечамиз:

$$\varepsilon = \frac{M_\Sigma}{J_\Sigma} - \frac{\omega^2}{2J_\Sigma}\frac{dJ_\Sigma}{d\varphi}. \tag{4.33}$$

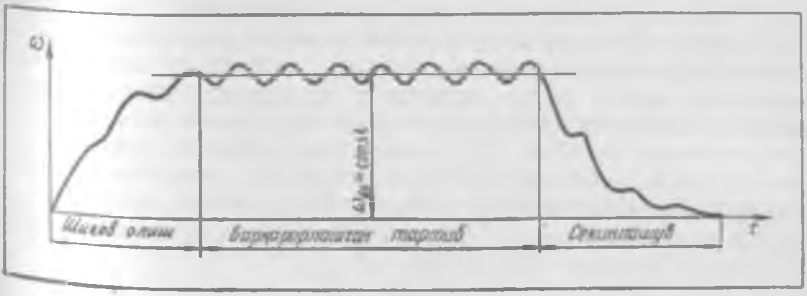
M_Σ ва $dJ_\Sigma/d\varphi$ катталиклар (4.33) тенгламага ўз ишоралари билан қўйилади. Агар бурчак тезланиш ε нинг ишораси бурчак тезлик ω нинг ишорасига қарама-қарши бўлиб чиқса, бу ҳол бошланғич бўғиннинг секин ҳаракат қилаётганлигини билдиради.

$dJ_\Sigma/d\varphi$ ҳосила ё рақамли дифференциаллаш усули билан ЭҲМда ҳисобланади, ёки график дифференциаллаш усули билан аниқланади (3-4-§ га қаранг). $dJ_\Sigma/d\varphi$ ҳосилани ҳисоблашнинг аниқроқ (аммо қийинроқ) усулини адабиётдан топса бўлади. қ.: *Минут С. Б.* Об определении производной приведенного момента инерции массы звеньев механизма. — Н. Э.Бауман номидаги Москва олий техника билим юртининг илмий ишлари, 1970; *Зиновьев В. А., Бессонов А. П.* Основы динамики машинных агрегатов. М., 1964).

Бурчак тезланиш ε ни 34-§ да баён этилган усул (нормаль ости усули) билан ҳам аниқлаш мумкин. Ўша жойнинг ўзида $\varepsilon(t)$ ва $\varphi(t)$ функцияларни ясаш усуллари ҳам баён қилинган.

Умумий ҳолда машинали агрегатнинг ҳаракатланиш жараёни учта босқичдан: ш и ғ о в о л и ш, б а р қ а р о р л а ш г а н т а р т и б в а с е к и н л а ш и б т ў х т а ш босқичларидан ташкил топади (4.11-расм). Шиғов олиш ва секинлашиб тўхташ барқарорлашмаган тартибга тааллуқли бўлиб, агрегат бош вали (бошланғич бўғин) тезлигининг *нодаврий равишда*, яъни такрорланмайдиган ўзгариши билан ажралиб туради. Барқарорлашган тартибда бош валнинг тезлиги *даврий равишда* ўзгаради. Хусусий ҳолда тезлик ўзгармас бўлиши ҳам мумкин. Кўпинча барқарорлашган ҳаракат жадаллашув (тезликнинг ошуви) ва секинлашув (тезликнинг пасаюви) билан алмашиниб туради. Масалан, автомобиль двигатели ана шундай ишлайди. Кўпгина механизмлар барқарор тартибда умуман ишламайди. Бу айниқса кўпгина асбоблар (реле, контакторлар ва ҳоказо) учун хосдир. Ишга тушиш вақтида уларнинг механизми ёпиқ такрорланувчи кинематик циклни содир қилмаган ҳолда бир ҳолатдан бошқа ҳолатга ўтади.

4-бобнинг кейинги учта параграфида барқарорлашмаган ҳаракат тартиби, қолган параграфларида эса барқарорлашган ҳаракат тартиби кўриб чиқилади.



4.11- расм

4.6-§. Барқарорлашмаган тартиб. Фақат ҳолатга боғлиқ равишда ўзгарувчи кучлар билан юкланган механизм тезлигининг ўзгариш қонуни

Механизмнинг **барқарорлашмаган тартибда** (режимда) ҳаракатланиш қонунини аниқлаш учун қуйидаги дастлабки маълумотлар бўлиши лозим: механизмнинг кинематик схемаси; ҳамма ҳаракатланувчи бўғинлар массаси геометриясининг хусусиятлари; куч ва моментларнинг механик хусусиятлари (характеристикалари); ҳаракатнинг бошланғич шарт-шароити. Охиргиси айнан барқарорлашмаган тартибни тадқиқ этиш учун муҳим аҳамиятга эга.

Ўзлари қўйиладиган нуқтанинг фақат *силжиш* функцияси ҳисобланган юклар ва моментлар билан юкланган механизмни кўриб чиқамиз. Кўрилаётган механизмнинг келтирилган инерция моменти *ўзгарувчан* $J_\Sigma = var$ катталикка эга бўлсин. Бошланғич бўғин тезлигининг шу бўғиннинг бурилиш бурчагига боғлиқлигини, яъни $\omega(\varphi)$ ни аниқлаш талаб қилинади. Бундай масала тез-тез учраб туради. Мисол тариқасида, ички ёнув двигателларидан ҳаракат олувчи дизель-компрессорлар, бурғулаш дастгоҳлари ҳамда кўтарма кранларнинг механизмларини, пневмоюритмали ҳар хил қурилмалар, пружинали двигатели бор асбоблар ва бошқаларни келтириш мумкин.

Қўйилган масалани ечиш учун энергетик кўринишдаги ҳаракат тенгламасини олиш лозим [(4.30) тенгламага қаранг]:

$$\omega = \sqrt{\frac{2\Sigma A}{J_\Sigma} + \frac{J_{\Sigma\ бошл}}{J_\Sigma}\omega^2_{бошл}}, \qquad (4.34)$$

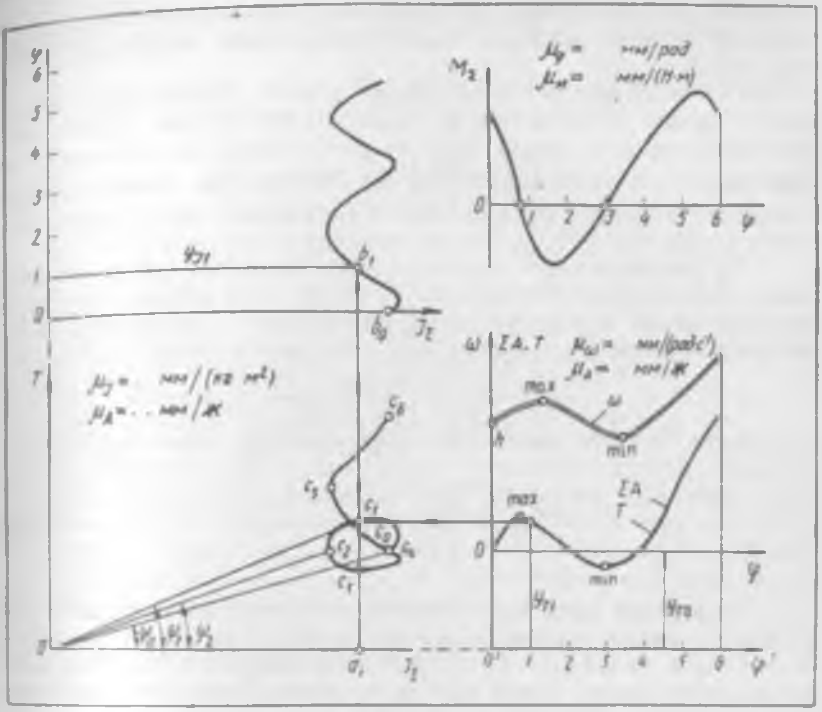
бунда ΣA (4.28) тенгламадан аниқланади. Изланаётган бурчак тезлик ω ни график усул билан аниқлаш тартиби қуйидагича (4.12-расм):

1. Массаларни келтириш амалга оширилади ҳамда механизмнинг келтирилган инерция моменти диаграммаси $J_\Sigma(\varphi)$ ясалади. Бу диаграмма 4.12-расмда 90° га бурилган ҳолатда кўрсатилган*. Бошланғич ҳолат ноль билан белгиланган. φ бурчакни ҳисоблаш учун $\varphi_{бошл} = \varphi_0 = 0$ қилиб олинган.

2. Механик хусусиятларга кўра аввал келтирилган ҳаракатлантирувчи момент ва келтирилган қаршилик моменти диаграммалари, кейин келтирилган моментлар йиғиндиси $M\Sigma(\varphi)$ диаграммаси ясалади. Агар механизмда даврий тарзда ишлайдиган пружиналар бўлса, у ҳолда уларнинг эластиклик кучларининг келтирилган моментлари келтирилган йиғинди момент таркибига киритилиши лозим. Оғирлик кучлари ва ишқаланиш кучлари анча катта бўлганда уларнинг келтирилган моментлари ҳам M_Σ катталикка қўшилувчи бўлиб киритилиши лозим. 1 ва 2-бандлар талаблари бажарилиши натижасида берилган механизм динамик нусхага (моделга) келтирилади.

---

* $J_\Sigma(\varphi)$ диаграммасини 90° га буриш параграф охирида баён этиладиган энергомассалар график усули билан бурчак тезлик ω ни аниқлаш учун зарур.



4.12- расм

3. График интеграллаш орқали (3.4- § га қаранг) ишлар йиғиндиси $\Sigma A(\varphi)$ диаграммаси ясалади. Бу диаграмманинг ординаталари φ ўқидан бошлаб қўйилади.

4. Бошланғич шартларни ҳисобга олган ҳолда (4.34) тенгламадан фойдаланиб механизмнинг ҳар бир ҳолати учун ω бурчак тезлик ҳисобланади ҳамда φ ўқига нисбатан изланаётган $\omega(\varphi)$ боғлиқлик чизиғи чизилади. (4.34) тенгламага ΣA ўз ишораси билан қўйилади. Дастлабки берилганлар ичида $\omega_0 = \omega_{бошл}$ катталик ҳам бўлиб, у $Oh = \mu_\omega \omega_0$ ордината орқали тасвирланган. $J_{\Sigma бошл}$ катталик механизм келтирилган инерция моментининг ноль ҳолатдаги қийматидир.

Ҳисоблаш рақамлар усули билан ЭҲМда олиб борилганда ҳам у ана шу тартибда амалга оширилиши лозим.

Масалани график усулда ечишда (4.16) тенгламани ҳисобга олган ҳолда (4.27) тенгламадан ω ни аниқлаб, ҳисоблаш ишларини бирмунча қисқартириш мумкин:

$$\omega = \sqrt{2T / J_\Sigma}\,. \tag{4.35}$$

$\Sigma A(\varphi)$ диаграммасидаги φ ўқини пастга $y_{T0} = \mu_A T_0$ масофага сурамиз (4.12-расм), бунда $T_0 = J_{\Sigma 0}\,\omega_0^2/2$. Бу ҳолда янги, силжитилган φ'

ўқидан бошлаб ҳисобланадиган ординаталар механизмнинг турли ҳолатларидаги кинетик энергияси T нинг қийматларини ифодалайди [(4.26) тенгламага қаранг].

И.И. Артоболевский ишлаб чиққан график усул ёрдамида тезликнинг ўзгариши тўғрисида яққол тасаввур олиш мумкин. Бунинг учун энергомассалар эгри чизиғи $T(J_\Sigma)$ ни (Виттенбауэр диаграммасини) чизиш керак. Уни ҳосил қилиш учун эса $T(\varphi)$ ва $J_\Sigma(\varphi)$ боғлиқликлардан φ параметрни чиқариб ташлаш лозим (4.12-расмда бу фақат I ҳолат учун кўрсатилган).

$T(J_\Sigma)$ диаграммасидаги исталган нуқтани (масалан, c_1 нуқтани) координата боши билан туташтирамиз. T_1 ва J_Σ ларни уларни тасвирловчи кесмалар орқали ифодалаган ҳолда механизмнинг I ҳолати учун (4.35) тенгламани ёзамиз: $T_1 = y_{T1}/\mu_A$, $J_{\Sigma 1} = y_{J1}/\mu_J$. У ҳолда

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2\mu_J}{\mu_A}\,\frac{y_{T1}}{y_{J1}}} = \sqrt{\frac{2\mu_J}{\mu_A}}\sqrt{\frac{c_1 d_1}{0d_1}} =$$

$$= \sqrt{\frac{2\mu_J}{\mu_A}}\sqrt{\operatorname{tg}\psi_1}. \qquad (4.36)$$

ψ бурчакларни ўзаро солиштирамиз, (4.36) тенгламага асосан I ҳолатдаги ω_1 бурчак тезлик бошланғич ҳолатдаги ω_0 бурчак тезликдан катта бўлади, чунки $\psi_1 > \psi_0$; худди шундай фикр юритиб $\omega_2 < \omega_1$ эканлигини билиб оламиз, чунки $\psi_2 > \psi_1$ ва ҳоказо. Бинобарин, энергомассалар эгри чизиғи бўйлаб бир ҳолатдан бошқа ҳолатга ўтиб механизм бошланғич бўғинининг бурчак тезлиги унинг ҳолати ўзгаришига боғлиқ тарзда қандай ўзгаришини яққол кузатиш мумкин.

$J_\Sigma = \text{const}$ бўлган механизмлар учун ҳам $\omega(\varphi)$ графиги шу усулда ясалади. Бунда $J_\Sigma(\varphi)$ ва $T(J_\Sigma)$ функциялар графиклари тўғри чизиқлардан иборат бўлади.

Юқорида баён этилган усул барқарорлашмаган тартибнинг иккала босқичини, яъни шиғов олиш ва секинлашиб тўхташ босқичларини ўрганиш учун яроқлидир. Бу фикр кейинги иккита параграфда баён этиладиган усулларга ҳам тааллуқлидир.

4.7-§. Барқарорлашмаган тартиб. Фақат тезликка боғлиқ равишда ўзгарувчи кучлар билан юкланган механизм тезлигининг ўзгариш қонуни

Кўрилаётган ҳол олдингисидан шу билан фарқ қиладики, биринчидан, куч ва моментлар ҳолатга боғлиқ бўлмайди, балки фақат *тезликнинг* функциялари бўлади ва, иккинчидан, механизмнинг келтирилган инерция моменти *ўзгармас* $J_\Sigma = \text{const}$ катталик бўлади. Ана шундай шартларга турбогенераторли ва гидрогенераторли агрегатлар, кўпгина юк кўтариш машиналари ва дастгоҳлар, прокат станлари, электр юрит-

мали марказдан қочма насослар ва ҳаво ҳайдагичлар, электр-мотор юритмали тақлидий системалар ва бир қатор бошқа установкалар мисол бўла олади.

Қўйилган масалани ечиш учун дифференциал кўринишдаги ҳаракат тенгламасини олиш лозим [(4.32) тенгламага қаранг]:

$$J_\Sigma \frac{d\omega}{dt} = M_\Sigma.$$

ω ва t ўзгарувчиларни ажратамиз ҳамда $t_{бошл} = 0$ деб қабул қилиб, интеграллаймиз;

$$t = J\Sigma \int_{\omega_{бошл}}^{\omega} \frac{d\omega}{M\Sigma}. \qquad (4.37)$$

(4.37) тенгламага кўра $\omega(t)$ тезликнинг ўзгариш қонуни аниқланади. (4.37) тенгламага M_Σ ўз ишораси билан қўйилишини эслатиб ўтамиз.

Мисол тариқасида, турбогенераторли агрегатнинг қўзғалмас ҳолатдан шиғов олишини кўриб чиқамиз; қўзғалмас ҳолат деганда $t = 0$ бўлганда бурчак тезлик $\omega_{бошл} = 0$ бўлиши тушунилади. Машиналарнинг механик хусусиятлари 4.13-расм, *а* ва *б* да келтирилган. Бошланғич бўғин сифатида машиналардан бирининг валини оламиз ва унга ҳамма массаларни ҳамда иккала моментни келтирамиз, яъни $J_\Sigma = \text{const}$ ва $M_\Sigma = M_T + M_г$ ларни ҳисоблаймиз (4.13-расм, *в*). $M_\Sigma(\omega)$ графиги тўғри чизиққа яқин бўлганлиги сабабли уни $M_\Sigma = A - B\omega$ тенглама орқали тақрибий ифодалаймиз (аппроксимация қиламиз).

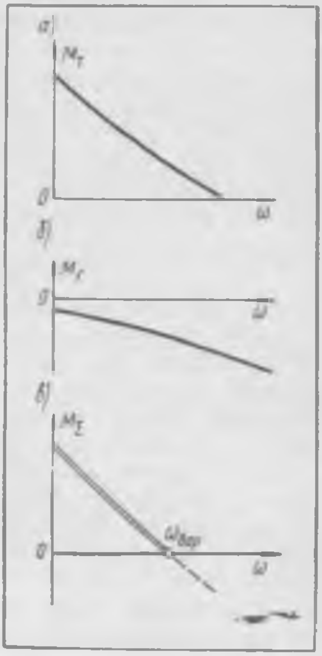
А ҳад $M_{\Sigma\ бошл}$ га тенг, *В* коэффициент эса $M_\Sigma(\omega)$ боғлиқликнинг пасайиш қиялигини ифодалайди. Энди (4.37) тенглама мана бундай кўринишга келади:

$$t = J\Sigma \int_0^{\omega} \frac{d\omega}{A - B_\omega}.$$

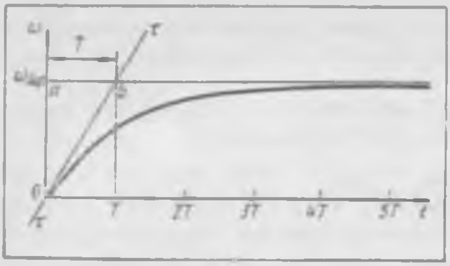
Берилган бошланғич шартларга кўра унинг ечими

$$\omega = \omega_{барқ} \left(1 - e^{-t/T}\right)$$

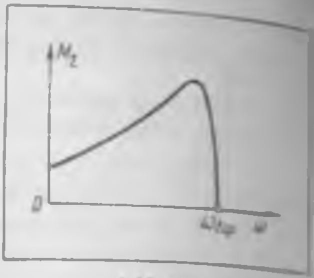
4.14-расмда кўрсатилган, бунда $\omega_{барқ} = A/B$.



4.13- расм



4.14- расм



4.15- расм

(4.38) тенгламада $T = J_{\Sigma} / B$; бу катталик машинали агрегатнинг вақт доимийси деб аталади. У 4.14-расмда ab кесма орқали тасвирланган. Унинг физик маъноси қуйидагича. Агар шиғов олиш жараёнида йиғинди момент M_{Σ} камаймасдан ҳамиша $M_{\Sigma бошл}$ га тенглигича қолганда эди, у ҳолда ҳаракат текис тезланувчан бўлган ва бурчак тезлик ω нинг қиймати T вақтдан сўнг $\omega_{барк}$ қийматга тенг бўлган бўлур эди.

Назарий жиҳатдан, шиғов олиш жараёни чексиз узоқ давом этади. Бироқ $t = 3T$ бўлгандаёқ $\omega / \omega_{барк}$ нисбат 0,95 ни ташкил этади; $t = 4T$ бўлганда у 0,98 гача ошади, $t = 5T$ бўлганда эса $\omega / \omega_{барк} = 0{,}995$ бўлади, яъни $t = (4 - 5)T$ бўлганда шиғов олиш жараёни деярли тугалланади. T нинг қийматини билиб олиш агрегатнинг шиғов олиш вақтини аниқлашга имкон беради. Демак, агрегатнинг инертлилиги қанча катта бўлса (J_{Σ} қанча катта бўлса), J_{Σ} / B га тенг бўлган T ҳам шунча катта бўлади, шиғов олиш вақти ҳам шу қадар узоқ бўлади.

Айтилганлардан шу нарса келиб чиқадики, агар шиғов олиш вақти белгиланган бўлса, у ҳолда J_{Σ} нинг шундай қийматини аниқлаш мумкинки, бунда шиғов олиш вақти ҳақиқатан ҳам кўрсатилган вақтдан ошиб кетмайди. Чунончи, агар шиғов олиш жараёнининг давом этиш вақти $t = t^*$ бўлиши талаб қилинса ва у амалда $t = 5T$ вақт ичида тугалланади, деб ҳисобланса, у ҳолда $5T = t^*$ бўлади. Бундан $5(J_{\Sigma} / B) = t^*$ ёки $J_{\Sigma} = (1/5)Bt^*$. Шундай қилиб, баён этилган усулдан фойдаланиб механизм ҳаракатининг ўзгариш қонунини аниқлаш билан бирга [(4.38) тенгламага қаранг], масалани ечиш ҳам — ҳаракатнинг берилган шартларига кўра (масалан, ишга тушиш вақти t^* га кўра) механизмнинг параметрлари бўғинларнинг инерция моментлари (улярнинг ўлчамлари) қандай бўлиши кераклигини аниқлаш, яъни механизмни динамик лойиҳалаш ҳам мумкин.

Кўриб чиқилаётган мисолда бошланғич бўғинининг бурчак тезлиги ω тобора ошиб борувчи бўлиб чиқди. Бу ҳол машиналар валларига қўйилган моментлар даврий равишда ўзгармаслиги (чунки улар валларининг бурчак координаталарига боғлиқ эмас) ҳамда агрегатнинг келтирилган инерция моменти доимийлиги натижасидир.

Кўп ҳолларда $M_{\Sigma}(\omega)$ боғлиқликни чизиқли тенглама орқали тақрибий ифодалаш мумкин бўлмайди. Масалан, асинхрон двигателли токарлик дастгоҳи шиғов оладиган ҳол учун $M_{\Sigma}(\omega)$ боғлиқлик 4.15-расмда

кўрсатилган кўринишда бўлади. Бу ҳолда (4.37) тенгламани график усулда ёки сонли интеграллаш усулида ЭҲМ ёрдамида ечиш мумкин.

4.8-§. Барқарорлашмаган тартиб. Ҳам ҳолатга, ҳам тезликка боғлиқ равишда ўзгарувчи куч ва моментлар билан юкланган механизм тезлигининг ўзгариш қонуни

Динамик тадқиқотнинг умумийроқ ҳолини кўриб чиқамиз. Бунда механизмга қўйилган куч ва моментлар ҳам *силжиш* (яъни ҳолатнинг ўзгариши), ҳам *тезлик* функциялари ҳисобланади. Механизмнинг келтирилган инерция моменти эса *ўзгарувчи* катталик $J_\Sigma = \text{var}$ бўлади. Бунга электр юритмани технологик машиналар (металл қирқувчи дастгоҳлар, болғалаш пресслари ва бошқалар), электромагнит юритмали турли-туман асбоблар (реле, контакторлар, автоматик ҳимоя воситалари ва бошқалар) мисол бўлиши мумкин; ички ёнув двигателини электр стартердан ишга тушириш, мотор-компрессор установкалари, дастгоҳларни ва шу кабиларни ишга тушириш сингари динамик жараёнларни ўрганиш ҳам шунга киради.

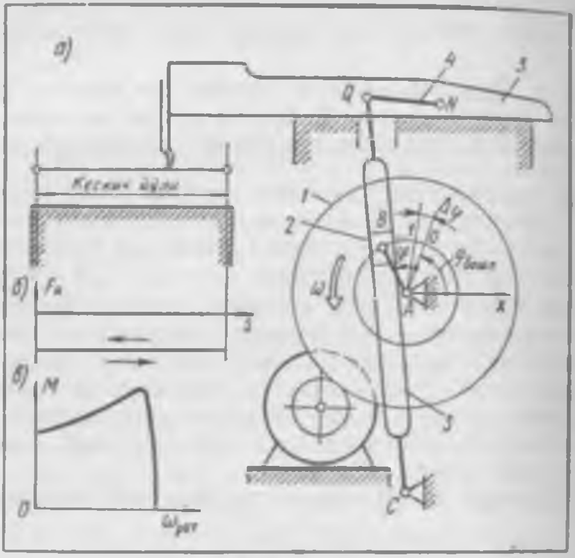
Қўйилган масала (4.29) ҳаракат тенгламасидан фойдаланиб ечилади:

$$\frac{J_\Sigma \omega^2}{2} - \frac{J_{\Sigma бошл} \omega^2_{бошл}}{2} = \Sigma A.$$

Ушбу тенгламани ечиш усулларидан бирини М.А. Скуридин таклиф этган (қ.: *Скуридин М. А.* Определение движения механизма по уравнению кинетической энергии при задании сил функциями скорости и времени. СССР ФА нинг илмий ишлари, 1951, XII том, 45-сони). Унинг муҳим томони шундан иборатки, масала фақат ҳолатга боғлиқ бўлган кучларнинг ишини тезликка боғлиқ кучларнинг ишидан ажратган ҳолда ечилади. Шу сабабли ушбу кучлар *алоҳида-алоҳида* келтирилади. Қўйилган масалани ечиш усулини кўндаланг рандалаш дастгоҳи механизмини ишга тушириш мисолида кўриб чиқамиз (4.16-расм, *а*).

Дастлабки маълумотлар 4.6-§ нинг бошланиш қисмида кўрсатиб ўтилган. Дастгоҳ салт юриш тартибида ишга туширилганлиги сабабли электр двигателнинг бутун энергияси агрегат кинетик энергиясининг ошишига ҳамда ишқаланишдаги исрофни енгишга сарфланади. Ишқаланиш ползун *5* билан қўзғалмас йўналтирувчи орасида айниқса кучли намоён бўлади. Биринчи яқинлашувда ушбу илгарилама жуфтликдаги ишқаланиш кучи $F_и$ ни ўзгармас деб қабул қилиш мумкин (4.16-расм, *б*). Бошқа кинематик жуфтликлардаги ишқаланиш кучлари сезиларсиз бўлганлиги учун уларни ҳисобга олмаймиз. Худди шу сабабли оғирлик кучларини ҳам эътиборга олмаймиз. Асинхрон электр двигателнинг механик хусусияти $M(\omega_{рот})$ 4.16-расм, *в* да тасвирланган. Ҳаракатнинг бошланғич шартлари шундай бўлсин: $t = t_{бошл}$ бўлганда $\varphi = \varphi_{бошл}$, $\omega = \omega_{бошл} = 0$ бўлади.

Бошланғич бўғин сифатида тишли узатманинг катта ғилдираги *1* ни танлаймиз. Механизмнинг 0, 1, 2 ва ҳоказо ҳолатларини белгилаб оламиз, φ бурчакларни бошланғич (ноль) ҳолатдан ($\varphi_0 = \varphi_{бошл}$) бошлаб ўлчаб қўямиз (4.16-расм, *а*).



4.16-расм

Механизм бўғинлари массаларини келтирамиз ҳамда $J_\Sigma(\varphi)$ диаграммасини ясаймиз (4.17-расм). Сўнгра ишқаланиш кучи $F_и$ ни келтирамиз ҳамда унинг келтирилган моменти M_φ ни график тарзда кўрсатамиз (4.18-расм). Шуни кўрсатиб ўтиш муҳимки, M_φ бошланғич бўғиннинг фақат φ координатасининг функциясидир. Ниҳоят, электр двигатель моментини келтирамиз (4.19-расм, *а*). Келтирилган M_ω момент фақат бурчак тезлик ω* нинг функциясидир. Ҳаракат тенгламасини қуйидагича ёзамиз:

$$\frac{J_\Sigma \omega^2}{2} - \frac{J_{\Sigma\,бошл}\,\omega^2_{бошл}}{2} = A_\varphi + A_\omega, \qquad (4.39)$$

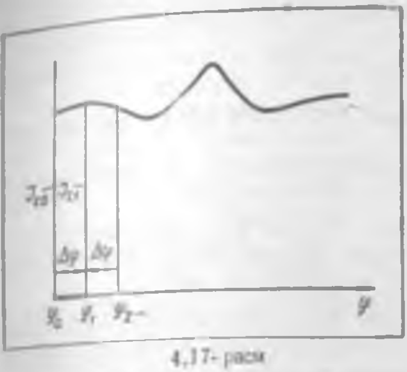
бунда A_φ — келтирилган момент M_φ нинг иши; A_ω — келтирилган момент M_ω нинг иши.

Иккита яқин ҳолатни: φ_0 ва ω_0 лар берилган нолинчи ва биринчи ҳолатларни кўриб чиқамиз; улар катта бўлмаган $\Delta\varphi$ оралиқ билан ажратилган. Нолинчи ҳолат учун бошланғич шартларга кўра $J_{\Sigma 0}$, $T_0 = J_{\Sigma 0}\omega_0^2/2$, $M_{\omega 0}$ катталикларни аниқлаш осон бўлади (4.17-расмга ва 4.19-расм, *а* га қаранг). Биринчи ҳолат учун $\varphi_1 = \varphi_0 + \Delta\varphi$ ни аниқлаш мумкин, φ_1 бурчакка кўра эса $J_{\Sigma 1}$ катталик аниқланади (4.17-расм).

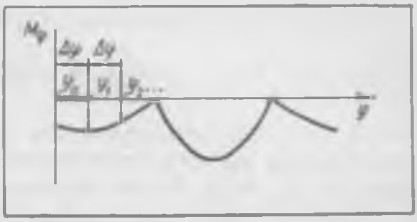
0-1 оралиқ учун, яъни $\varphi_0 - \varphi_1$ учун (4.39) ҳаракат тенгламасини ёзамиз:

---

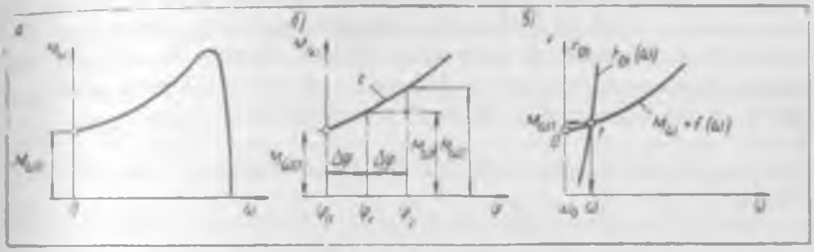
* Умумий ҳолда $M_\omega(\omega)$ графиги фақат битта эгри чизиқни эмас, балки φ параметрли эгри чизиқлар оиласини, яъни $M_\omega(\varphi, \omega)$ ни билдиради.



4.17- расм



4.18- расм



4.19- расм

$$\frac{J_{\Sigma 1}\omega_1^2}{2} - \frac{J_{\Sigma 0}\omega_0^2}{2} = A_{\varphi 01} + A_{\omega 01}. \qquad (4.40)$$

$A_{\varphi 01}$ ишни $M_{\varphi}(\varphi)$ боғлиқликни *0- 1* оралиқда интеграллаш билан аниқлаймиз (4.18- расм). $A_{\omega 01}$ ишни қуйидагича аниқлаймиз. Ҳаракат жараёнида ω тезлик ўзгарганлиги сабабли, 4.19-расм, *a* да кўриниб турганидек, келтирилган момент M_{ω} ҳам ўзгаради. Ҳар бир янги ҳолатда бошланғич бўғиннинг тезлиги ω ва келтирилган момент M_{ω} ҳозирча номаълум бўлган янги қийматларга эга бўлади. Бироқ унча катта бўлмаган *0- 1* оралиқда φ бурчак катталашиши билан M_{ω} момент чизиқли ўзгаради ҳамда оралиқ охирида қандайдир $M_{\omega 1}$ қийматга эга бўлади, деб тақрибан қабул қилиш мумкин (4.19-расм, *б*); шу сабабли

$$A_{\omega 01} \approx \frac{M_{\omega 0} + M_{\omega 1}}{2}\,\Delta\varphi. \qquad (4.41)$$

$\Delta\varphi$ оралиқ қанчалик кам олинган бўлса, яқинлаштиришда ҳатто шунчалик кам бўлади.

(4.41) формуладаги $A_{\omega 01}$ катталикни (4.40) тенгламага қўямиз. У ҳолда

$$\frac{J_{\Sigma 1}\omega_1^2}{2} - T_0 = A_{\varphi 01} + \frac{M_{\omega 0} + M_{\omega 1}}{2}\,\Delta\varphi.$$

Бундан

$$\frac{J_{\Sigma 1}}{\Delta\varphi}\,\omega_1^2 - \left(\frac{2T_0}{\Delta\varphi} + M_{\omega 0} + \frac{2A_{\varphi 01}}{\Delta\varphi}\right) = M_{\omega 1}. \qquad (4.42)$$

Қавс ичидаги йиғиндини B ҳарфи билан белгилаймиз;

$$B_{01} = -\frac{2T_0}{\Delta\varphi} + M_{\omega 0} + \frac{2A_{\varphi 01}}{\Delta\varphi}. \qquad (4.43)$$

У ҳолда тенглама узил-кесил ҳисоблаш учун ушбу кўринишга келади:

$$\frac{J_{\Sigma_1}}{\Delta\varphi}\omega_1^2 - B_{01} = M_{\omega 1}. \qquad (4.44)$$

(4.43) ва (4.44) тенгламалардаги $M_{\omega 0}$, $M_{\omega 1}$ ва $A_{\varphi 01}$ катталикларнинг ишораларини ҳисобга олиш лозимлигини эслатиб ўтамиз. Қурилаётган мисолда $A_{\varphi 01} < 0$; бундан ташқари $T_0 = 0$, чунки $\omega_0 = 0$.

Юқорида айтиб ўтилганидек $\Delta\varphi$ оралиқни белгилаб олгандан сўнг $J_{\Sigma 1}$ ни ва B_{01} катталикнинг ҳамма қўшилувчиларини аниқлаш мумкин бўлади. Мазкур оралиқ учун бу катталик мутлақо аниқ бўлади ва бурчак тезлик ω га боғлиқ бўлмайди. Бинобарин (4.44) тенгламада фақат ω_1 ва $M_{\omega 1}$ катталиклар номаълум бўлади. Бунда $M_{\omega 1}$ $M_{\omega}(\omega)$ муносабат орқали ω_1 билан қатъий боғланган бўлади (4.19-расм, *а*). Шу сабабли (4.44) тенгламани $M_{\omega} = f(\omega)$ хусусиятига $\frac{J_{\Sigma 1}}{\Delta\varphi}\omega^2 - B_{01} = F_{01}(\omega)$ функция графигини қўйган ҳолда график усулда ечиш мумкин (4.19-расм, *в*).

Агар $M_{\omega} = f(\omega)$ хусусият формула кўринишида берилган бўлса, у ҳолда (4.44) тенгламани аналитик усулда ечиш мумкин. Биринчи *0-1* оралиқ охиридаги ω_1 ни аниқлаб бўлгандан сўнг иккинчи *1-2* оралиққа ўтамиз. Унинг учун ҳисоблаш тенгламаси қуйидагича бўлади:

$$\frac{J_{\Sigma_2}}{\Delta\varphi}\omega_2^2 - B_{12} = M_{\omega 2}, \qquad (4.45)$$

бунда

$$B_{12} = -\frac{2T_1}{\Delta\varphi} + M_{\omega 1} + \frac{2A_{\varphi 12}}{\Delta\varphi}. \qquad (4.46)$$

Янги тенглама ω_2 га нисбатан ўша усул билан ечилади.

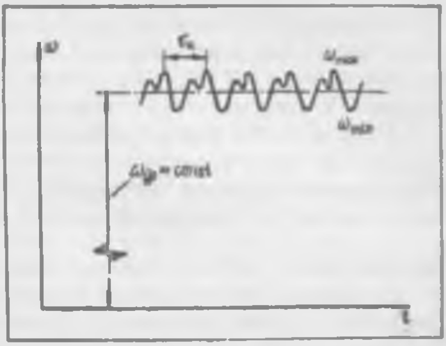
φ бурчакларнинг ҳамма оралиқларидан кетма-кет ўтган ҳолда ω бурчак тезликнинг қатор қийматларини ҳосил қилиб, улар бўйича изланаётган $\omega = \omega(\varphi)$ тезликнинг ўзгариш қонуни графигини ясашимиз мумкин.

Олдинги параграфларда механизмларининг эркинлиги даражаси битта бўлган машинали агрегатларда содир бўлувчи динамик жараёнлар кўриб чиқилган эди. Ҳозирча анчагина кам учрайдиган, эркинлик даражаси иккита ва ундан кўп бўлган механизмлар динамикаси эндигина ишлаб чиқилмоқда. Ушбу соҳадаги мавжуд янгиликлар билан [4.6] китоблар орқали танишиш мумкин.

4.9-§. Барқарорлашган тартиб. Механизм ҳаракатининг нотекислиги.

Механизм ҳаракатининг барқарорлашган тартибига ўтамиз. Илгаригидек, механизмларининг эркинлик даражаси битта бўлган ма-

шинали агрегатларни кўриб чиқамиз. Бундай механизмлар учун барқарорлашган ҳаракат деб шундай ҳаракатга айтиладики, бунда бошланғич бўғиннинг тезлиги (умумлашган тезлиги) вақтнинг *даврий функцияси* бўлади. Барқарорлашган ҳаракатнинг $\omega(t)$ графиги (тахограммаси) 4.20-расмда келтирилган. Кўриниб турибдики, бурчак тезлик ω қандайдир ўзгармас ўртача қийматига нисбатан даврий равишда ўзгариб туради.



4.20- расм

4.1 ва 4.4-§ ларда кўпгина машиналарда механизмларга қўйилган кучлар, шунингдек келтирилган инерция моменти J_Σ *даврий равишда* ўзгариши кўрсатиб ўтилди. Бунинг устига агар *ҳамма кучлар ишларининг йиғиндиси уларнинг таъсир қилиш даврида нолга тенг бўлса*, у ҳолда механизм бошланғич бўғинининг бурчак тезлиги ҳам албатта даврий тарзда ўзгаради. Юқорида кўрсатиб ўтилган шартлар барқарорлашган тартибни сақлаб туриш учун зарур ва етарлидир.

Бошланғич бўғин тезлиги (механизмнинг умумлашган тезлиги) нинг ўзгариш даври барқарорлашган ҳаракат цикли ёки қисқача цикл дейилади. Цикл вақти $\tau_ц$ кучнинг таъсир этиш даврига тенг ёки унга каррали бўлади. Шу сабабли барқарорлашган тартибда цикл жараёнида ҳамма кучлар бажарган ишларнинг йиғиндиси нолга тенг бўлади:

$$\Sigma A_ц = 0. \tag{4.47}$$

Оғирлик кучларининг цикл давомида бажарган иши нолга тенг бўлганлиги сабабли, цикл давомида ҳаракатлантирувчи кучларнинг бажарган ишлари қаршилик кучларининг бажарган ишларига тенг бўлгандагина (модуль бўйича) (4.47) тенглик бажарилади:

$$A^{ц}_{х} = \left| A^{ц}_{х} \right|. \tag{4.48}$$

(4.47) ёки (4.48) ишлар тенгламаси барқарорлашган тартибнинг асосий энергетик тенгламаси бўлади. Ундан [(4.26) тенгламага қаранг] кўринадики, цикл давомида механизмнинг кинетик энергияси ошмайди:

$$T_{охир} = T_{бошл},$$

бинобарин, бошланғич бўғиннинг бурчак тезлиги цикл бошланишида ва охирида бир хил қийматга эга бўлади.

Шундай қилиб, барқарорлашган тартибда бошланғич бўғиннинг бурчак тезлиги ω ўртача ҳисобда ўзгармас бўлиб қолса ҳам, бироқ цикл ичида энг катта ω_{max} қийматдан энг кичик ω_{min} қийматлар оралиғида ўзгаради (4.20- расм). Айланиш нотекислиги **нотекислик коэффициенти** билан баҳоланади:

$$\delta = (\omega_{max} - \omega_{min}) / \omega_{ўр}, \tag{4.49}$$

бунда $\omega_{ўр}$ — цикл давомидаги ўртача тезлик. (4.29) тенгламадан кўриниб турибдики, δ — тезлик ўзгаришининг унинг ўртача қийматига нисбатан четлашувини ифодалайди. δ қанча кам бўлса, тезликнинг ўзгариши шунча кам бўлиб, бошланғич бўғин шунчалик равон айланади. $\omega_{ўр}$(*рад/с*) катталик $\omega_{ўр} = 2\pi n$ формула ёрдамида ҳисобланади, бунда n — бошланғич бўғиннинг айланиш частотаси, $с^{-1}$.

Ҳар бир турдаги машиналар учун амалда синовдан ўтган нотекислик коэффициенти $[\delta]$ нинг рухсат этилган ўз қиймати мавжуд, масалан, металл қирқувчи дастгоҳлар учун у 1/25 — 1/50 га, йигирув машиналари учун 1/50 — 1/100 га, электр генераторларнинг дизелли юритмалари учун 1/100 — 1/200 га тенг.

Нотекислик коэффициенти *жуда кичик қиймат* бўлганидан бурчак тезликнинг ўртача қийматини унинг энг катта ва энг кичик қийматларидан олинган ўртача арифметик қийматга тенг қилиб олиш мумкин:

$$\omega_{ўр} = (\omega_{max} + \omega_{min})/2. \qquad (4.50)$$

(4.49) ва (4.50) тенгламаларни биргаликда ечиб энг катта ва энг кичик тезликнинг қийматлари аниқланади:

$$\omega_{max} = \omega_{ўр}(1 + \delta/2), \qquad \omega_{min} = \omega_{ўр}(1 - \delta/2). \qquad (4.51)$$

(4.51) тенгламалардан кўриниб турганидек, ω_{max} ва ω_{min} қийматларининг $\omega_{ўр}$ қийматдан фарқи $\omega_{ўр}$ га нисбатан олинганда $\pm\delta/2$ бўлади, яъни одатда ± 2 % дан ошмайди.

Жуда кўп машиналар (дастгоҳлар, пресслар, прокат станлари ёғоч арралаш рамалари, тўқув машиналари, электр энергияси генераторлари, компрессорлар, насослар ва ҳоказо) барқарорлашган тартибда ишлайди. Ушбу машиналарнинг ишлаши учун энг яхши шароит машиналар бош валининг (одатда бошланғич бўғин сифатида қабул қилинадиган) мутлақо бир текис айланишидир. Бош вал тезлигининг ўзгариб туриши қўшимча динамик юкланишни вужудга келтиради, натижада машинанинг хизмат муддати ва ишончлилиги камаяди. Бунинг устига тезликнинг ўзгариб туриши машинадаги иш жараёнини ёмонлаштиради. Бинобарин, тезликнинг ўзгаришини батамом йўқотиш мумкин бўлмаганлиги сабабли имкон борича унинг кўламини камайтиришга ҳаракат қилиш зарур. Бошқача айтганда, нотекислик коэффициенти δ нинг қийматини мумкин қадар камайтиришга интилиш керак. Бу масалани қандай ҳал этиш мумкинлигини кўриб чиқамиз.

Механизмнинг ҳамма бўғинлари инертликка эга. Физикадан маълум бўлган бу хусусиятнинг моҳияти қуйидагича: моддий жисм қанчалик инерт бўлса, қўйилган кучлар таъсирида унинг тезлиги шунчалик секин ўзгаради. Шу сабабли машина бош валининг циклик нотекислик билан айланиши талаб қилинадиган қийматдан ошиб кетмаслиги учун ушбу валнинг ҳамда у билан бикр боғланган деталларнинг инертлилиги етарли даражада катта бўлишини таъминлаш лозим. Бунинг учун машинанинг бош валига м а х о в и к деб аталадиган ва оғир тўғинли ғилдирак кўринишида ишланган қўшимча юк ўрнатилади. Унинг инерция моментини танлаш орқали машина бош валининг белгиланган нотекислик коэффициенти $[\delta]$ билан айланиши таъминланади.

Шундай қилиб, маховикнинг асосий вазифаси бурчак тезликнинг ўзгаришини белгиланган нотекислик коэффициенти [δ] қиймати доирасида чеклаб туришдан иборат. Берилган ҳаракат шартларига кўра (яъни белгиланган [δ] қийматига кўра) маховикнинг инерция моментини аниқлаш машинани лойиҳалаш жараёнида амалга ошириладиган ва уни *динамик синтез* қилиш масалаларидан бири бўлади.

4-10-§. Барқарорлашган тартиб. Мерцалов усули бўйича динамик синтез ва таҳлил қилиш

Механизмнинг кинематик схемаси берилган бўлсин. Бошланғич бўғин сифатида механизмнинг узлуксиз равишда айланма ҳаракат қилувчи бош валини танлаймиз. Ҳамма бўғинлар массаларини келтирамиз ва уларни икки группага ажратамиз. I группага албатта бошланғич бўғинни ва унга маҳкамланган маховикни, шунингдек бошланғич бўғин билан ўзгармас узатиш нисбатлари орқали боғланган ҳамма бўғинларни киритамиз, II группага қолган ҳамма бўғинлар киради. Масалан, 44-§ да кўрилган мисолда (4.9-расм) I группани бошланғич бўғин *1* ва бўғин *4* (чунки u_{41} = const), II группани бўғинлар *2* ва *3* ташкил қилади. I группа бўғинларининг келтирилган инерция моментлари ўзгармас катталиклар, II группаники эса ўзгарувчан катталиклар эканлигига эътиборни жалб этамиз [(4.22) — (4.25) тенгламалар].

Бутун механизмнинг келтирилган инерция моменти J_Σ ни қуйидаги тарзда ёзамиз:

$$J_\Sigma = J_{\rm I} + J_{\rm II}, \tag{4.52}$$

бунда $J_{\rm I}$ = const, $J_{\rm II}$ = var. [δ] нинг берилган қийматини таъминлаш учун зарур бўлган I группа бўғинларининг келтирилган инерция моментини аниқлайдиган ҳисоблаш формуласини тузамиз.

I группа бўғинларининг кинетик энергияси қуйидагича ифодаланади: $T_{\rm I} = \frac{1}{2} J_{\rm I}\omega^2$. Цикл ичида ω бурчак тезлик ω_{max} ва ω_{min} қийматлари оралиғида ўзгариб туради (4.20-расм), шунга кўра кинетик энергия $T_{\rm I}$ ҳам ўзининг энг катта $\left(T_{\rm I\,max} = \frac{1}{2} J_{\rm I}\,\omega^2_{max}\right)$ қийматидан энг кичик $\left(T_{\rm I\,min} = \frac{1}{2} J_{\rm I}\omega^2_{min}\right)$ қийматигача ўзгариб туради. $J_{\rm I}$ инерция моменти ўзгармас қийматга эга бўлиб, у механизмнинг ҳолатига боғлиқ эмаслигини айтиб ўтамиз.

I группа бўғинлари кинетик энергиясининг энг катта ўзгаришини аниқлаймиз: $\Delta T_{\rm I\,э.к} = T_{\rm I\,max} - T_{\rm I\,min}$. $T_{\rm I\,max}$ ва $T_{\rm I\,min}$ қийматларини ўрнига қўйиб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$\Delta T_{\rm I\,э.к} = \frac{J_{\rm I}\,\omega^2_{max}}{2} - \frac{J_{\rm I}\,\omega^2_{min}}{2} = \frac{J_{\rm I}}{2}\,(\omega^2_{max} - \omega^2_{min}) =$$

$$= J_{\rm I}\omega_{ўр}\,\frac{\omega_{max} + \omega_{min}}{2}\cdot\frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{ўр}}.$$

(4.49) ва (4.50) формулалардан фойдаланиб ушбуга эга бўламиз:

$$\Delta T_{I\ э.к} = J_I \omega_{ўр}^2 \delta,$$

ёки изланаётган J_I катталикка нисбатан ечиладиган бўлса,

$$J_I = \frac{\Delta T_{I\ э.к}}{\omega_{ўр}^2 [\delta]} . \qquad (4.53)$$

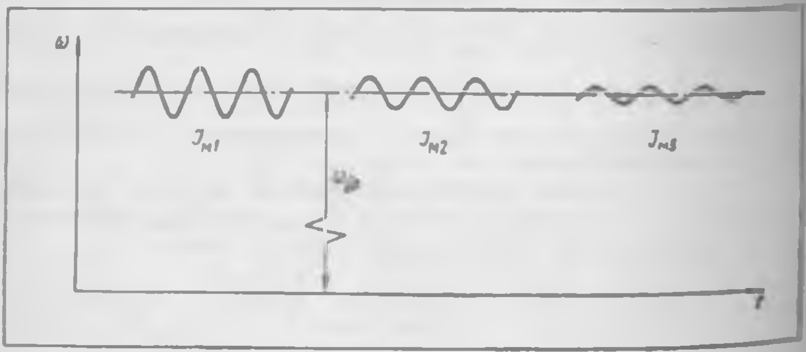
(4.53) формула бошланғич бўғиннинг [δ] коэффициент орқали фойдаланадиган, белгиланган нотекислик билан айланишини таъминлаш учун зарур бўладиган I группа бўғинларининг келтирилган инерция моментини аниқлаш учун ҳисоблаш формуласидир. [δ] нинг берилган қиймати қанчалик кичик, яъни бошланғич бўғин қанчалик равон айланиши лозим бўлса ва, бинобарин, унинг бурчак тезланиши қанчалик паст бўлиши керак бўлса, зарур инерция моменти J_I шунчалик катта ҳамда маховик шунчалик сғир бўлиши даркор. 4.21-расмда битта машинага турли маховиклар ўрнатган ҳолда ($J_{м1} < J_{м2} < J_{м3}$) олинган учта тахограмма кўрсатилган.

Нотекислик коэффициенти [δ] ҳамда бурчак тезлик $\omega_{ўр} = 2\pi n$ ни ҳисоблаш учун зарур бўлган айланишлар частотаси n лойиҳалаш чоғида берилган бўлади. $\Delta T_{I\ э.к}$ ни аниқлашнинг бир қанча усуллари мавжуд. Н. И. Мерцалов таклиф этган энг содда ва яққол усулни кўриб чиқамиз. Шуни айтиб ўтиш лозимки, Мерцалов усули бўйича ясалган $T_I(\varphi)$ диаграммасидан динамик таҳлил қилишда ҳам фойдаланилади.

Даставвал динамик синтез масаласини кўриб чиқамиз, яъни берилган нотекислик коэффициенти [δ] га кўра J_I нинг керакли қийматини аниқлаймиз.

Механизмдаги ҳамма ҳаракатланувчи бўғинларнинг кинетик энергияси T иккита ташкил этувчи: T_I ва T_{II} лардан иборат бўлади: $T = T_I + T_{II}$. Бундан

$$T_I = T - T_{II}. \qquad (4.54)$$



4,21-расм

Кинетик энергия T ни (4.26) формулага асосан ифодалаймиз:

$$T = \sum A + T_{бошл}, \qquad (4.55)$$

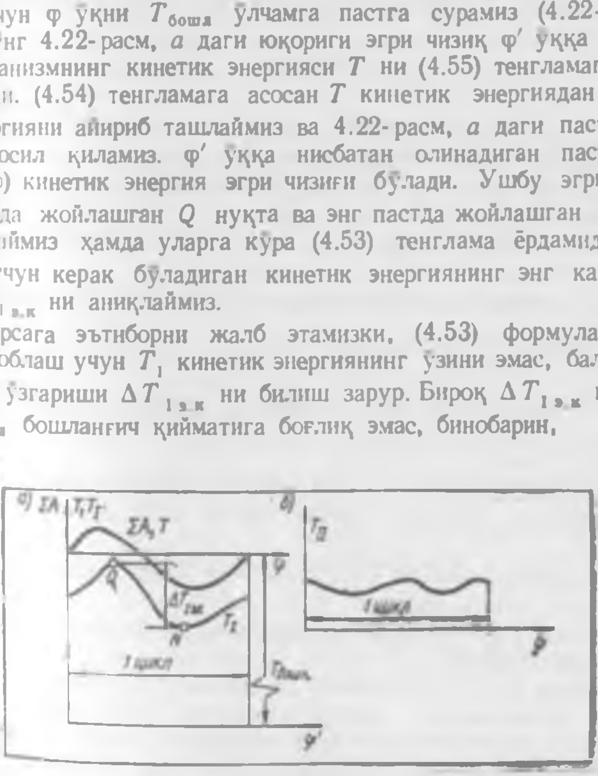
у ҳолда

$$T_{I} = \sum A + T_{бошл} - T_{II}. \qquad (4.56)$$

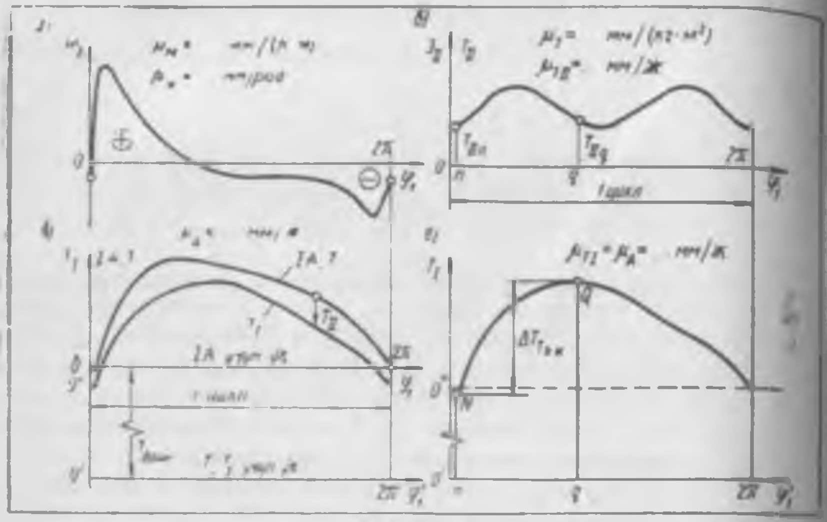
(4.56) тенгламага асосан битта тўла цикл учун $T_{I}(\varphi)$ диаграммаси ясалади ҳамда ушбу диаграммага кўра динамик синтез қилишни ҳисоблашда қўлланиладиган (4.53) формуладаги $\Delta T_{I\,э.к}$ катталик аниқланади.

Айтилганларни графиклар орқали тасвирлаймиз. Келтирилган инерция моментлари ўзгарувчан бўлган II группа бўғинларининг, яъни келтирилган инерция моментлари ўзгарувчан бўғинларнинг $\sum A(\varphi)$ диаграммаси (4.22- шакл, *а* даги φ ўққа нисбатан ясалган юқориги эгри чизиқ) ва кинетик энергия диаграммаси $T_{II}(\varphi)$ берилган бўлсин. (4.56) тенгламага асосан ишлар йиғиндиси $\sum A$ га цикл бошланишидаги бутун механизмнинг кинетик энергияси $T_{бошл}$ ни қўшамиз. Бунинг учун φ ўқни $T_{бошл}$ ўлчамга пастга сурамиз (4.22- расм, *а*), шундан сўнг 4.22- расм, *а* даги юқориги эгри чизиқ φ' ўққа нисбатан бутун механизмнинг кинетик энергияси T ни (4.55) тенгламага асосан тасвирлайди. (4.54) тенгламага асосан T кинетик энергиядан T_{II} кинетик энергияни айириб ташлаймиз ва 4.22- расм, *а* даги пастки эгри чизиқни ҳосил қиламиз. φ' ўққа нисбатан олинадиган пастки эгри чизиқ $T_{I}(\varphi)$ кинетик энергия эгри чизиғи бўлади. Ушбу эгри чизиқда энг юқорида жойлашган Q нуқта ва энг пастда жойлашган N нуқтани белгилаймиз ҳамда уларга кўра (4.53) тенглама ёрдамида J_{I} ни аниқлаш учун керак бўладиган кинетик энергиянинг энг катта ўзгариши $\Delta T_{I\,э.к}$ ни аниқлаймиз.

Шу нарсага эътиборни жалб этамизки, (4.53) формулага асосан J_{I} ни ҳисоблаш учун T_{I} кинетик энергиянинг ўзини эмас, балки унинг энг катта ўзгариши $\Delta T_{I\,э.к}$ ни билиш зарур. Бироқ $\Delta T_{I\,э.к}$ нинг қиймати $T_{бошл}$ бошланғич қийматига боғлиқ эмас, бинобарин,



4.22- расм.



4.23- расм

$\Delta T_{I\,э.к}$ ни аниқлаш учун $T_{бошл}$ қийматини билиш, яъни силжитилган φ' абсцисса ўқининг ҳолатини топиш шарт эмас.

Маховикнинг инерция моментини Мерцалов усули билан график тарзда аниқлаш тартибини тузиб чиқамиз:

куч ва моментлар келтирилади; келтирилган моментлар йиғиндиси диаграммаси $M_{\Sigma}(\varphi)$ ясалади (43-§ га қаранг);

график интеграллаш йўли билан $\sum A(\varphi)$ диаграммаси ясалади [(4.28) тенгламага қаранг];

массалар келтирилади, $J_{II}(\varphi)$ диаграммаси ясалади (4.4-§ га қаранг;

$T_{II} = \frac{1}{2} J_{II}\omega^2_{ўр}$ формулага асосан T_{II} кинетик энергия қиймати аниқланади ва $T_{II}(\varphi)$ диаграммаси ясалади;

(4.56) тенгламага асосан $T_I(\varphi)$ кинетик энергия диаграммаси ясалади (силжитилган абсцисса ўқининг ҳолати аниқланмайди) ва $\Delta T_{I\,э.к}$ аниқланади;

(4.53) тенгламага асосан J_I ҳисобланади ҳамда маховикнинг инерция моменти аниқланади.

Ҳисоблашни ЭҲМ ёрдамида рақамлар усули билан бажариш тартиби ҳам юқоридагидекдир.

4.23-расмда ИЁД маховигини Мерцалов усули бўйича ҳисоблаш графиклари тасвирланган. Электр генератор ИЁД учун таъминлаш манбаи бўлсин. Ҳисоблаш учун керак бўладиган механик хусусиятлар ҳолат функциялари тарзида берилади (4.3-расм ва 4.4-расм, *б*).

Ҳаракатлантирувчи F_x кучни ва $M_{к.м}$ қаршилик моментини келтириш 4.3-§ да кўрсатилган (4.8-расм, *а*, *б*). Маховик ўз вазифасини

фақат барқарорлашган тартибда бажарганлиги сабабли уни ҳисоблашда *асосий энергетик тенглама (4.48) шарти сўзсиз бажарилиши лозим:* $A_{ҳ}^{ц} = |A_{қ}^{ц}|$. Ушбу тенглама ҳаракатлантирувчи кучлар ва қаршилик кучлари бажарган ишлар орасида мазкур $\int_0^{2\pi} M_{ҳ} d\varphi_1 = \int_0^{2\pi} |M_{қ}| d\varphi_1$ муносабатнинг бўлишини талаб қилади. Бундан $M_{қ} = \text{const}$ эканлиги ҳисобга олган ҳолда ушбуни ҳосил қиламиз:

$$|M_{қ}| = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M_{ҳ} d\varphi_1 .$$

$|M_{қ}|$ ни ҳисоблаб бўлгач, $M_{\Sigma} = M_{ҳ} + M_{қ}$ ни аниқлаш зарур (4.8-расм, *д* ва 4.23-расм, *а*)*. 4.23-расм, *а* да абсцисса ўқи устида ва остида жойлашган юзаларнинг ўзаро тенглиги ҳамда 4.23-расм, *б* да эса цикл охирида $\sum A$ эгри чизиқ ординатасининг нолга тенглиги тартибнинг барқарорлашганлиги аломатларидир.

Олинган мисолдаги механизм (4.6 расм, *а*) 4.4-§ да кўрилган механизм каби бўлганлиги сабабли (4.22) — (4.25) формулалардан фойдаланган ҳолда, I группага бўғинлар *1* ва *4*, II группага бўғинлар *2* ва *3* (параграфнинг бошланишига қаранг) киради, деган хулосага келамиз. $J_{II} = J_2^{кел} + J_3^{кел}$ келтирилган инерция моменти графиги 4.23-расм, *в* да кўрсатилган.

T_{II} кинетик энергия $T_{II} = \frac{\omega_1^2}{2} J_{II}$ тенгламадан аниқланади. Ҳозирча динамик синтез масаласи тугаллангани йўқ, ω_1 нинг ҳозирги аниқ қиймати маълум эмас. Бироқ нотекислик коэффициенти кичик бўлганлиги туфайли $\omega_1 \approx \omega_{ўр}$ тахминий тенглик ўринлидир (4.9-§ га қаранг). Шу сабабли $T_{II} \approx \frac{\omega_{ўр}^2}{2} J_{II}$ деб қабул қилса бўлади. $\omega_{ўр}^2/2 = \text{const}$ бўлганлиги сабабли $J_{II}(\varphi_1)$ графиги айни вақтнинг ўзида бошқа масштабда чизилган $T_{II}(\varphi_1)$ графиги ҳам бўла олади (4.23-расм, *в*), масштаблар орасидаги муносабат мана бундай: $\mu_{T\,II} = 2\mu_J/\omega_{ўр}^2$. Шундай қилиб, Мерцалов усули, қатъий айтилганда, аниқ усул эмас, бироқ хатоси кичик бўлганлиги сабабли амалий ҳисоблашлар учун яроқлидир.

T_{II} жуда ҳам аниқ ҳисобланмаганлиги сабабли $T_I(\varphi_1)$ графигида (4.23-расм, *б* ва 4.23-расм, *г*), шунингдек кинетик энергиянинг энг катта ўзгариши $\Delta T_{Iэ.к}$ да (4.23-расм, *г*) маълум даражада хато бўлади. $[\delta] > 0{,}10$ бўлганда $\Delta T_{Iэ.к}$ катталикка Д. Н. Лукичев таклиф этган формулага асосан аниқлик киритиш мумкин: $\Delta T_{Iэ.к}^* = \Delta T_{Iэ.к} - [\delta](T_{II_н} + T_{II_г})$ (қ: *Лукичев Д. М.* Расчет маховика машины. — Воп-

---

* Барқарор тартибни тадқиқ этишда циклнинг бошланиши бошлангич бўғиннинг исталган ҳолатида танланиши мумкин; бошлангич (нолинчи) ҳолат қилиб поршень 3 ўнг четка вазиятни эгаллайдиган ҳолатни танлаймиз (4.6-расм, *а* ва 4.3-расм).

росы теории механизмов и машин, 1953, 23-сони). Ушбу формулалардаги T_{IIn} ва T_{IIq} — кинетик энергиянинг механизмнинг шундай n ва q ҳолатларидаги қийматларики, бу ҳолатларда T_1 кинетик энергия чизиғи ўзининг энг четки экстремумларидан ўтади.

$\Delta T_{1э.к}$ ни аниқлаб бўлгач, барқарорлашган тартибда динамик синтез қилиш формуласига (4.53) асосан J_1 ни, сўнгра J_{max} ни ҳисоблаймиз. Кўп ҳолларда маховикнинг инерция моменти J_{max} қолган I группа бўғинларнинг қолган инерция моментларига нисбатан катта бўлади. Шу сабабли T_1 кинетик энергиянинг ҳар қандай ўзгариши асосан маховикнинг кинетик энергияси ўзгариши ҳисобига амалга ошади.

Маховикнинг вазифасини кўриб чиқамиз. Газнинг ёниши жараёнида (4.3-расм) ИЁД генератор истеъмол қиладиганидан кўпроқ энергия ишлаб чиқаради. Унинг ортиқчаси T_1 ни (4.23-расм, *г* даги *NQ* қисм), яъни аввало маховикнинг кинетик энергиясини кўпайтиришга сарфланади. Газларнинг сиқилиш жараёни вақтида сиқиш ишларини бажариш учун ИЁД ўзи энергияни истеъмол қилади. Бу вақтда генератор ИЁД валидан энергия олишда давом этади. Энергиянинг бу иккала сарфи T_1 ни (4.23-расм, *г* даги *QN* қисм) камайтириш ҳисобига, яъни асосан маховикнинг кинетик энергиясини камайтириш ҳисобига қопланади.

Шундай қилиб, двигатель ортиқча иш бажарган пайтда маховик кинетик энергияни *тўплайди*, бошқа вақтда эса унинг бир қисмини *қайтиб беради*. J_{max} (бинобарин, J_1 ҳам) қанча кўп бўлса, маховикнинг энергияни тўплаш хусусияти шунча юқори, энергия оқимининг ўзгаришидаги ω_1 нинг ўзгариши шунча кам бўлади, машинали агрегатнинг вали шунчалик равон ишлайди; буни δ га нисбатан (4.53) тенгламадан кўриш мумкин:

$$\delta = \frac{\Delta T_{1э.к}}{\omega_{ўр}^2 J_1}.$$

Юқорида нотекислик коэффициенти [δ] белгилаб берадиган ҳаракат шартининг амалга ошишини таъминловчи маховикнинг инерция моменти J_{max} ни аниқлашдан иборат бўлган динамик синтез масаласининг ечилиши баён қилинганди. Энди тескари масалани — динамик таҳлил масаласини ечамиз: механизмнинг ҳамма хусусиятлари, шу жумладан, J_{max} ҳам маълум, ҳаракат қонунини ва δ нинг ҳақиқий қийматини аниқлаш талаб қилинади. Бундай масала ҳам Мерцалов усули бўйича ясаладиган $T_1(\varphi)$ диаграммасини қўллаб ечилади (4.23-расм).

$T_1(\varphi_1)$ эгри чизиқнинг бошланғич O'' нуқтаси орқали ўқ чизиғини ўтказамиз (4.23-расм, *г* да штрихлар билан кўрсатилган). Ушбу янги ўққа нисбатан эгри чизиқ қуйидагича ифодаланадиган кинетик энергия ΔT_1 нинг ўзгаришини тасвирлайди:

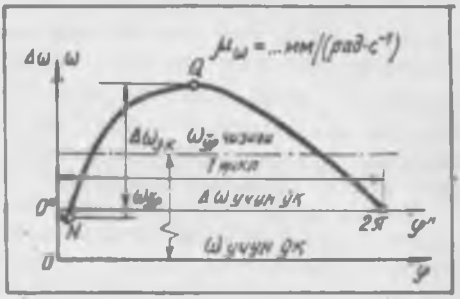
$$\Delta T_1 = T_1 - T_{1бошл} = \frac{J_1\omega^2}{2} - \frac{J_1\omega_{бошл}^2}{2} =$$

$$= J_1\frac{\omega + \omega_{бошл}}{2}(\omega - \omega_{бошл}).$$

Бошланғич бўғиннинг айланиш нотекислиги камлиги олдиндан маълум бўлгани учун тахминан $(\omega + \omega_{бошл})/2 \approx \omega_{ўр}$ қилиб олиш мумкин. У ҳолда $\omega - \omega_{бошл} = \Delta\omega$ белгилашни қабул қилган ҳолда ушбуни ҳосил қиламиз:

$$\Delta J_1 \approx J_1 \omega_{ўр} \Delta\omega.$$

Бироқ, $J_1 \omega_{ўр} = \text{const}$. Бинобарин, нотекислик коэффициенти δ нинг қиймати кичик бўлган барқарорлашган тартибда кинетик энергия ΔT_1 нинг ўзгариши тахминан бошланғич бўғин бурчак тезлигининг ўзгаришига мутаносиб бўлади. Шу сабабли 4.23-расм, *г* даги эгри чизиқ бир вақтнинг ўзида $\Delta T_1(\varphi)$ ни ҳам, $\Delta\omega(\varphi)$ ни ҳам, аммо турли масштабларда ифодалайди. Масштаблар орасидаги нисбат мана бундай: $\mu_\omega = \mu_{T1} J_1 \omega_{ўр}$. $\Delta\omega(\varphi)$ графиги 4.24-расмда тасвирланган.



4.24- расм

Нотекислик коэффициенти δ қуйидаги формуладан аниқланади:

$$\delta = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{ўр}} = \frac{\Delta\omega_{ц.к}}{\omega_{ўр}}.$$

Барқарорлашган тартибдаги бошланғич бўғиннинг бурчак тезланиши ε (4.33) тенгламага кўра ҳисобланади; бу тенгламада $J_\Sigma = J_I + J_{II}$. M_Σ ва J_{II} ларнинг қиймати тегишли диаграммалардан олинади (4.23-расм, *а*, *в*); $\omega \approx \omega_{ўр}$. $\frac{dJ_\Sigma}{d\varphi} = \frac{dJ_{II}}{d\varphi}$ ҳосила, 4.5-§ да кўрсатилганидек, $J_{II}(\varphi)$ функцияни график дифференциаллаш орқали аниқланади ($J_I = \text{const}$ бўлгани учун). M_Σ ва $\frac{dJ_{II}}{d\varphi}$ катталикларнинг ишораси ҳисобга олиниши керак.

Бошланғич бўғиннинг бурчак тезланишини қуйидагича ифодалаш ҳам мумкин:

$$\varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi}\,\frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\omega}{d\varphi}\,\omega.$$

У ҳолда ε график ёки рақамли дифференциаллашни қўллаган ҳолда $\omega(\varphi)$ диаграммасидан (4.24-расм) аниқланади.

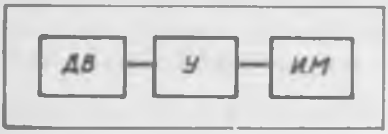
4.11-§. Барқарорлашган тартиб. Таъсир этувчи кучларга тезликнинг таъсирини ҳисобга олган ҳолда динамик таҳлил ва синтез қилиш

4.10-§. да айтиб ўтилган Мерцалов усули билан динамик таҳлил ҳамда синтез қилишнинг ўзига хос хусусияти шундаки, бунда таъсир этувчи куч ва моментларга тезликнинг таъсири ҳисобга олинмайди.

Чунончи, ИЁД учун маховик лойиҳалаш мисолида (4.10-§ га қаранг) электр генераторнинг қаршилик моменти $M_{\text{қ.м}}$ (ω) хусусият кўринишида эмас (4.2-расм), балки $M_{\text{қ.м}}$ (φ) хусусият (4.4-расм, *б*) кўринишида берилган эди. Динамика синтез қилишнинг баъзи бошқа усулларида (масалан, Артоболевский, Виттенбауэр усулларида [1, 2] ҳам тезликнинг таъсири эътиборга олинмайди.

Тезликнинг куч ва моментларга таъсирини эътиборга олмаслик шу сабабли ҳам мумкинки, бошланғич буғиннинг айланиш нотекислиги камлиги туфайли унинг тезлиги ўртача қийматдан кўп ҳолларда $\pm 2\%$ дан ортиқ фарқ қилмайди (4.9-§ га қаранг). Шу сабабли, бошланғич буғинга қўйиладиган, тезликка боғлиқ равишда ўзгарувчи куч ва моментларнинг ўзгариши ҳам кам бўлгани учун уларни ҳисобга олмаслик мумкин.

Бироқ шундай машиналар ҳам мавжудки, уларда тезликнинг куч ва моментларга таъсири жуда сезиларли бўлади. Уларга, масалан, саноат электр юритмаларида кенг тарқалган асинхрон ва шунтли двигателлар киради. Ушбу машиналарнинг механик хусусиятлари (иш қисмидагиси) деярли вертикал тарзда жойлашган тўғри чизиқ кўринишида бўлади (4.1-расм ва 4.5-расм, *б*). Бу эса бурчак тезликнинг ҳатто унча катта бўлмаган ўзгариши ҳам ҳаракатлантирувчи моментнинг сезиларли ўзгаришига сабаб бўлишини билдиради. Шу сабабли моментнинг тезликка *жуда сезиларли даражада боғлиқлиги* динамик таҳлил ва синтез натижаларига таъсир кўрсатиши мумкин. Узатма *У* орқали боғланган асинхрон электр двигатель *ДВ* ва технологик иш машинаси *ИМ* дан ташкил топган агрегатни кўриб чиқамиз (4.25-расм). Иш машинасининг валини бошланғич буғин қилиб оламиз ва унга куч ва массаларни келтирамиз. Электр двигатель ва иш машинасининг келтириш амалга оширилгандан кейинги хусусиятлари (характеристикалари) 4.26-расм, *а* ва *б* да кўрсатилган.



4.25-расм

Двигатель хусусиятининг иш қисмини тўғри чизиқ билан ифодалаймиз:

$$M_{\text{х}} = A - B\omega. \tag{4.57}$$

(4.57) дан келиб чиқадики, ω тезликнинг ошиши ҳаракатлантирувчи моментнинг камайишига сабаб бўлади. 4.1-§ да двигателнинг бундай хусусияти ў з - ў з и д а н р о с т л а н и ш деб аталган эди. (4.57) га асосан *B* коэффициент қанчалик катта бўлса, ўз-ўзидан ростланиш шунчалик яққол бўлади. Шуни ҳам айтиб ўтамизки, электр двигатель моменти $M_{\text{х}} = \text{invar}(\varphi)$ га тенг (4.1-§ га қаранг).

Кўпгина технологик машиналарнинг қаршилик моменти $M_{\text{м}}$ φ бурчакка кўпроқ боғлиқ бўлиб (4.26-расм, *б*), ω га камроқ боғлиқдир. Шу сабабли $M_{\text{м}} = \text{invar}(\omega)$ деб оламиз. $M_{\text{м}}$ моментни икки қўшилув-

чидан: ўзгармас (constante) $M_{мс}$ ва ўзгрувчи (variable) $M_{мv}$ қўшилувчиларнинг йиғиндиси деб фараз киламиз:

$$M_м = M_{мс} + M_{мv}. \qquad (4.58)$$

$M_{мс}$ қўшилувчи иш машинаси моменти $M_м$ нинг цикл ичидаги ўртача қийматидир: $M_{мс} = M_{ўр} = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} M_м\,d\varphi = \text{const}$. Ўзгарувчи қўшилувчи фақат умумлашган φ координатанинг функциясидир: $M_{мv} = M_{Мv}(\varphi)$, бунда $\int_0^{2\pi} M_{мv}\,d\varphi = 0$.

Бутун машинали агрегатнинг келтирилган инерция моментини ҳам иккита қўшилувчидан иборат деб қараймиз (4.26- расм, *в*):

$$J_\Sigma = J_c + J_v, \qquad (4.59)$$

бунда $J_C = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} J_\Sigma\,d\varphi = \text{const}$. J_C га маховикнинг инерция моменти J_{max} қўшилувчи бўлиб киради. Ўзгарувчи қўшилувчи $J_v = J_v(\varphi)$*. Ҳаракат тенгламаси учун $dJ_\Sigma/d\varphi$ ҳосила керак бўлади. (4.59) тенгламага кўра $dJ_\Sigma/d\varphi = dJ_v/d\varphi$. Умумлашган φ координатанинг графиги бўлган $dJ_v/d\varphi = J'_v$ графиги 4.26- расм, *г* да кўрсатилган. $J_v = J_v(\varphi)$ даврий функция бўлганлиги учун $\int_0^{2\pi} J'_v\,d\varphi = 0$.

Машинали агрегатнинг ҳаракати тенгламасини дифференциал кўринишида ёзамиз [(4.31) тенгламага қаранг]:

$$J_\Sigma \frac{d\omega}{dt} + \frac{1}{2}\frac{dJ_\Sigma}{d\varphi}\omega^2 = M_х + M_м.$$

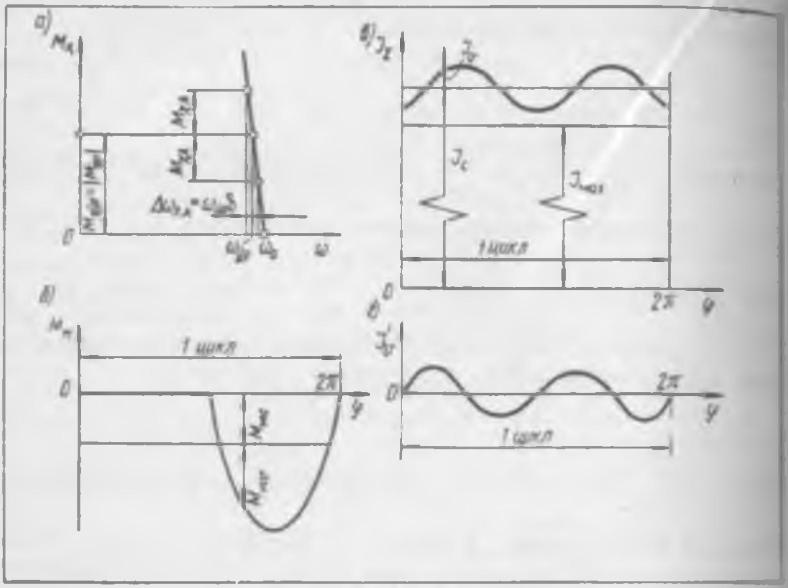
(4.57) — (4.59) тенгламаларни ҳисобга олган ҳолда бир қанча мураккаб бўлмаган ўзгартиришлардан сўнг ушбуни ҳосил қиламиз:

$$J_c\dot{\omega} + B\omega = (A + M_{ўр}) + (M_{мv} - J_v\dot{\omega} - \frac{1}{2}J'_v\omega^2). \qquad (4.60)$$

Иккиҳад $A + M_{ўр} = L_C$ ўзгармас катталикдир. Кўпҳад $M_{мv} - J_v\dot{\omega} - J'_v\omega^2/2 = L_v$ даврий бўлиб, φ га, яъни $L_v = L_v\varphi$ га ошкора боғлиқдир, L_v нинг цикл давомида ўзгариши бошланғич бўғин бурчак тезлиги ω нинг цикл ичида ўзгаришига сабаб бўлади. Шу сабабли $L_v(\varphi)$ ни мажбурловчи момент деб атаймиз. Иш машинаси қаршилик моменти $M_{мv}$ ўзгаришининг ҳамда бошланғич бўғин билан ўзгарувчан узатиш

---

* Шунга эътиборни жалб этиш лозимки, математик мулоҳазаларга кўра (4.59) тенгламада J_Σ ни иккита қўшилувчига ажратиш (4.52) тенгламага қараганда бошқачароқ амалга оширилган.



4.26- расм

нисбати орқали боғланган бўғинлар (ползунлар, шатунлар, коромисловлар, кулисалар ва ҳоказо) нотекис ҳаракатининг бошланғич бўғинининг ҳаракат қонунига таъсири ана шу мажбурловчи момент воситасида математик тарзда ифодаланади. Мажбурловчи момент иш машинасининг титраш активлигини белгилайди.

Механизм ҳаракатининг нотекислик коэффициенти кичик бўлганлиги учун $\omega \approx \omega_{ўр}$, бурчак тезланиш ε эса кичик катталик бўлади. Шу сабабли $L_v(\varphi)$ кўпҳадни кам хато билан бундай ёзиш мумкин:

$$L_v(\varphi) = M_{мо} - J'_v\,\omega^2_{ўр}/2.$$

Мажбурловчи момент $L_v(\varphi)$ ни Фурье қаторига ёямиз:

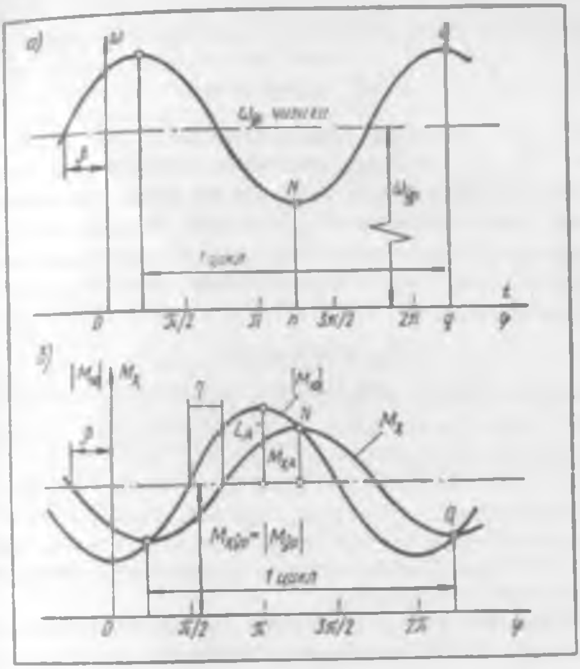
$$L_v(\varphi) = L_{v1}(\varphi) + L_{v2}(2\varphi) + L_{v3}(3\varphi) + \dots \quad (4.61)$$

Қаторда фақат 1-гармоника L_{v1} ни қолдирамиз, чунки одатда айнан унинг таъсири энг кучли бўлади. У ҳолда $L_v(\varphi) = L_A \cos\varphi$. Кичик нотекислик билан айланганда $\varphi \approx \omega_{ўр} t$ бўлгани учун

$$L_v(\varphi) = L_A \cos(\omega_{ўр} t) = L_v(t). \quad (4.62)$$

Динамик таҳлилга оид масалани ечамиз, яъни механизмнинг маълум хусусиятларига кўра унинг ҳаракат қонунини аниқлаймиз. Бунинг учун (4.60) тенгламага $L_v(t)$ ифодани қўямиз:

$$J_v\dot{\omega} + B\omega = (A + M_{ўр}) + L_A \cos(\omega_{ўр} t). \quad (4.63)$$



4.27- расм

Барқарорлашган тартиб учун (4.63) тенгламанинг ечими қуйидагича бўлади:

$$\omega = \omega_{ўр} + \frac{L_A \cos\beta}{J_c\ \omega_{ўр}} \sin(\omega_{ўр} t + \beta), \qquad (4.64)$$

бунда

$$\operatorname{tg}\beta = B/J_c\omega_{ўр}), \qquad (4.65)$$

$$\omega_{ўр} = (A + M_{ўр})/B. \qquad (4.66)$$

$M_{ўр} < 0$ эканлигини эслатамиз. Бурчак тезликнинг унинг ўртача қийматига нисбатан ўзгариш графиги 4.27- расм, *а* да тасвирланган.

(4.49) ва (4.64) тенгламалардан фойдаланиб иш машинаси валининг айланиш нотекислиги коэффициенти δ ни аниқлаймиз:

$$\delta = (\omega_{max} - \omega_{min})/\omega_{ўр} = 2L_A \cos\beta/(J_c\omega^2_{ўр}).$$

(4.65) тенгламадан фойдаланган ҳолда β бурчак косинусини аниқлаб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$\delta = 2L_A \Big/ \left(\omega_{ўр}\sqrt{(J_c\omega_{ўр})^2 + B^2}\right). \qquad (4.67)$$

(4.64) тенглама: $\omega = \omega(\varphi)$ ни билган ҳолда ҳаракатлантирувчи момент учун ифода тузамиз:

$$M_\chi = A - B\omega = (A - B\omega_{\bar{y}p}) - \frac{B_\chi \cos\beta}{J_c\ \omega_{\bar{y}p}} \sin(\varphi + \beta) = (A - B\omega_{\bar{y}p}) -$$

$$- M_{\chi A} \sin(\varphi + \beta). \qquad (4.68)$$

Шундай қилиб, цикл давомида ҳаракатлантирувчи момент ўзининг ўртача қиймати $M_{\chi.\bar{y}p} = A - B\omega_{\bar{y}p}$ донрасида гармоника қонуни бўйича ўзгаради. (4.66) дан фойдаланиб, ушбу ўртача қиймат қаршилик моментининг абсолют ўртача қиймати $|M_{\bar{y}p}|$ га тенг бўлади, деган хулосага келамиз. Дарҳақиқат, барқарор тартибда худди шуни кутиш лозим эди. Ҳаракатлантирувчи моментнинг ўзгариш амплитудаси $M_{\chi A}$ 4.26-расм, *а* дан осонгина аниқланади:

$$M_{\chi A} = \delta B \omega_{\bar{y}p} / 2. \qquad (4.69)$$

Фурье қаторидан (4.61) иккинчи (L_{v2}), учинчи (L_{v3}) ва бошқа гармоникаларни олиб ҳамда ҳамма ҳосил қилинган ечимларни алгебраик қўшиб ва суперпозиция принципидан фойдаланиб (4.64) ва (4.68) тенгламалар берадиган натижаларни аниқлаштириш мумкин. $\omega(\varphi)$ ва $M_\chi(\varphi)$ функциялар қўшилганидан сўнг энди гармоник функция ҳосил бўлмайди. Улар энди иш машинаси ва унинг механизмининг ўзига хос томонларини акс эттиради. ЭҲМ дан фойдаланилганда суперпозиция принципини татбиқ этиш қийинчилик туғдирмайди.

$L_v \approx L_{v1}$ бўлган ҳол учун бош валнинг айланма ҳаракати динамикасини кўриб чиқамиз. (4.63) тенгламани қуйидаги кўринишда ёзамиз:

$$J_c \dot{\omega} = M_\chi + (M_{\bar{y}p} + L_v).$$

$M_{\bar{y}p} + L_v$ иккиҳад иш машинасининг қаршилик моментини ўз ичига олади: ушбу иккиҳадни юкловчи момент $M_{ю} = M_{ю}(\varphi)$ деб атаймиз. У ҳолда

$$J_c \dot{\omega} = M_\chi + M_{ю}. \qquad (4.70)$$

4.28-расмда (4.70) тенгламанинг тасвири кўрсатилган.

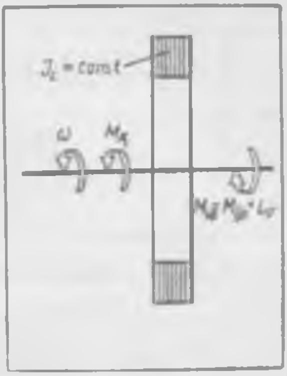
$M_\chi(\varphi)$ ҳамда $|M_{ю}(\varphi)|$ функцияларни график тарзда тасвирлаймиз (4.27-расм, а). Иккала эгри чизиқ бир-бирига нисбатан фаза бурчакка ($\eta = 90° - \beta$) сурилган. (4.65) тенгламани назарда тутган ҳолда ушбуни ҳосил қиламиз:

$$\operatorname{tg}\eta = \operatorname{ctg}\beta = J_c \omega_{\bar{y}p} / B. \qquad (4.71)$$

N ва Q нуқталар орасидаги штрихланган қисм (4.27-расм, *б*) кинетик энергиянинг энг кўп ўзгариши $\Delta T_{э.к} = \frac{1}{2} J_c\ \omega^2_{max} - \frac{1}{2} J_c \omega^2_{min}$ да мужассамланадиган ҳаракатлантирувчи моментнинг ортиқча ишини тасвирлашини пайқаш қийин эмас.

(4.69), (4.67) ва (4.71) формулалардан келиб чиқадики, ўз-ўзидан ростланиш қанчалик яққол бўлса [яъни (4.67) тенгламадаги B коэффициент қанчалик катта бўлса], $M_{\chi A}$ амплитуда шу қадар катта ва η бурчак шу қадар кичик бўлади, яъни $M_\chi(\varphi)$ эгри чизиқ $|M_{ю}(\psi)|$ эгри

чизиққа шу қадар яқин жойлашади. Бундай хулоса Фурье қаторида жойлашган иккинчи, учинчи ва бундан юқори гармоникалар [(4.61) тенглама] вужудга келтирадиган даврий жараён учун ҳам ўринлидир. Бунинг маъноси эса шуки, ўз-ўзидан ростланиш *қанчалик кескин* ифодаланса, M_x ва $|M_ю|$ ларнинг қийматлари шунчалик бир-бирига яқин бўлади (механизмнинг исталган ҳолатида), яъни маховик қабул қилиши лозим бўлган кинетик энергиянинг энг катта ўзгариши *шу қадар кам* бўлади.



4.28- расм

Шундай муҳим хулосага келгандан сўнг динамик синтезга оид масалани ечишга, яъни берилган нотекислик коэффициенти $[\delta]$ ни таъминлайдиган инерция моменти J_c ни аниқлашга ўтамиз. Бунинг учун (4.67) тенгламадан изланаётган J_c қийматини аниқлаймиз:

$$J_c = \frac{2\,L_A}{[\delta]\,\omega_{ўр}^2}\sqrt{1-\left([\delta]\,\frac{B\,\omega_{ўр}}{2L_A}\right)^2}. \tag{4.72}$$

Агар маховик Мерцалов, Виттенбауэр, Артоболевскийларнинг классик усуллари билан ҳисобланса, яъни тезликнинг M_x га таъсири ҳисобга олинмаса, у ҳолда $B = 0$ бўлади (4.57) тенгламага қаранг). У ҳолда (4.72) тенгламадан $J_c = J_{c0} = 2\,L_A/([\delta]\,\omega_{ўр}^2)$ ни ҳосил қиламиз.

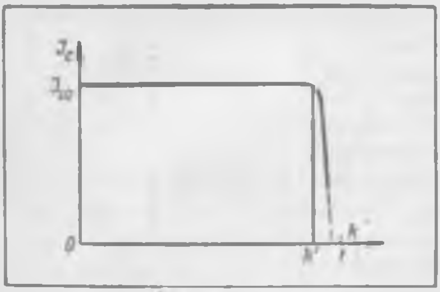
(4.72) тенгламанинг илдизи остидаги ифодани ўзгартирамиз. Бунинг учун ў з-ў з и д а н   р о с т л а н и ш   к о э ф ф и ц и е н т и $k = \omega_{ўр}/\omega_0$ ни киритамиз (4.26- расм, *а* га қаранг). Агар $M_x(\omega)$ горизонтал чизиқ бўлса, яъни M_x тезликка боғлиқ бўлмаса, у ҳолда $k = 0$ бўлади; борди-ю $M_x(\omega)$ вертикал чизиқ бўлса, у ҳолда $k = 1$ бўлади. Шундай қилиб, $0 \leqslant k \leqslant 1$ бўлади ҳамда ўз-ўзидан ростланиш қанчалик кескин бўлса, k шунчалик катта бўлади.

4.26- расм, *а* дан $B\,\omega_{ўр} = \frac{k}{1-k}\,M_{x.ўр}$ лиги келиб чиқади. (4.72) тенгламанинг илдиз остига $B\,\omega_{ўр}$ ни қўйиб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$J_c = J_{c0}\sqrt{1-\frac{[\delta]^2}{\gamma^2}\left(\frac{k}{1-k}\right)^2} = J_{c0}\,\alpha, \tag{4.73}$$

бунда $\gamma = 2\,L_A/|M_{ўр}$ — мажбурловчи момент $L_\text{o}(\varphi)$ нинг нотекислигини кўрсатувчи коэффициент, α — тузатма коэффициент.

4.29- шаклда L_A, γ, $\omega_{ўр}$, $[\delta]$ лар берилган ҳол учун зарур инерция моменти $J_c(k)$ нинг графиги (4.73) тенгламага мувофиқ тасвирланган. Агар M_x момент тезликка боғлиқ бўлмаса ($k = 0$), у ҳолда $J_c = J_{c0}$ бўлади. Агар M_x момент тезликнинг функцияси бўлса, яъни $k \neq 0$ лекин $0 < k < k'$ бўлса (4.29- шакл), у ҳолда $J_c(k)$ графиги деярли



4.29- расм

горизонтал кечади, яъни $J_c \approx J_{c0}$ бўлади. Бир меъёрда ўз-ўзидан ростланиш J_c нинг керакли қийматига *деярли таъсир этмайди*. Бу эса шуни билдирадики, ўз-ўзидан ростланиши кескин бўлмаган ($k \leq k'$), яъни $M(\omega)$ хусусияти вертикалдан йироқ бўлган аксарият машинали агрегатлар учун (4.2- расм ва 4.5- расм, *в*) маховикни классик усуллардан фойдаланиб лойиҳалаш мумкин.

Агар ўз-ўзидан ростланиш кескин ифодаланган бўлса ($k > k$), у ҳолда J_c (k) эгри чизиқда кескин эгилиш бўлади (4.29- расм). $[\delta] = 1/20$ бўлганда $\gamma = 2$ га тенг эгилиш (кўпгина иш машиналари учун умумий бўлган мисол) абсциссаси $k' = 0{,}9$ бўлган нуқта яқинидан бошланади, бунда $J_c = 0{,}974\ J_{c0}$ бўлади. Агар $k > k'$ бўлса, ўз-ўзидан ростланишнинг озгина бўлса ҳам кескинлашуви (яъни k коэффициентнинг озгина бўлса ҳам катталашиши) J_c нинг зарур қийматининг кескин камаювига, яъни лойиҳаланувчи маховикнинг кичиклашувига олиб келади. Бундай натижа катта амалий аҳамиятга эга: агар иш машинаси хусусияти вертикалга яқин бўлган, бинобарин, коэффициенти 0,9 дан катта ($k > 0{,}9$) бўлган асинхрон ёки шунтли двигателлардан ҳаракат оладиган бўлса, у ҳолда керакли инерция моменти J_{c0} дан кичик бўлади. Демак, бундай ҳолларда динамик синтезнинг классик усуллари керагидан юқори натижани беради. Асинхрон двигателлардан ҳаракатга келтириладиган ҳамда унча катта бўлмаган маховиклар ўрнатиладиган ҳар хил дастгоҳларнинг, механик арраларнинг, пресслар ва бошқа иш машиналари валларининг бир қарашда тушуниб бўлмайдиган унча катта бўлмаган нотекислик билан айланиши факти худди юқоридаги сабаблар билан тушунтирилади. *Кескин ифодаланган* ўз-ўзидан ростланишнинг таъсирини ($k > k'$ бўлгандаги) эътиборга олган ҳолда ҳисоблаш инерция моменти *катта бўлмаган*, бинобарин, ихчам ва кам металл сарфланадиган маховикларни онгли равишда яратишга имкон беради.

Юқорида гармоник юкланиш $L_0(\varphi)$ ҳолида ўз-ўзидан ростланишнинг J_c га таъсири кўриб чиқилди [(4.72) тенгламага қаранг). Бошқа, мураккаброқ юкланиш турларида ҳам ўз-ўзидан ростланишнинг таъсири 4.29- расмда тасвирланганидек бўлаверади.

(4.72) тенгламадан ҳисобланган J_C қиймати узатма $У$ нинг (4.26- расм, *в*) чиқиш валига келтирилган инерция моментининг доимий ташкил этувчиси бўлади. J_c ни аниқлаб ҳамда двигатель бўғинларининг, узатманинг ҳамда иш машинасининг келтирилган инерция моментларини билиб олгач, J_{max} ни, яъни J_c нинг маховикка тўғри келадиган қисмини аниқлаймиз.

Кўриб чиқилаётган мисолда (4.25-расм) титраш активлиги манбаи двигатель *ДВ* эмас, балки иш машинаси *ИМ* бўлади. Шу сабабли маховикни титраш активлиги манбаидан узоқ бўлган валга, яъни электр двигатель валига эмас, балки айнан иш машинасининг валига, яъни *титраш активлиги манбаи валига* яқин жойлашган валга ўрнатиш керак. Ушбу ҳодисани М. З. Коловский батафсилроқ тадқиқ этган (қ.: *Коловский* М. З. Динамика машин. л., 1980).

5-боб

МЕХАНИЗМЛАРНИ КУЧГА ҲИСОБЛАШ

Механизм ҳаракатланаётганда унинг кинематик жуфтликларида бўғинларнинг ўзаро таъсир кучлари вужудга келади. Умуман механизмга нисбатан бу кучлар ички кучлар тоифасига киришини эслатиб ўтамиз (4.1-§ га қаранг). Кинематик жуфтликларнинг ўзаро таъсир кучлари билан юклангандиги механизмнинг муҳим динамик хусусиятидир. Кинематик жуфтликлардаги кучларни билиш механизм бўғинларининг мустаҳкамлигини, бикрлигини, титрашга, ейилишга чидамлилигини ҳисоблаш, подшипникнинг хизмат муддатини ҳисоблаш учун ва механизмни лойиҳалашда бажариладиган шунга ўхшаш бошқа ҳисобларни амалга ошириш учун зарур. Ички кучларни, шунингдек бир қанча масалаларда механизмга ташқаридан қўйилган кучлар ва жуфт кучларни аниқлаш уни кучга ҳисоблашнинг мазмунини ташкил этади.

5.1-§. Кучга ҳисоблашнинг умумий методикаси

Ушбу китобда кучга ҳисоблаш усуллари фақат *текис* механизмлар учун баён қилинади. Бунда, механизм *симметрия текислигига* эга бўлади, бу текислик ҳаракат текислигига параллел жойлашади ва қўйилган ҳамма кучлар ана шу текисликда таъсир қилади, деб ҳисоблаймиз. Кўрсатилган шартни энергетик, технологик, транспорт машиналарининг ҳамда турли-туман асбобларнинг кўпгина механизмлари қаноатлантиради.

Кучга ҳисоблашни бўғинларнинг *тезланувчан* ҳаракатини ҳисобга олган ҳолда бажариш лозим, чунки уларнинг тезланиши ҳозирги тезюрар машиналарда жуда катта бўлади. Бўғинларнинг тез ҳаракатланишини ҳисобга олмаслик таъсир этувчи кучларга етарли баҳо бермасликка олиб келадики, бу эса инженерлик ҳисоблаш ишларини бажаришда хатоликларни вужудга келтириши мумкин.

Бўғинларнинг тезланувчан ҳаракатини ҳисобга олишни кинетостатика усули ёрдамида амалга оширамиз, бунда механизмнинг ҳар бир ҳаракатланувчи бўғинига *шартли равишда* инерция кучларининг бош вектори Φ_i ва бош моменти $M_{\Phi i}$ ни таъсир эттирамиз. У ҳолда ҳар бир бўғин учун кинетостатиканинг учта тенгламасини ёзиш мумкин:

$$\sum_i F_x + \Phi_{ix} = 0; \qquad (5.1)$$

$$\sum_i F_y + \Phi_{iy} = 0; \qquad (5.2)$$

$$\sum_i M_o(\overline{F}) + \sum_i M + M_0(\overline{\Phi}_i) + M_{\Phi i} = 0. \qquad (5.3)$$

(5.1) ва (5.2) алгебраик тенгламалар кучларнинг битта эквивалент вектор тенгламаси билан алмаштирилиши мумкин:

$$\sum_i \overline{F} + \overline{\Phi}_i = 0.$$

Инерция кучларининг бош вектори $\overline{\Phi}_i$ ва бош моменти $M_{\Phi i}$ қуйидаги тенгламалардан аниқланади:

$$\overline{\Phi}_i = -m_i \overline{a}_{Si}; \quad M_{\Phi i} = -J_{iS} \, \varepsilon_i. \qquad (5.4)$$

$M_{\Phi i} = -J_{iS} \varepsilon_i$ тенглама, инерция кучининг бош вектори $\overline{\Phi}_i$ массалар маркази S_i га қўйилган бўлади, деган фаразга асосланди.

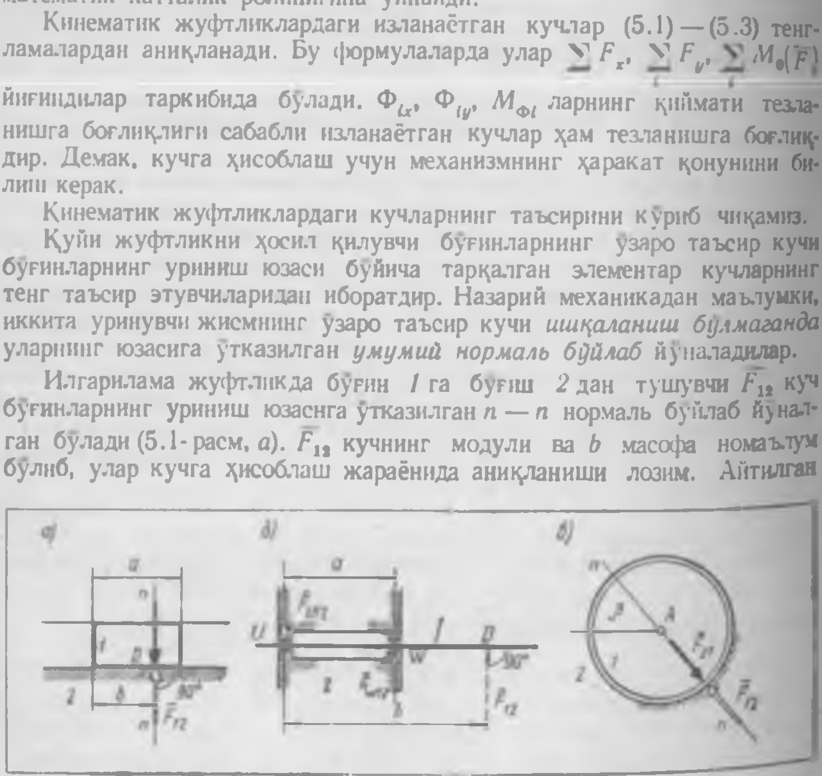
Шу нарсани уқтириш лозимки, амалда i бўғинга ҳеч қандай $\overline{\Phi}_i$ куч ва ҳеч қандай $M_{\Phi i}$ жуфт куч қўйилган бўлмайди. Инерция кучларининг бош вектори $\overline{\Phi}_i$ ва бош моменти $M_{\Phi i}$ ҳеч қандай *физик мазмунга эга* бўлмайди ҳамда (5.1) — (5.3) ҳисоблаш тенгламаларида улар бўғинлар тезланувчан ҳаракатининг таъсирини ҳисоблашда қўлланиладиган соф математик катталик ролинигина ўйнайди.

Кинематик жуфтликлардаги изланаётган кучлар (5.1) — (5.3) тенгламалардан аниқланади. Бу формулаларда улар $\sum F_x$, $\sum_i F_y$, $\sum_i M_0(\overline{F})$ йиғиндилар таркибида бўлади. Φ_{ix}, Φ_{iy}, $M_{\Phi i}$ ларнинг қиймати тезланишга боғлиқлиги сабабли изланаётган кучлар ҳам тезланишга боғлиқдир. Демак, кучга ҳисоблаш учун механизмнинг ҳаракат қонунини билиш керак.

Кинематик жуфтликлардаги кучларнинг таъсирини кўриб чиқамиз.

Қуйи жуфтликни ҳосил қилувчи бўғинларнинг ўзаро таъсир кучи бўғинларнинг уриниш юзаси бўйича тарқалган элементар кучларнинг тенг таъсир этувчиларидан иборатдир. Назарий механикадан маълумки, иккита уринувчи жисмнинг ўзаро таъсир кучи *ишқаланиш бўлмаганда* уларнинг юзасига ўтказилган *умумий нормаль бўйлаб* йўналадилар.

Илгарилама жуфтликда бўғин *1* га бўғин *2* дан тушувчи $\overline{F}_{12}$ куч бўғинларнинг уриниш юзасига ўтказилган $n - n$ нормаль бўйлаб йўналган бўлади (5.1-расм, *а*). $\overline{F}_{12}$ кучнинг модули ва b масофа номаълум бўлиб, улар кучга ҳисоблаш жараёнида аниқланиши лозим. Айтилган



5.1- расм

лар бўғин *1* дан бўғин *2* га тушувчи $\overline{F}_{21}$ кучга ҳам тўла тааллуқлидир, чунки $\overline{F}_{12}$ ва $\overline{F}_{21}$ ўзаро таъсир кучлари Ньютоннинг учинчи қонунига асосан ўзаро боғланган: $\overline{F}_{21} = -\overline{F}_{12}$.

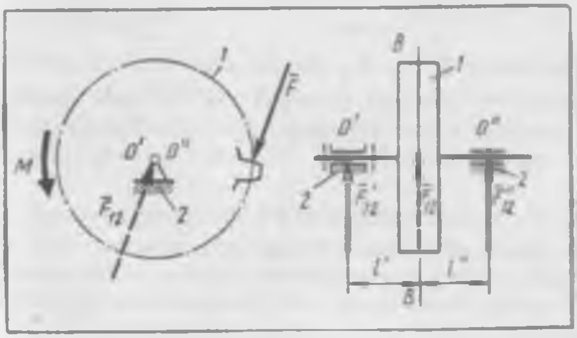
Кучга ҳисоблаш жараёнида *b* масофа *a* узунликдан (5.1-расм, *б*) катта чиқиб қолиши ҳам мумкин. Бу ҳолда бўғин *1* га энди битта эмас, балки бир-бирига қарама-қарши йўналган ҳамда модул қийматлари номаълум бўлган иккита: $\overline{F}_{U12}$ ва $\overline{F}_{W12}$ реакциялар таъсир этади. Айнан шу реакциялар бўғин *2* дан стержень *1* га бўладиган ҳақиқий куч таъсиридан иборатдир. $\overline{F}_{12}$ куч эса (штрихлар билан кўрсатилган) уларнинг фақат тенг таъсир этувчисидир. Шундай қилиб, илгарилама жуфтлик тенгламага иккита номаълум қийматни киритади.

Айланма жуфтликда ишқаланиш кучи ҳисобга олнимаганда $\overline{F}_{12}$ куч иккала бўғиннинг цилиндрсимон уриниш юзасига нормал тарзда йўналади, яъни *шарнирнинг А маркази орқали* ўтади (5.1-расм, *в*). Шарнир марказининг ҳолати доимо маълум, $\overline{F}_{12}$ кучнинг модули ҳамда β бурчак эса номаълум бўлади. Бундай қуйи жуфтлик ҳам ҳисоблашга иккита номаълум катталикни киритади.

Шундай қилиб, ҳар қандай қуйи кинематик жуфтликда таъсир қилувчи ҳар бир кучдан (5.1) — (5.3) ҳисоблаш формулаларида *иккита номаълум катталик* пайдо бўлади.

Айланма жуфтлик конструктив жиҳатдан иккита: *O′* ва *O″* подшипниклар кўринишида ишланган бўлсин (5.2-расм). Ҳисоблаб топилган F_{12} куч кўрилаётган мисолда тишли узатманинг *BB* текислигида жойлашади ҳамда F'_{12} ва F''_{12} реакцияларнинг тенг таъсир этувчиси бўлади. Ушбу реакциялар подшипникларни юкловчи кучлар бўлади. Подшипникларнинг хизмат муддатини, валнинг мустаҳкамлигини ҳисоблаш учун ана шу кучлардан фойдаланиш лозим.

Олий жуфтликда бўғинларнинг ўзаро уриниши ё нуқта орқали, ёки чизиқ орқали амалга ошади. Нуқта бўйича уринишда бўғинларнинг куч орқали ўзаро таъсири тўпланган куч кўринишида, чизиқ бўйича уриниш-да эса уриниш чизиғи бўйлаб тарқалган юкланиш кўринишида бўлади.



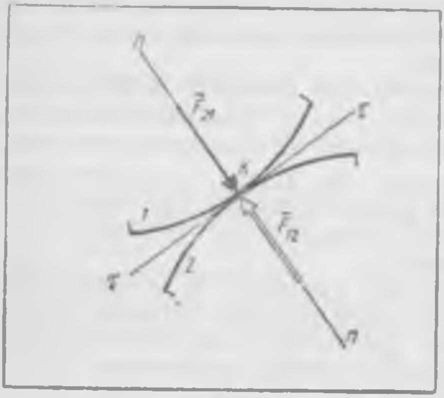
5.2- расм

Кейинги ҳолда ўзаро таъсир кучи деганда тақсимланган элементар кучларнинг тенг таъсир этувчиси тушунилади.

Ишқаланиш ҳисобга олинмаганлиги сабабли $\overline{F}_{12}$ куч *умумий n — n нормаль бўйлаб* йўналган бўлади (5.3- расм). Бинобарин, $\overline{F}_{12}$ кучнинг ҳам қўйилиш нуқтаси (*K* нуқта), ҳам унинг таъсир чизиғи маълум бўлиб фақатгина унинг модули номаълум бўлади. Шундай қилиб (5.1) — (5.3) ҳисоблаш тенгламаларида олий жуфтликлардаги ўзаро таъсир кучларидан ташкил топган ҳадларда *биттадан номаълум катталик* бўлади.

n та қўзғалувчан бўғин, $p_к$ та қуйи, p_0 та олий кинематик жуфтликлардан ташкил топган, ортиқча боғламалари бўлмаган ($q_т = 0$) ютилган текис механизмнинг статик аниқлигини кўриб чиқамиз. Механизмнинг ҳар бир бўғини учун (5.1) — (5.3) ҳисоблаш тенгламаларидан учтасина ёзиш мумкин бўлганлиги сабабли ундаги *n* та қўзғалувчан бўғинининг ҳаммаси учун тузиладиган тенгламаларнинг умумий сони $N_т = 3n$ бўлади.

Юқорида айтиб ўтилганидек, ҳар бир қуйи жуфтлик ҳисоблаш тенгламасига иккита, ҳар бир олий жуфтлик эса битта номаълум катталикни киритади. Шу сабабли ҳамма кинематик жуфтликлардаги киритадиган номаълумлар сони $N_F = 2p^0 + p$ га тенг. Ушбу номаълумлар кинематик жуфтликлардаги кучларга, яъни ички кучларга оиддир. Аниқроғи N_F та номаълум катталиклар ушбу кучларнинг модулларидан, улар қўйиладиган нуқталарнинг чизиқли координаталаридан, улар таъсир этадиган чизиқларнинг бурчак координаталаридан иборатдир.



5.3- расм

Текис механизм учун Чебишев формуласини (2.4- §) ёзамиз:

$$3n = (2p_к + p_0) + W_т .$$

Бу формула билан $N_т$ ва N_F ифодаларини солиштириб $N_т = N_F + W_т$ ни ҳосил қиламиз. Шундай қилиб, $N_т$ та тенглама ҳамма ички номаълумларни аниқлаш учун етарлидир. Бундан жуда муҳим хулоса келиб чиқади: *ортиқча боғламалари бўлмаган* ($q_т = 0$) *механизм статик аниқдир.*

Қолган $W_т$ та тенгламадан кучга ҳисоблашда излаш лозим бўлган, берилмаган ҳамда механизмга ташқаридан қўйилган куч факторларини, яъни кучларни ва жуфт кучларни аниқлашда фойдаланилади*. Бинобарин, ушбу ташқи номаълумлар сони механизмнинг эркинлик даражалари

* Баъзи дарсликларда номаълум ташқи куч факторлари мувозанатловчи кучлар ва мувозанатловчи моментлар деб аталади.

сонидан ошмаслиги керак. Агар ҳамма ташқи юкланишлар берилган бўлса, у ҳолда қолган $W_т$ та тенгламалардан текширув тенгламалари сифатида фойдаланилади.

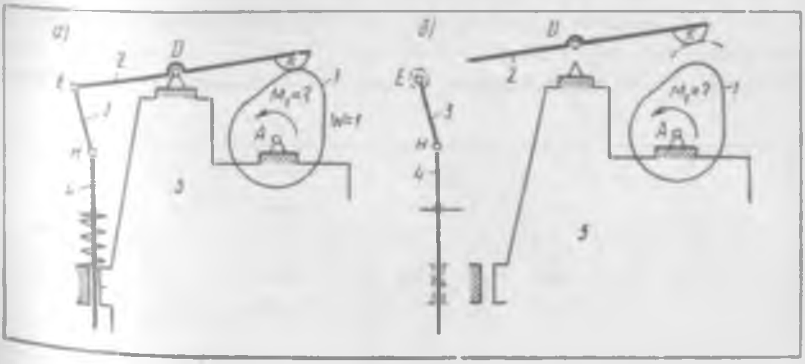
Кучга ҳисоблашнинг бажарилиш кетма-кетлигини аниқлаймиз. Ортиқча боғламалари бўлмаган, $W_т = 1$ га эга бўлган механизм берилган бўлсин (5.4-расм, *а*). Муштли валга ташқаридан қўйилган номаълум M_1 моментни (жуфт кучларни) аниқлаш талаб қилинсин. Кинематик жуфтликлардаги ички кучлар қолган номаълумлардир. Уларни аниқлаш мақсадида механизмни қисмларга ажратиш лозим.

Уни Ассур структура группаларига ва бирламчи механизмга шундай ажратамизки, бунда ***номаълум*** ташқи M_1 момент албатта ***бирламчи*** механизмнинг қўзғалувчан бўғинига қўйиладиган бўлсин (5.4-расм, *б*). Механизм ана шундай ажратилган тақдирда кучлар билан юкланган ҳар бир структура группасидаги номаълумлар фақат кинематик жуфтликлардаги кучлар бўлишлигини уқтириб ўтамиз. Шу сабабли группадаги номаълум сони $N_P = 2p_{к.г} + p_{о.г}$ ни, шу группа учун ҳисоблаш тенгламаларининг сони $N_T = 3n_{т.г}$ ни ташкил этади.

Шу билан бирга исталган структуравий группа учун $3n_{т.г} = 2p_{к.г} + p_{о.г}$ муносабат ўринли бўлади (2.5-§). Уни N_T ва N_P лар учун ҳосил қилинган ифодалар билан солиштириб $N_T = N_P$ га эга бўламиз. Бу эса исталган Ассур структура группаси, у қанчалик мураккаб бўлмасин, ажойиб хусусиятга эга: у ***статик аниқдир***, деган маънони билдиради.

Агар механизмда ортиқча боғламалар бўлса, ортиқча боғламали структура группалари статик ноаниқ бўлади. Шунга кўра бутун механизмнинг ўзи ҳам статик ноаниқ бўлиб қолади.

Ҳамма структура группалари кучга ҳисоблаб бўлингандан сўнг бирламчи механизмнинг (5.4-расм, *б*) бошланғич бўғини *1* статик аниқ бўлиб қолади. Бунда шуни жуда аниқ уқтириб ўтиш кераки, қўзғалувчан бўғин айланма ҳаракат қиладиган бўлса, унн бир текис ҳаракат деб қабул қилиш мутлақо шарт эмас. Бундан ташқари, бўғинга сунъий равишда бурчак тезланишсиз айланма ҳаракат бериладиган бўлса, у



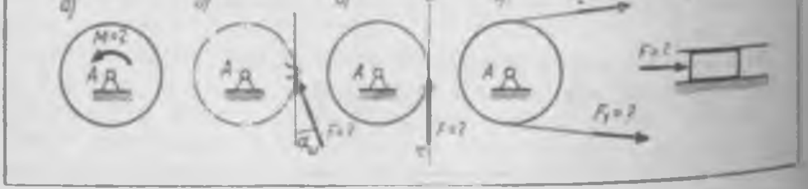
5.4- расм

ҳолда бирламчи механизмнинг қўзғалувчан бўғини учун тузилган моментлар тенгламасининг ечими натижаси бўғин айланма ҳаракатининг нотекислик коэффициенти жуда кичик бўлганда ҳам, кўп ҳолларда ҳақиқий натижадан жуда йироқ бўлиши, баъзи ҳолларда эса маъносиз бўлиши мумкин.

Юқорида айтилганларга кўра, кучга ҳисоблашнинг умумий методикасини қуйидагича ифодалаш мумкин: ортиқча боғламалари бўлмаган механизмни кучга ҳисоблашни бирламчи механизмдан энг узоқда жойлашган группадан бошлаган ҳамда бирламчи механизмнинг ўзини кучга ҳисоблаш билан якунлаган ҳолда структура группалари бўйича амалга ошириш лозим. Шундай қилиб, кучга ҳисоблаш кинематик ҳисоблашга нисбатан тескари тартибида амалга оширилади. Структураларга ажратишни шундай амалга ошириш керакки, номаълум ташқи куч фактори айнан бирламчи механизмнинг қўзғалувчан бўғинига қўйиладиган бўлсин. Яна шуни қўшиш мумкинки, берилган механизмга тушувчи ҳамма ташқи куч факторлари маълум бўлса, у ҳолда структураларга ажратиладиган бирламчи механизмни танлаш ихтиёрий бўлади. Ифодаланган умумий методика эркинлик даражалари $W_m > 1$ бўлган механизмлар учун ҳам тўғридир.

Ушбу параграфнинг хотимасида $W_m = 1$ бўлганда бирламчи механизмнинг қўзғалувчан бўғинига қўйилган номаълум ташқи куч фактори аниқ нимадан иборат бўлишини кўриб чиқамиз.

Агар қўзғалувчан бўғин манба билан (ёки энергия оқимининг йўналишига қараб — механик энергия истеъмолчиси билан) муфта воситасида (5.5- расм) боғланган бўлса, у ҳолда номаълум M момент ташқи куч фактори бўлади. Агар энергияни киритиш (ёки чиқариш) тишли ёки фрикцион узатма (5.5- расм; *б*, *в*) орқали амалга оширилса, у ҳолда модули бўйича номаълум бўлган F куч ташқи куч фактори бўлади. F куч таъсир чизиғининг ҳолати ё тишли узатманинг геометриясига (илашиш бурчаги α_w га) кўра аниқланади, ёки фрикцион ғилдиракларнинг уриниш нуқтасидан уларнинг иш юзаларига уринма тарзида ўтади. Тасмали узатмада (5.5- расм, *г*) ташқи куч фактори энди битта эмас, балки модуллари ўзаро Эйлер формуласи орқали боғланган иккита номаълум $\overline{F}_1$ ва $\overline{F}_2$ кучлардан иборат бўлади [1]. Шу сабабли ташқи куч фактори аввалгидек бир марта номаълум бўлади. $\overline{F}_1$ ва $\overline{F}_2$ кучларнинг таъсир чизиқлари тасмали узатмадаги етакчи ва етакланувчи тармоқларининг



5.5- расм

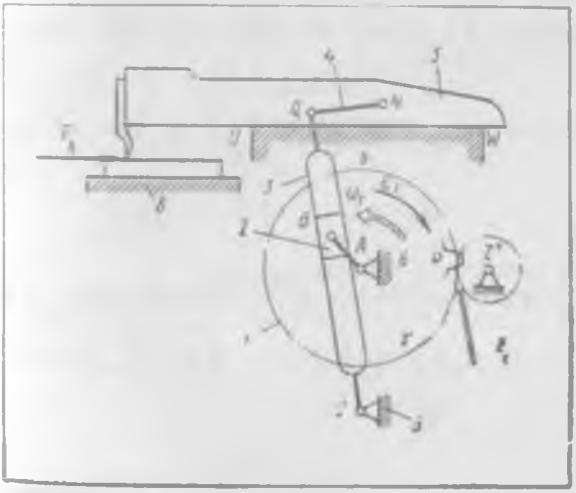
ҳолатларига кўра аниқланади. Агар бирламчи механизмнинг қўзғалувчан бўғини тўғри чизиқли илгарилама ҳаракат қилса (5.5-расм, *а*), у ҳолда модули жиҳатидан номаълум бўлган, одатда, йўналтирувчи юза бўйлаб ҳаракатланадиган *F* куч ташқи куч фактори бўлади. Шундай қилиб, бу ерда ҳам ташқи куч фактори бир марта номаълум бўлади.

5.2-§. Пишангли механизмни кучга ҳисоблашнинг график усули

Кўндаланг рандалаш дастгоҳининг кулисали механизмини кучга ҳисоблашни кўриб чиқамиз. Қуйидагилар берилган: 1) механизмнинг кинематик схемаси (5.6-расм); 2) бўғинларнинг массаси ва инерция моментлари, улар массалари марказларининг ҳолати; 3) бўғин *1* нинг бурчак тезлиги ω_1 ва бурчак тезланиши ε_1; 4) кескичга (бўғин *5* га) тушувчи $\bar{F}_к$ қаршилик кучи (қирқиш кучи) ва ҳамма бўғинларнинг оғирлик кучлари.

Ҳамма кинематик жуфтликлардаги ички кучларни аниқлаш талаб қилинади; кўрилаётган мисолда дастгоҳ механик энергия манбаи билан тишли узатма $z' - z''$ орқали боғланганлиги сабабли (5.6-расм), тишли ғилдирак z' (бўғин *1*) га қуйилган модули аниқланиши лозим бўлган F_* куч ташқи куч фактори бўлади.

Ҳисоблашнинг кинематик қисмини бажариб бўлганимиздан сўнг (3-боб) ҳамма бўғинлар массалари марказлари тўла тезланишларининг ҳамда улар бурчак тезланишларининг қийматлари ва йўналишларини аниқлаймиз. Топилган тезланишларга кўра ҳамма бўғинлар инерция кучлари бош векторларининг ва бош моментларининг қийматларини ва йўналишларини аниқлаймиз [(5.4-тенгламага қаранг].



5.6-расм

Энди механизмни қисмларга ажратамиз. Номаълум F_1 ташқи куч бўгин 1 га қўйилганлиги сабабли ана шу бўғин бирламчи механизм таркибига киради (5.7-расм, a). Қолган бўғинлар иккита: $2-3$ ва $4-5$ структура группаларини ташкил этади (5.7-расм, a, $г$). Кучга ҳисоблашни бирламчи механизмдан энг узоқда жойлашган $4-5$ группадан бошлаймиз.

$4-5$ структура группаси бўғинларига (5.7-расм, a) қуйидаги ташқи куч ва моментлар қўйилган: $\overline{G}_4$, $\overline{\Phi}_4$, $\overline{M}_{\Phi 4}$, $\overline{F}_к$, $\overline{G}_5$, $\overline{\Phi}_5$; уларнинг ҳаммаси маълум. N шарнирдаги $\overline{F}_{43}$ кучнинг ва ўзаро таъсир кучлари $\overline{F}_{45}=-\overline{F}_{54}$ нинг (шаклда кўрсатилмаган) модуллари ва йўналишлари ҳамда $\overline{F}_{56}$ кучнинг модули ва унинг b елкаси номаълум.

Кучларни ажратиш усулини қўллаймиз: $\overline{F}_{43}$ кучни $\overline{F}^{\tau}_{43}$ ва $\overline{F}^{n}_{43}$ ташкил этувчиларга шундай ажратамизки, $\overline{F}^{n}_{43}$ ташкил этувчининг N нуқтага нисбатан моменти нолга тенг бўлсин (5.7-расм, $б$). Моментлар тенгламаси $\sum\limits_4 M_N=0$ дан:

$$M_N(\overline{F}^{\tau}_{43})+M_N(\overline{G}_4)-M_N(\overline{\Phi}_4)-M_{\Phi 4}=0,$$

аввал $M_N(\overline{F}^{\tau}_{43})$ моментни, сўнгра $F^{\tau}_{43}=M_N(\overline{F}^{\tau}_{43})/l_{QN}$ ни топамиз.

Кейин $\sum\limits_{4,5}\overline{F}=0$ вектор тенгламадан:

$$\overline{F}_{56}+\overline{F}_к+\overline{G}_5+\overline{\Phi}_5+\overline{\Phi}_4+\overline{G}_4+\overline{F}^{\tau}_{43}+\overline{F}^{n}_{43}=0;$$

куч планини (5.7-расм, a) тузиш йўли билан модули бўйича номаълум бўлган $\overline{F}_{56}$ ва $\overline{F}^{n}_{43}$ ларни аниқлаймиз.

Q шарнирдаги $\overline{F}_{43}$ кучни қуйидаги тенгламадан ҳосил қиламиз:

$$\overline{F}_{43}=\overline{F}^{\tau}_{43}+\overline{F}^{n}_{43}.$$

N шарнирдаги $\overline{F}_{54}$ кучни $\sum\limits_5\overline{F}=0$ вектор тенглама ёрдамида топамиз:

$$\overline{F}_{56}+\overline{F}_к+\overline{G}_5+\overline{\Phi}_5+\overline{F}_{54}=0$$

(5.7-расм, е даги кучлар планига қаранг).

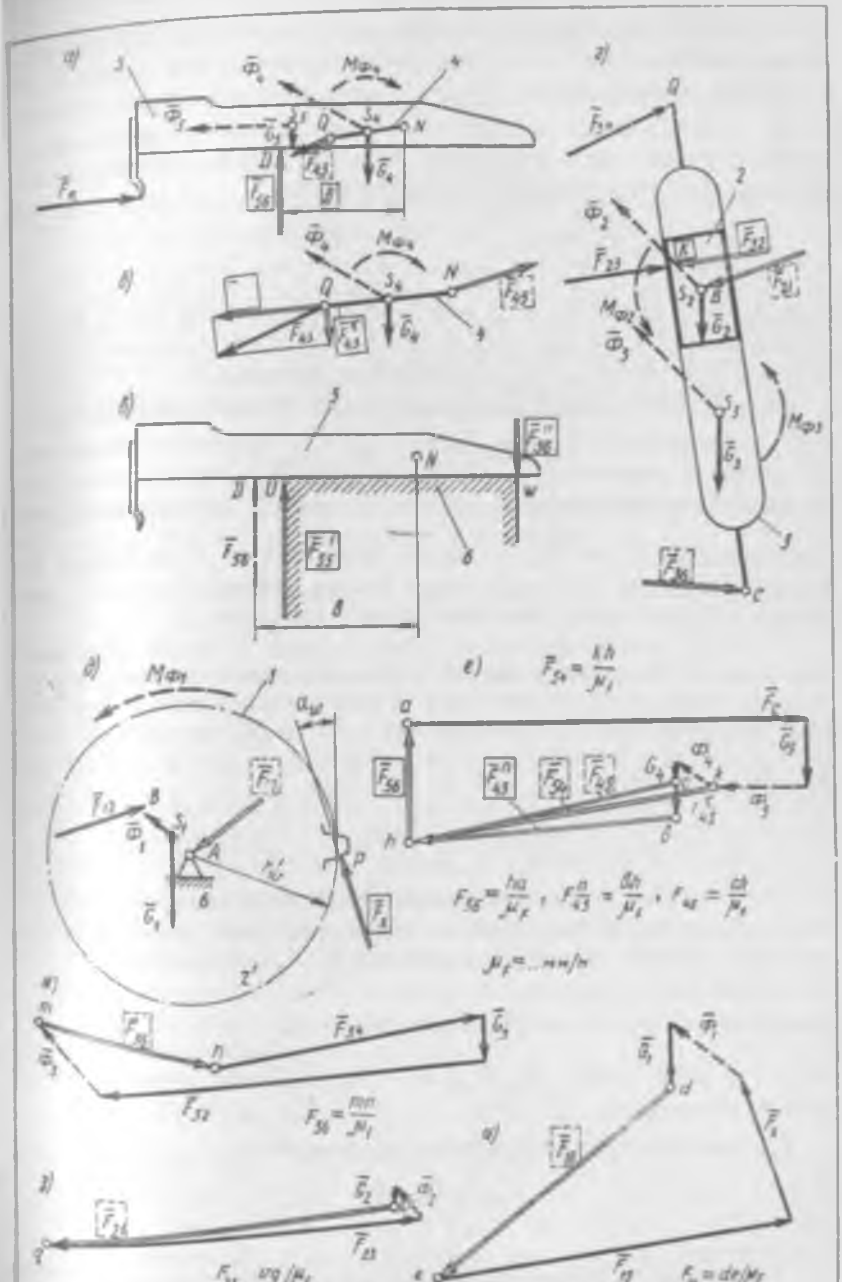
$4-5$ группани ҳисоблашни моментлар тенгламаси $\sum\limits_5 M_N=0$ дан:

$$-M_N(\overline{F}_{56})+M_N(\overline{G}_5)+M_N(\overline{F}_к)+M_N(\overline{\Phi}_5)=0,$$

кейин

$$b=M_N(\overline{F}_{56})/F_{56}$$

тенгламадан фойдаланиб b елкани (5.7-расм, a) топиш билан тугаллаймиз.



5.7- расм

Агар b елка узун чиқиб, бунда D нуқта таянч юзаси UW дан ташқарида жойлашса (5.7-расм, *в*), у ҳолда стойка *6* нинг ползун *5* га куч орқали таъсири иккита: $\bar{F}'_{56}$ ва $\bar{F}''_{56}$ реакциялардан иборат бўлади* (5.1-§). Кучга ҳисоблаб топилган $\bar{F}_{56}$ куч эса (штрихлар билан кўрсатилган) уларнинг фақат тенг таъсир этувчиси бўлади. Изланаётган реакциялар қуйидаги тенгламалардан аниқланади:

$$F'_{56} = F_{56} \frac{l_{DW}}{l_{UW}}; \quad F''_{56} = F_{56} \frac{l_{DU}}{l_{UW}} .$$

Агар $F_{56} = 0$, бироқ $M_N (\bar{F}_{56}) \neq 0$ бўлиб чиқса, у ҳолда $\bar{F}'_{56}$ ва $\bar{F}''_{56}$ реакциялар жуфт кучлардан иборат бўлади. У ҳолда уларнинг модули $|\bar{F}'_{56}| = |\bar{F}''_{56}| = |M_N (\bar{F}_{56})| / l_{UW}$ муносабатдан аниқланади.

Энди 2 — 3 группани ҳисоблашга ўтамиз. Унинг бўғинларига (5.7-шакл, *г*) аниқланиб бўлинган $\bar{F}_{34} = -\bar{F}_{43}$ куч, шунингдек маълум ташқи кучлар ва моментлар: $\bar{G}_2$, $\bar{\Phi}_2$, $M_{\Phi 2}$, $\bar{G}_3$, $\bar{\Phi}_3$, $M_{\Phi 3}$ лар қўйилган. Кулиса тоши *2* нинг массалари маркази S_2 B нуқтада жойлашган. B ва C шарнирлардаги $\bar{F}_{21}$ ва $\bar{F}_{36}$ кучларнинг модуллари ва йўналишлари, илгарилама жуфтлик *2 — 3* даги ўзаро таъсир кучлари $\bar{F}_{23} = -\bar{F}_{32}$ нинг модули ва улар таъсир чизиғининг ҳолати номаълум.

$\bar{F}_{23}$ ва $\bar{F}_{32}$ кучларнинг таъсир чизиғи кулиса *3* ўқига перпендикуляр ҳолда K нуқтадан ўтади. K нуқтанинг ҳолатини *икки момент усулида* топамиз. Бу усулда битта кучнинг ўзидан исталган икки нуқтага нисбатан олинган моментларнинг ўзаро нисбатидан фойдаланилади. Бўғин *3* га қўйилган кучлар системаси учун C нуқтага нисбатан моментлар тенгламаси $\sum_3 M_C = 0$ ни тузамиз:

$$M_C (\bar{F}_{32}) - M_C (\bar{F}_{34}) + M_C (\bar{G}_3) + M_C (\bar{\Phi}_3) + M_{\Phi 3} = 0$$

ва $M_C (\bar{F}_{32})$ нинг катталигини ҳамда ишорасини аниқлаймиз.

Сўнгра бўғин *2* га қўйилган кучлар системаси учун B нуқтага нисбатан тузилган моментлар тенгламаси $\sum_2 M_B = 0$ га кўра:

$$- M_B (\bar{F}_{23}) + M_{\Phi 2} = 0,$$

$M_B (\bar{F}_{23})$ нинг, кейин $M_B (\bar{F}_{32}) = - M_B (\bar{F}_{23})$ нинг катталиги ва ишорасини аниқлаймиз.

l_{BK} масофани қуйидаги тенгламадан аниқлаймиз:

$$l_{BK} = l_{BC}\, k/(k-1),$$

---

* Илгарилама *5 — 6* кинематик жуфтлик қалдирғоч думи кўринишида ясалади. Шунинг учун стойка *6* ползун *5* га юқорига ва пастга йўналган куч билан акс таъсир кўрсатиши мумкин.

бунда $k = M_B(\overline{F}_{32})/M_C(\overline{F}_{32})$ — алгебраик катталик. l_{BK} масофани BC чизиқда ўлчаб қўямиз. Агар $l_{BK} > 0$ бўлса, у ҳолда бу масофани B нуқтадан C нуқта томонга ўлчаб қўямиз, $l_{BK} < 0$ бўлганда эса қарама-қарши томонга ўлчаб қўямиз.

$\overline{F}_{32}$ кучнинг модулини $F_{32} = M_C(\overline{F}_{32})/l_{CK}$ тенгламадан аниқлаймиз. $\overline{F}_{32}$ кучнинг таъсир чизиғидаги йўналиши унинг $M_C(\overline{F}_{32})$ моменти ишораси билан мос келиши лозим.

Агар $\overline{F}_{32}$ кучнинг таъсир чизиғи ползун 2 нинг таянч юзасидан ташқарига чиқиб қолса, у қолда ползуннинг кулиса 3 га куч билан таъсири иккита: $\overline{F}'_{32}$ ва $\overline{F}''_{32}$ реакциялардан иборат бўлади (5.1-§ га қаранг) бу реакциялар ҳам $\overline{F}'_{56}$ ва $\overline{F}''_{56}$ реакциялар каби аниқланади.

Кучлар планини тузиб (5.7- расм, *ж*), $\sum_{3} \overline{F} = 0$ вектор тенглама:

$$\overline{F}_{34} + \overline{G}_3 + \overline{F}_{32} + \overline{\Phi}_3 + \overline{F}_{36} = 0$$

дан $\overline{F}_{34}$ ни топамиз, B шарнирдаги $\overline{F}_{21}$ реакцияни ҳам график тарзда (5.7-расм, *з*) $\sum_{2} \overline{F} = 0$ вектор тенгламадан топамиз:

$$\overline{F}_{23} + \overline{\Phi}_2 + \overline{G}_2 + \overline{F}_{21} = 0,$$

унда $\overline{F}_{23} = -\overline{F}_{32}$.

Энди бирламчи механизмни кучга ҳисоблаш лозим. Унинг қўзғалувчан бўғини 1 га қуйидаги куч ва моментлар қўйилган (5.7-расм, *д*): аниқлаб бўлинган $\overline{F}_{12} = -\overline{F}_{21}$ куч, оғирлик кучи $\overline{G}_1$, инерция кучининг бош вектори $\overline{\Phi}_1$, инерция кучининг бош моменти $M_{\Phi 1}$, A шарнирдаги стойканинг модули ва йўналиши бўйича номаълум бўлган $\overline{F}_{16}$ реакцияси ва z'' ғилдиракнинг z' ғилдиракка таъсири кучи ҳисобланган, модули бўйича номаълум бўлган $\overline{F}_{x}$ ҳаракатлантирувчи куч. $\overline{F}_{x}$ кучнинг таъсир чизиғи илашиш қутби P дан α_w илашиш бурчаги остида ўтади. P қутбнинг ҳолати ва α_w бурчакнинг катталиги тишли узатмани геометрик ҳисоблаб аниқланади (13-бобга қаранг).

Ҳаракатлантирувчи куч F_{x} (қурилаётган мисолда у «мувозанатловчи куч» деб аталади) A нуқтага нисбатан тузилган моментлар тенгламаси $\sum_{1} M_A = 0$ дан аниқланади:

$$M_A(\overline{F}_x) + M_A(\overline{G}_1) - M_A(\overline{F}_{12}) + M_A(\overline{\Phi}_1) + M_{\Phi 1} = 0, \qquad (5.5)$$

бунда $|\overline{\Phi}_1| = m_1 |\overline{a}_{S1}|$, $|M_{\Phi 1}| = J_{1S} |\varepsilon_1|$; бундан

$$F_x = M_A(\overline{F}_x)/(r_w \cos \alpha_w)$$

ни ҳосил қиламиз. F_x кучни механизмни қисмларга ажратиб ўтирмасдан, Жуковский теоремасини [1, 4, 5] қўллаган ҳолда қисқароқ усул билан ҳам аниқлаш мумкинлигини эслатиб ўтамиз.

Агар кучга ҳисоблашга қадар бажарилган (4-бобда баён этилган методикага асосан) дастгоҳ механизмининг ҳаракат қонунини аниқлаш масаласидаги бўғин *1* га келтирилган электр двигателнинг ҳаракатлантирувчи моменти M_x қийматидан ҳамда I группа бўғинларининг келтирилган инерция моменти J_1 қийматидан фойдаланадиган бўлсак, у ҳолда (5.5) тенглама қуйидаги кўринишни олади:

$$M_x + M_A(\overline{G}_1) - M_A(\overline{F}_{12}) + M_{\Phi 1} = 0, \qquad (5.6)$$

бунда $|M_{\Phi 1}| = J_1\,|\varepsilon_1|$. (5.6) тенгламада ҳамма ҳадлар маълум, шу сабабли у ҳисоблаш формуласидан текшириб кўриш формуласига айланади.

Стойканинг $\overline{F}_{16}$ реакциясини бўғин *1* га қўйилган кучларнинг вектор тенгламаси $\sum_{1} \overline{F} = 0$ дан аниқлаймиз:

$$\overline{F}_{12} + \overline{F}_x + \overline{\Phi}_1 + \overline{G}_1 + \overline{F}_{16} = 0,$$

бу тенглама график тарзда (осонгина ечилади 5.7-расм, *и*).

Агар стойка *6* нинг бўғин *1* га таъсирлари йиғиндиси $\overline{F}_{16}$ ни эмас балки ундаги подшипникларнинг аниқ юкланишини билиш лозим бўлса, у ҳолда бўғин *1* нинг айланиш ўқи бўйича ўлчамларини ўз ичига олувчи конструктив схемасига эга бўлиш лозим (5.1-§ га қаранг). У ҳолда изланаётган реакциялар фазовий статика усуллари билан аниқланади.

5.3-§. Пишангли механизмни кучга ҳисоблашнинг аналитик усули

Аналитик усулни марказий кривошип-ползунли механизм мисолида кўриб чиқамиз. Қуйидагилар берилган: 1) кинематик схема (5.8-рас), 2) бўғинларнинг массалари ва инерция моментлари, улар оғирлик марказларининг ҳолати; 3) механизмнинг ҳаракат қонуни; 4) ташқи куч юкланишлари F_3 ва $M_1 \cdot F_3\,(\varphi_3)$, $M_1\,(\varphi_1)$ боғлиқликларни ва $\omega_1 = \omega_1\,(\varphi_1)$ ҳаракат қонунини жадвал кўринишида қабул қиламиз. Оғирлик кучлари кўпгина замонавий машиналар механизмида бошқа кучларга қараганда кичик бўлганлиги сабабли уларни ҳисобга олмаймиз.

Кинематик жуфтликлардаги кучларни аниқлаш

Axy координаталар системасини белгилаймиз (5.8-расм). Кучга ҳисоблаш учун зарур бўладиган хусусиятларни 3-бобдан оламиз:

$$\sin\varphi_2 = -(l/\lambda_2)\,\sin\varphi_1; \qquad (5.7)$$

$$x_C = l_{AC} = l_{AB}\,(\cos\alpha_1 + \lambda_2\cos\varphi_2); \qquad (5.8)$$

$$a_{Cx} = -l_{AB}\,(\cos\varphi_1 + \lambda_2 B)\,\omega_1^2 - l_{AB}\,(\sin\varphi_1 + \lambda_2\,\omega_{\varphi 2}\,\sin\varphi_2)\,\varepsilon_{1x}; \qquad (5.9)$$

$$\varepsilon_2 = \varepsilon_{\varphi 2}\,\omega_1^2 + \omega_{\varphi 2}\,\varepsilon_1. \qquad (5.10)$$

Ушбу тенгламалардаги $\omega_{\varphi 2} = -\cos\varphi_1/\lambda_2\cos\varphi_2$ бўғин *2* нинг бурчак тезлик аналоги (узатиш функцияси); $\varepsilon_{\varphi 2}$ — бўғин *2* нинг бурчак тезланиш аналоги:

$$\varepsilon_{q3} = \frac{\sin\varphi_1 \cos\varphi_2 - \omega_{q2} \cos\varphi_1 \sin\varphi_2}{\lambda_2 \cos^4 \varphi_2},$$

бунда

$$\lambda_2 = l_{BC}/l_{AB}, \qquad B = \varepsilon_{f2} \sin\varphi_2 + \omega_{q2}^2 \cos\varphi_2.$$

Бошланғич бўғин l нинг бурчак тезланиши ε_1 ни аниқлаш усули 4.5 ва 3.4-§ ларда ёритилган.

3-бобда баён этилган методикага кўра ушбуни ҳосил қиламиз:

$$a_{S2x} = -l_{AB}(\cos\varphi_1 + \lambda_2\lambda_S B)\,\omega_1^2 - l_{AB}(\sin\varphi_1 + \lambda_2\lambda_S\,\omega_{q2}\sin\varphi_2)\,\varepsilon_1; \quad (5.11)$$

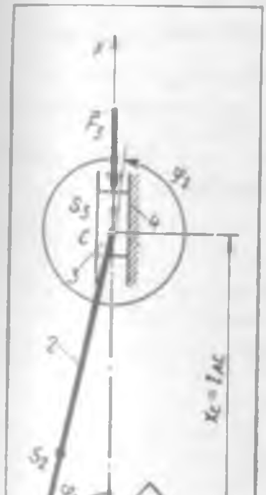
$$a_{S2y} = -[l_{AB}(1-\lambda_S)\sin\varphi_1]\,\omega_1^2 + [l_{AB}(1-\lambda_S)\cos\varphi_1]\,\varepsilon_1, \quad (5.12)$$

бунда $\lambda_S = l_{BS2}/l_{BS}$.

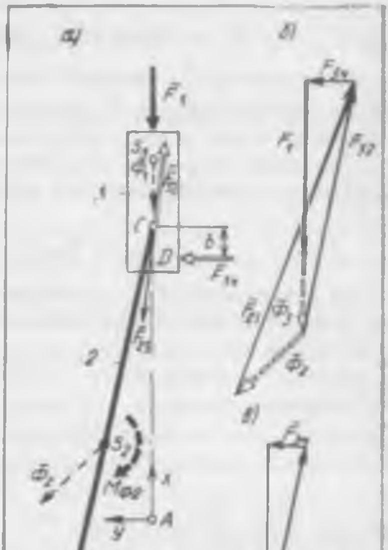
Нотекислик коэффициентининг қиймати кичик бўлган барқарор ҳаракатда (4.9-§ га қаранг) $\omega_1 \approx \omega_{ўр}$, $\varepsilon_1 \approx 0$ деб қабул қилиш мумкин. Ў ҳолда (5.9) тенглама ўзгартирилгандан ва соддалаштирилгандан сўнг тезланиш проекцияси a_{Cx} қуйидаги кўринишга келади:

$$a_{Cx} \approx -\omega_{ўр}^2\, l_{AB}\left(\cos\varphi_1 + \frac{1}{\lambda_2}\cos 2\varphi_1\right). \quad (5.13)$$

$a_{Cy} = 0$, $\varepsilon_3 = 0$ эканлигини (5.8-расм) эътиборга олиб, инерция кучларининг бош векторлари проекцияларини ва инерция кучларининг бош моментларини аниқлаймиз:



5.8- расм



5.9- расм

$$\Phi_{2x} = -m_2 a_{S2x};\quad \Phi_{2y} = -m_2 a_{S2y};\quad \Phi_{3x} = -m_3 a_{Cx};\qquad (5.14)$$

$$M_{\Phi 1} = -J_{1A}\varepsilon_1;\quad M_{\Phi 2} = -J_{2S}\varepsilon_2;\quad M_{\Phi 3} = 0.\qquad (5.15)$$

Бўғин инерция кучининг бош вектори $\overline{\Phi}_1 = -m_1\overline{a}_{S1} = 0$, чунки посанги бўлганлиги учун массалар маркази S_1 айланиш ўқи A да жойлашганлиги сабабли $a_{S1} = 0$.

(5.9) — (5.15) тенгламалардан келиб чиққанидек, инерция кучларининг бош векторлари ва бош моментлари қийматлари бошланғич бўғин *1* бурчак тезлиги ω_1^2 нинг квадратига боғлиқлиги тезюрар механизмлар учун алоҳида аҳамиятга эга.

(5.13) тенгламада a_{Cx} проекция учун тақрибий ифода келтирилган, у барқарор тартибда қўлланилувчи амалий ҳисоблашлар учун мутлақо яроқлидир. Кўриниб турибдики, ушбу проекция, бинобарин, Φ_{3x} проекция ҳам фақат φ_1 бурчакнинггина эмас, балки қўш бурчак $2\varphi_1$ нинг ҳам функциясидир. Шу сабабли $\Phi_3 = \Phi_{3x}$ инерция кучи ифодасидаги биринчи қўшилувчи (агар қавслар очиладиган бўлса) бўғин *1* нинг айланиш частотаси билан даврий равишда ўзгаради ва биринчи тартибли инерция кучи деб аталади. Иккинчи қўшилувчи икки марта ортиқ частота билан даврий равишда ўзгаради ва иккинчи тартибли инерция кучи деб аталади.

Механизмни қисмларга ажратиб бўлгач, *2 — 3* структура группасини кучга ҳисоблашга ўтамиз. Унинг бўғинларига маълум ташқи кучлар $\overline{F}_3$, $\overline{\Phi}_3$, $\overline{\Phi}_2$ ва момент $M_{\Phi 2}$ таъсир қилади (5.9-расм, *a*). Қуйидагилар номаълум: $\overline{F}_{21}$ кучнинг модули ва йўналиши, $\overline{F}_{34}$ кучнинг модули ва унинг b елкаси, C шарнирдаги $\overline{F}_{23} = -\overline{F}_{32}$ муносабат орқали боғланган ўзаро таъсир кучларининг модули ва йўналиши.

Бўғинлар ва *2* ва *3* га қўйилган кучларнинг x ўқи бўйича проекцияларининг йиғиндиси нолга тенг: $\sum\limits_{2,3} X = 0$. Бинобарин,

$$F_{21x} + \Phi_{2x} + F_{3x} + \Phi_{3x} = 0.\qquad (5.16)$$

(5.16) тенгламадан F_{21x} проекция аниқланади. Ушбу ва бундан кейинги ҳамма тенгламалардаги ишоралар алгебраик маънога эга. Бу эса маълум бўлган куч проекцияларининг сон қийматлари проекциялар ҳамда моментлар тенгламаларига ишораларини қатъий ҳисобга олган ҳолда қўйилишини англатади. Чунончи, F_{3x} проекция манфий ишорага эга, чунки куч пастга томон йўналган (5.9-расм, а). $\overline{F}_3$ кучнинг модули ва йўналиши дастлабки берилганлардан олинади. Φ_{2x} ва Φ_{3x} проекцияларнинг қийматлари ва ишоралари (5.11), (5. 9) ва (5.14) тенгламалар ёрдамида ҳисоблаб аниқланади.

Бўғин *3* га қўйилган кучларнинг x ўқига проекциялари йиғиндиси $\sum\limits_{3} X = 0$, ёки

$$F_{32x} + F_{3x} + \Phi_{3x} = 0,\qquad (5.17)$$

бундан F_{32x} проекцияни аниқлаймиз.

F_{23y} проекцияни ҳисоблаш учун бўғин 2 нинг (B нуқтага нисбатан олинган) моментлар тенгламаси $\sum_2 M_B = 0$ дан фойдаланамиз. Бундан

$$F_{23y}\, l_{BC} \cos\varphi_2 - F_{23x}\, l_{BC} \sin\varphi_2 + \Phi_{2y}\, l_{BS2} \cos\varphi_2 -$$
$$- \Phi_{2x}\, l_{BS2} \sin\varphi_2 + M_{\Phi 2} = 0. \qquad (5.18)$$

Ушбу тенгламада $\bar{F}_{23x} = \bar{F}_{32x}$.

C шарнирга таъсир қилувчи $\bar{F}_{23}$ кучнинг модулини

$$F_{23} = \sqrt{F^2_{23x} + F^2_{23y}}$$

тенгламадан аниқлаймиз. $\bar{F}_{23}$ векторнинг φ_{F23} бурчак координатасини эса $\sin\varphi_{F23}$ ва $\cos\varphi_{F23}$ лардан топамиз, яъни

$$\sin\varphi_{F23} = F_{23y}/F_{23}, \qquad \cos\varphi_{F23} = F_{23x}/F_{23}.$$

Бўғин 2 га қўйилган кучларнинг y ўқига проекциялари йиғиндиси $\sum_2 Y = 0$ ёки

$$F_{21y} + F_{23y} + \Phi_{2y} = 0, \qquad (5.19)$$

бундан F_{21y} проекцияни, сўнгра F_{21} кучнинг модулини аниқлаймиз:

$$F_{21} = \sqrt{F^2_{21x} + F^2_{21y}}\,.$$

$\bar{F}_{21}$ векторнинг бурчак координатаси φ_{F21} ни топамиз:

$$\sin\varphi_{F21} = F_{21y}/F_{21}, \qquad \cos\varphi_{F21} = F_{21x}/F_{21}.$$

Бўғин 3 га қўйилган кучларнинг y ўқига проекциялари тенгламаси $\sum_3 Y = 0$, яъни

$$F_{34y} + F_{33y} = 0 \qquad (5.20)$$

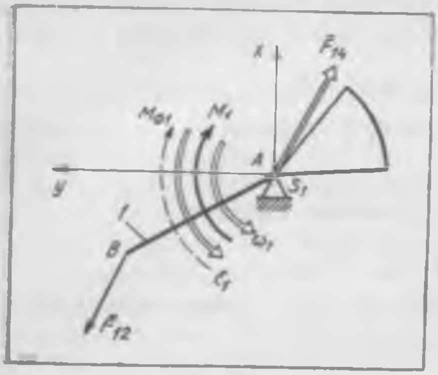
дан F_{34y} проекцияни топамиз. Унинг абсолют қиймати стойка 4 дан ползун 3 га қўйилган $\bar{F}_{34}$ кучнинг модулини, ишораси эса йўналишини билдиради.

Бўғин 3 учун (C нуқтага нисбатан) моментлар тенгламаси $\sum_3 M_C = 0$ га асосан елка $b = 0$ бўлади, ёки (5.9-шакл, a)

$$F_{34} b = 0. \qquad (5.21)$$

Шундай қилиб, 2-3 структура группаси учун олтита (5.16) (5.21) тенгламалардан фойдаланилди ва улардан ҳамма номаълумлар аниқланади.

5.9-расм, б да структура группасининг бўғинларига қўйилган кучлар плани кўрсатилган. Ушбу план бўғинлар тезланувчан ҳаракатининг таъсирини ҳисобга олиш қанчалик муҳим эканлигини яққол кўрсатади. Уни ҳисобга олмаслик, яъни $\bar{\Phi}_2$ ва $\bar{\Phi}_3$ инерция кучларини нолга тенг деб қараш (5.9-расм, в) кинематик жуфтликлардаги кучлар ($\bar{F}_{21}$), $\bar{F}_{32}$, $\bar{F}_{31}$) қийматларининг камайиб кетишига олиб келади, бу ҳол тез-юрар машиналар механизмларида айниқса сезиларли бўлади.



5.10- расм

Қўзғалувчан бўғин *1* ва стойка *4* дан ташкил топувчи бирламчи механизмни кучга ҳисоблашга ўтамиз (5.10-расм). Бўғин *1* га аниқлаб бўлинган $\overline{F}_{12} = -\overline{F}_{21}$ куч, топшириқ шартига биноан соат милининг ҳаракат йўналиши бўйича йўналган M_1 момент (5.8-расм), инерция кучининг бош моменти $M_{\Phi 1}$ ва стойканинг модули ҳамда йўналиши бўйича номаълум бўлган реакцияси $\overline{F}_{14}$ қўйилган. Инерция кучларининг бош вектори $\Phi_1 = 0$ эканлигини эслатиб ўтамиз.

$\Phi_1 = 0$ бўлганлиги учун бўғин *1* га қўйилган кучлар проекцияларининг тенгламалари $\sum\limits_{1} X = 0$, $\sum\limits_{1} Y = 0$ қуйидаги кўринишни олади:

$$F_{14x} + F_{12x} = 0; \tag{5.22}$$

$$F_{14y} + F_{12y} = 0; \tag{5.23}$$

булардан $F_{14x} = -F_{12x}$, $F_{14y} = -F_{12y}$.

Бўғин *1* учун *A* нуқтага нисбатан олинган моментлар тенгламасини тузамиз:

$$M_A(\overline{F}_{12}) + M_1 + M_{\Phi 1} = 0. \tag{5.24}$$

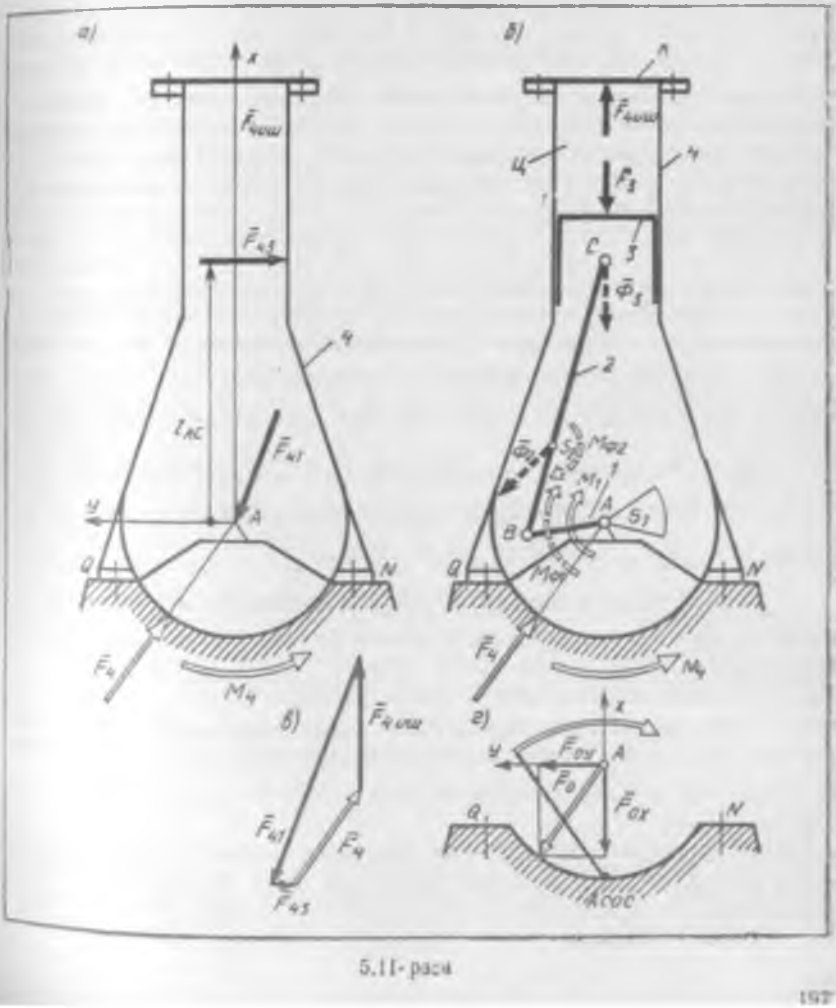
$M_A(\overline{F}_{12})$ момент тенгламага $M_A(\overline{F}_{12}) = F_{12y} l_{AB} \cos\varphi_1 - F_{12x} l_{AB} \sin\varphi_1$ формулага асосан ҳисоблангандаги ишораси билан қўйилади.

(5.24) тенгламанинг чап томонидаги учала қўшилувчи маълум бўлганлиги учун у текшириб кўриш тенгламаси ҳисобланади. Аммо у ҳисоблаш тенгламаси бўлиши ҳам мумкин. Масалан, кучга текшириш кичик қийматли нотекислик коэффициентига кўра барқарор тартибда ҳаракатланадиган механизм учун бажариладиган бўлса, у ҳисоблаш тенгламаси вазифасини ўтайди. Бу ҳолда одатда $M_{\Phi 1}$ момент номаълум бўлиб, уни (5.24) тенгламадан аниқлаш лозим бўлади. $M_{\Phi 1}$ моментнинг қиймати анча катта бўлиши мумкинки, бу эса машинанинг бош валини (бўғин *1* ни) мустаҳкамликка ҳисоблашда муҳим аҳамиятга эга.

Бўғин *1* нинг айланиш нотекислиги кам бўлганда ҳисоблашнинг бошланишида унинг бурчак тезланиши ε_1 одатда аниқлаб ўтирилмайди, чунки у жуда кичик бўлади. Бироқ, бунинг натижасида $M_{\Phi 1} = -\varepsilon_1 J_{1A} \approx 0$ деб қабул қилиш асло мумкин эмас. $M_{\Phi 1}$ моментнинг нолга тенг эмаслиги (5.24) тенгламадан келиб чиқади, чунки M_1 ва $M_A(\overline{F}_{12})$ моментлар аввалдан ўзаро тенг бўлмайди ва бир-биридан кескин фарқ қилади. ε_1 нинг кичик қийматида $M_{\Phi 1}$ нинг қиймати анча катта бўли-

ши қуйидагича тушунтирилади: бўғин *1* қанчалик кичик бурчак тезланиш ε_1 билан айланиши лозим бўлса, ушбу бўғиннинг J_{1A} инерция моменти шу қадар катта бўлиши керак (4.10- § га қаранг); шу сабабли жуда кичик ε_1 нинг жуда катта J_{1A} га кўпайтмаси, яъни $|\varepsilon_1 J_{1A}| = |M_{\Phi 1}|$ асло кичик бўлмайди.

Машина корпусига ҳамда унинг асосига тушувчи куч факторларини аниқлаш. Кривошип-ползунли механизм стойкасини кўриб чиқамиз. Конструктив жиҳатдан у машинанинг махсус асосга ўрнатиладиган корпусидир. Агар машина автомобилнинг ИЁД бўлса, бундай асос вазифасини автомобилнинг рамаси ўтайди, мабодо машина жойидан қўзғатилмайдиган компрессор ёки пресс бўлса, у ҳолда компрессор ёки пресс ўрнатиладиган пойдевор асос ролини ўйнайди ва ҳоказо.



5.11- расм

Стойка 4 га қуйиндаги куч ва моментлар қуйилган (5.11- расм, *а*): бўғинлар 1 ва 3 нинг аниқлаб бўлинган таъсирлари $\overline{F}_{41} = -\overline{F}_{14}$ ҳамда $\overline{F}_{43} = -\overline{F}_{34}$, машинадаги иш жараёнига боғлиқ бўлган куч $\overline{F}_{4иш} = -\overline{F}_3$ ва, ниҳоят, асоснинг иккита куч фактори кўринишидаги реакцияси, яъни модули ҳамда йўналиши бўйича номаълум бўлган бош вектор $\overline{F}_4$ ҳамда номаълум бош момент M_4. Бош момент M_4 нинг қийматини, $\overline{F}_4$ бош векторнинг таъсир чизиғи A нуқтадан ўтади, деб фараз қилган ҳолда аниқлаймиз. Стойкага таъсир этувчи кучлар жумласига, аввалгидек, шартли равишда унинг оғирлик кучи киритилмаганлигини эслатиб ўтамиз.

Агар кучга ҳисоблаш поршенли машинанинг (насос, компрессор, детандер, ИЁД ва ҳоказо) кривошип-ползунли механизми учун бажариладиган бўлса, у ҳолда $\overline{F}_{4иш}$ куч *Ц* цилиндр ичидаги иш бажарувчи жисм (суюқлик, газ) нинг цилиндр қопқоғи *Қ* га босим кучи бўлади (5.11- расм, *б*). Агар кривошип-ползунли механизм пресс ёки дастгоҳнинг асосий механизми бўлса, у ҳолда ишланаётган буюмнинг пресс ёки дастгоҳ столига кўрсатадиган таъсири $\overline{F}_{4иш}$ куч бўлади.

5.11- расм, *в* да график тарзда келтирилган стойка мувозанатининг вектор тенгламасини тузамиз:

$$\overline{F}_{4иш} + \overline{F}_{41} + \overline{F}_{43} + \overline{F}_4 = 0.$$

$\overline{F}_{4иш} = -\overline{F}_3$, $\overline{F}_{41} = -\overline{F}_{21}$, $\overline{F}_{43} = -\overline{F}_{34}$ муносабатлардан фойдаланган ҳолда $\overline{F}_4 = -\overline{F}_3 + F_{21} + \overline{F}_{34}$ ни ҳосил қиламиз. Бироқ кучлар планидан (5.9- расм, *б*) $\overline{F}_{21} + \overline{F}_{34} + \overline{F}_3 = -(\overline{\Phi}_2 + \overline{\Phi}_3)$ эканлиги келиб чиқади. Шу сабабли $\overline{F}_4 = -(\overline{\Phi}_2 + \overline{\Phi}_3)$ ёки проекциялар бўйича: $F_{4x} = -(\Phi_{2x} + \Phi_{3x})$, $F_{4y} = -\Phi_{3y}$. Бундан $F_4 = \sqrt{F_{4x}^2 + F_{4y}^2}$ ни ва $\overline{F}_4$ векторнинг бурчак координатаси φ_{F4} ни аниқлаймиз: $\sin\varphi_{F4} = F_{4y}/F_4$, $\cos\varphi_{F4} = F_{4x}/F_4$.

$\overline{F}_{43}$ куч A нуқтага нисбати $M_A(\overline{F}_{43})$ моментни ҳосил қилади (5.11- расм, *а*), Уни асосдан корпусга (стойкага) таъсир қилувчи M_4 реактив моментгина мувозанатлайди, чунки стойкага таъсир этувчи бошқа кучлар A нуқтага нисбатан момент ҳосил қилмайди. $M_A(\overline{F}_{43})$ момент машина корпусини ағдариб юборишга интилади. Ағдарилишга тўсқинлик қилувчи M_4 момент катталигини стойканинг мувозанати тенгламаси $M_A(\overline{F}_{43}) + M_4 = 0$ дан аниқлаймиз: бундан $M_4 = -F_{43y} l_{AC}$ [(5.8) тенгламага қаранг].

Компрессорнинг ҳам, ИЁД нинг ҳам, электр двигателнинг ҳам, яъни ўзида қандай иш жараёни кечишидан қатъи назар, *исталган машинанинг* корпусига уни ағдаришга интилувчи кучлар ҳам таъсир қилади. Шу сабабли машина ва узатиш механизми ҳамиша ўз асосига ишончли

маҳкамлаб қўйилиши зарур. Маҳкамлашни қандай амалга ошириш кераклиги ва уни ҳисоблаш методикаси «Машина деталлари» ва махсус машинасозлик курсларида баён қилинади.

Изланаётган M_4 моментни бошқача ифодалаймиз. Бунинг учун тўртта бўғиннинг ҳаммаси учун, яъни бутун механизм учун (5.9- расм, a, 5.10- расм ва 5.11- расм, a) A нуқтага нисбатан моментлар тенгламасини тузамиз. C шарнирдаги $\overline{F}_{23}$ ва $\overline{F}_{32}$ ўзаро таъсир кучлари моментларининг тенглиги ва ўзаро қарама-қарши йўналганлигини (5.9- расм, a), шу сабабдан моментлар тенгламасига кирмаслигини айтиб ўтамиз. Бу гап қолган ҳамма кинематик жуфтликлардаги ўзаро таъсир кучларининг, яъни механизм ички кучларининг моментларига ҳам тааллуқлидир. Бинобарин, тенгламага механизмга ташқаридан қўйилувчи кучлар ҳамда жуфт кучларнинггина моментлари киради (5.11- расм, $б$)*. Шу сабабли умуман механизм учун у қуйидаги кўринишни олади:

$$M_1 + M_B(\overline{\Phi}_2) + M_{\Phi 2} + M_{\Phi 1} + M_4 = 0. \qquad (5.25)$$

(5.25) дан келиб чиқадики, изланаётган M_4 моментнинг катталиги машина валига (яъни механизм бўғини 1 га) қўйилган ташқи актив M_1 моментга кўра ҳамда бўғинлар тезланувчан ҳаракатининг таъсирига кўра аниқланади. Кучга ҳисоблаш кинетостатика усули билан олиб борилганлиги сабабли ушбу таъсирнинг сон қиймати бош вектор моменти ва инерция кучларининг бош моменти орқали аниқланади (51-§ га қаранг).

Кривошип-шатунли механизми бўлган машинанинг ўз асосига (пойдеворига) қандай босим билан таъсир қилишини аниқлаймиз. Асосга машинадан тушадиган юк системасини таъсир чизиғи A нуқтадан (бўғин 1 нинг, яъни машина валининг айланиш ўқидан) ўтувчи $\overline{F}_0 = -\overline{F}_4$ бош векторга ва $M_0 = -M_4$ бош моментга келтириш мумкин. (5.11- расм, $г$).

Бош вектор $\overline{F}_0$ нинг x ва y ўқларга проекциялари:

$$F_{0x} = \Phi_{1x} + \Phi_{2x} + \Phi_{3x} = \Phi_{\Sigma x}; \qquad (5.26)$$

$$F_{0y} = \Phi_{1y} + \Phi_{2y} = \Phi_{\Sigma y}. \qquad (5.27)$$

Бош момент M_0 қуйидагича ифодаланади:

$$M_0 = [M_{\Phi 1} + M_{\Phi 2} + M_A(\overline{\Phi}_1) + M_A(\overline{\Phi}_2)] + M_1 = M_{\Phi\Sigma} + M_1. \qquad (5.28)$$

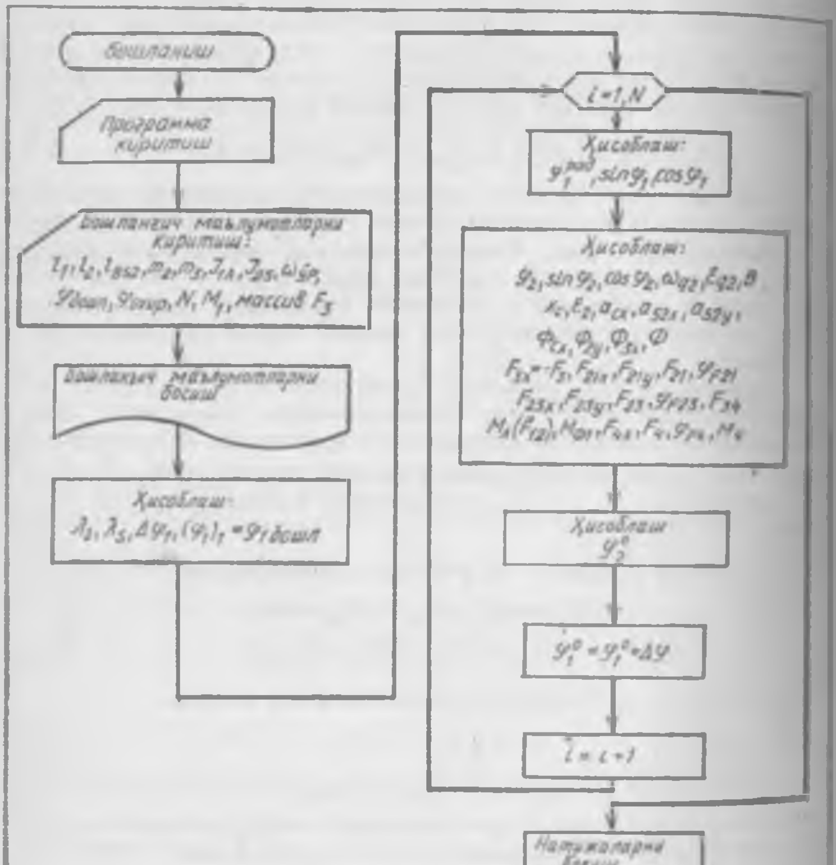
(5.26) — (5.28) тенгламаларда $\overline{\Phi}_{\Sigma}$ ва $M_{\Phi\Sigma}$ ҳарфлари билан механизмдаги ҳамма қўзғалувчан бўғинлар инерция кучлари системасининг умумий бош вектори (проекциялари орқали) ва умумий бош моменти бел-

---

* $\overline{F}_3$ ва $\overline{F}_{4иш}$ кучлар — иш жисмининг (масалан, поршенли машиналарда — газнинг, суюқликнинг ёки технологик машиналарда ишланувчи буюмнинг) таъсир кучлари. Бироқ иш жисми механизмнинг бўғини ҳисобланмайди ва унинг таркибига кирмайди, шу сабабли $\overline{F}$ ва $\overline{F}_{4иш}$ кучлар механизм учун ташқи кучлардир (Ички кучлар эмас, гўё шундай бўлиб туюлса ҳам).

гиланган. Бўғин *1* нинг массалар маркази унинг айланиш ўқида жойлашмаган ҳолдагина ушбу тенгламаларга Φ_{1x}, Φ_{1x}, $M_A(\overline{\Phi}_1)$ ҳадлар киради; қўшилувчилар: $\Phi_{3y} = 0$, $M_A(\overline{\Phi}_3) = 0$ (5.9- расм, *a*), $M_{\Phi 3} = 0$ [(5.15) тенгламаларга қаранг].

(5.26) ва (5.27) тенгламалардан кўриниб турибдики, $\overline{F}_0$ бош вектор инерция кучлари орқали аниқланади, бу эса унинг механизмдаги ҳамма қўзғалувчан бўғинларнинг тезланувчан ҳаракати эканлигини, яъни динамик табиатга эгалигини кўрсатади. Шу билан бирга машина асосига



5.12- расм

кучга ҳисоблашда кўриб чиқилмаган унинг ўз оғирлик кучи ва баъзи ҳолларда бошқа актив кучларнинг, масалан, пойдеворга маҳкамлаш болтларини бураш кучларнинг таъсири узатилади. Бинобарин, умумий ҳолда бош вектор $\overline{F}_0$ иккита ташкил этувчидан иборат: биринчи динамик ташкил этувчи механизм бўғинларининг *тезланувчан ҳаракатидан* вужудга келади; иккинчи ташкил этувчи *актив кучлар* таъсирида вужудга келади.

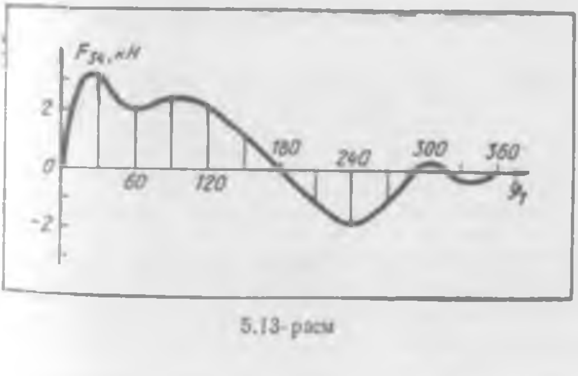
M_0 бош момент ҳам умумий ҳолда иккита ташкил этувчидан иборат бўлади: биринчи динамик ташкил этувчи [масалан, (5.28) тенгламадаги катта қавс ичидагилар] бўғинларнинг *тезланувчан ҳаракати* натижасида юзага келади, иккинчи ташкил этувчи эса актив куч ва моментлар таъсирида вужудга келади.

График ёки аналитик усулда кучга ҳисоблашни механизмнинг турли ҳолатлари учун кўп марта ўтказиш лозим. Бу эса, кучга ҳисоблашнинг қайси усули қўлланилишидан қатъи назар, кўп меҳнат талаб қиладиган иш эканлигини билдиради. ЭҲМ дан фойдаланиб меҳнат сарфини анча камайтириши мумкин (қ.: *Лукичев Д. М., Тимофеев Г. А.* Определение усилий в кинематических парах рычажных механизмов с применением ЕС ЭВМ. М., 1983).

ЭҲМ да бажарилган кучга ҳисоблаш натижаларини таҳлил қилиш. 53- § да баён этилган методика асосида кривошип-ползунли механизмни ҳисоблаш алгоритмининг схемаси тузилган (5.12- расм). Ушбу схема бош механизми кривошип-ползунли бўлган исталган бир цилиндрли иккита тактли поршенли машиналар, кривошипли пресс ҳамда бошқа икки тактли технологик механизмлар учун ярайди.

ЕС- 1022 машинаси учун ФОРТРАН тилида тузилган программа бўйича барқарорлашган тартибда ишловчи, нотекислик коэффициенти кичик бўлган дизель механизми сонли усулда кучга ҳисоблаб чиқилди. Тирсакли валнинг бир марта айланишида умумлашган координата φ_1 нинг ўзгариш қадами $\Delta\varphi_1 = 5$ ни ташкил этди. ЭҲМ барча ҳисоблаш ишларини (33 та тенгламанинг ҳар бирини 72 мартадан) 46 секундда бажарди.

Ҳисоблаш натижаларини график тарзда кўрсатиш мумкин. 5.13- расмда цилиндр (стойка) *4* томонидан поршень *3* га (5.11- расм, *б*)



5.13- расм

6.1- §. Механизмларнинг мувозанатланмаганлиги турлари. Статик мувозанатлаш

Бошланғич бўғини *1 ўзгармас* бурчак тезлик билан айланувчи кис механизмни кўриб чиқамиз (6.1- расм, *а*). Ҳамма қолган бўғинлар бурчак тезланиш билан ҳаракатланади, массалар марказлари S_1, S_2, S_3 эса чизиқли тезланишга эга бўлади. (5.4) формулаларга асосан ҳамма бўғинлар инерция кучларининг бош вектори ва бош моментини аниқлаймиз.

Механизм бўғинларининг конструкцияси, кўпгина машиналарнинг механизмларига хос бўлгани каби, чизма текислигига нисбатан симметрик бўлсин. У ҳолда ҳамма бўғинлар инерция кучларининг бош векторлари ҳамда бош моментлари (натижаловчи жуфтликлар) ҳам ушбу текисликда жойлашади.

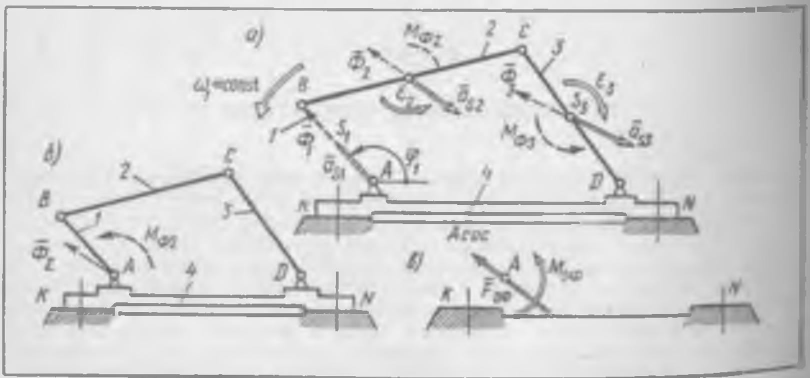
Инерция кучларининг бутун системасини *А* марказга келтирамиз (6.1- расм *б*), натижада бутун система умумий бош векторга:

$$\bar{\Phi}_{\Sigma} = \sum_{1}^{n} \bar{\Phi}_i \qquad (6.1)$$

ҳамда умумий бош моментга:

$$M_{\Phi\Sigma} = \sum_{2}^{n} M_{\Phi i} + \sum_{1}^{n} M_A(\bar{\Phi}_i) \qquad (6.2)$$

келтирилади, бунда *n* — механизмнинг қўзғалувчан бўғинлари сони (6.1- расм, *а* да $n = 3$). Юқорида $\omega_1 = \text{const}$ қилиб олинганлиги сабабли $M_{\Phi 1} = 0$, $M_A(\bar{\Phi}) = 0$. Олдинроқ (5.3- § да) асос юкланишининг динамик ташкил этувчилари $\bar{F}_{о\Phi}$ ва $M_{о\Phi}$ лар сон жиҳатидан механизмнинг барча ҳаракатланувчи бўғинлари инерция кучлари системасининг умумий бош вектори $\bar{\Phi}_{\Sigma}$ ва умумий бош моменти $M_{\Phi\Sigma}$ га тенг бўли-



6.1- расм

ши айтиб ўтилган эди: $\overline{F}_{оФ} = \overline{\Phi}_{\Sigma}$, $M_{оФ} = M_{\Phi\Sigma}$ (6.1- расм, *в*). Бунда шу нарсани таъкидлаш лозимки, асосни юклантирадиган кучлар амалда машина корпуси (яъни механизм стойкаси *4*) асосга маҳкамланадиган жойга (6.1- расм *K* ва *N* билан белгиланган жойларга) қўйилади. Шу сабабли $\overline{F}_{оФ}$ ва $M_{оФ}$ лар механизмнинг асосга динамик таъсири натижаларининг йиғиндисинигина ифодалайдиган *соф ҳисобий* катталиклардир. Агар механизм инерция кучининг бош вектори $\overline{\Phi}_{\Sigma} \neq 0$ бўлса, яъни $\overline{F}_{оФ} \neq 0$ бўлса, у ҳолда бундай механизм статик мувозанатланмаган механизм дейилади. Агар $M_{\Phi\Sigma} \neq 0$ бўлиб, бироқ $\overline{\Phi}_{\Sigma} = 0$ бўлса, яъни $M_{оФ} \neq 0$ бўлиб бироқ $\overline{F}_{оФ} = 0$ бўлса, у ҳолда бундай механизм момент жиҳатидан мувозанатланмаган механизм дейилади*.

Механизмни лойиҳалашда

$$\overline{\Phi}_{\Sigma} = 0 \qquad (6.3)$$

шартни бажариш мақсадида амалга ошириладиган махсус тадбирлар механизмни статик мувозанатлашдан иборатдир. Бунда, бир вақтнинг ўзида $M_{\Phi\Sigma} = 0$ шартни ҳам бажариш мақсад қилиб қўйилмаслигини айтиб ўтиш керак. Бинобарин, статик мувозанатланган механизм ўз асосига ҳеч қандай *куч тарзида динамик таъсир кўрсатмайди* ($\overline{F}_{0Ф} = \overline{\Phi}_{\Sigma} = 0$). Шу билан бирга, бундай механизм умумий ҳолда момент кўринишидаги динамик таъсир кўрсатади ($M_{оФ} = M_{\Phi\Sigma} \neq 0$).

Назарий механикадан маълумки $\overline{\Phi}_{\Sigma} = -m_{\Sigma}\overline{a}_S$, бунда: m_{Σ} — механизмнинг ҳамма ҳаракатланувчи бўғинлари системасининг массаси; $\overline{a}_S$ — ушбу система массалари марказининг тезланиши. Бундан, (6.3) шарт фақат $a_S = 0$ бўлганда бажарилиши келиб чиқади, бу эса механизмнинг ҳаракатланувчи бўғинларининг массалари маркази *S* силжимагандагина амалга ошиши мумкин. Шундай қилиб, статик мувозанатлаш шундай амалки, бунинг натижасида ишлаётган механизм ҳаракатланувчи бўғинлари *массаларининг маркази қўзғалмас бўлиб қолади*. Бунга алмаштирувчи массалар усули билан эришиш мумкин*. Ушбу усулни кўриб чиқамиз.

Текис ёки айланма ҳаракат қилувчи, *m* массага эга бўлган *AB* жисм берилган бўлсин (6.2- расм *а*). Бутун ҳажми бўйича тақсимланган жисм массасини *A* ва *B* нуқталарга тўплаймиз (6.2- расм, *б*). Тўплан-

* «Статик мувозанатланмаганлик» атамаси кенг тарқалган бўлса ҳам у жуда тўғри қўлланилмаган. Унинг пайдо бўлишига сабаб шуки, статик мувозанатланмаганликни механизмни ҳаракатга келтирмасдан, яъни қўзғалмас (статик) ҳолатдалигида ҳам пайқаш мумкин. Бироқ ўзининг физик табиатига кўра, «статик» (шунингдек момент жиҳатидан ҳам) мувозанатланмаганлик тўлиқ маънодаги динамик ҳодисадан иборат.

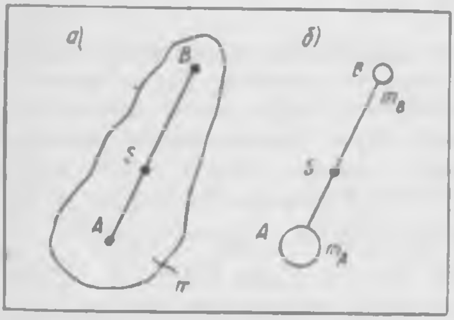
* Статик мувозанатлашни бош нуқталар векторлари усули билан ҳам бажариш мумкин (масалан, [1, 2, 3] ларга қаранг).

ган m_A ва m_B массаларнинг қийматларини қуйидаги тенгламалардан аниқлаймиз:

$$m_A + m_B = m; \quad m_A l_{AS} = m_B l_{BS}. \tag{6.4}$$

(6.4) тенгламаларнинг биринчиси алмаштирувчи $[m_A, m_B]$ системанинг массаси берилган жисм массасига тенглигини, иккинчиси $[m_A, m_B]$ системанинг массалари маркази S' берилган жисмнинг массалари маркази S жойлашган нуқтада жойлашганлигини билдиради. Бундан алмаштирувчи $[m_A, m_B]$ система инерция кучларининг бош вектори берилган жисм инерция кучларининг бош векторига тенглиги келиб чиқади. Бироқ $[m_A, m_B]$ массалар системаси инерция кучларининг бош моменти берилган жисм инерция кучларининг бош моментига тенг бўлмайди.

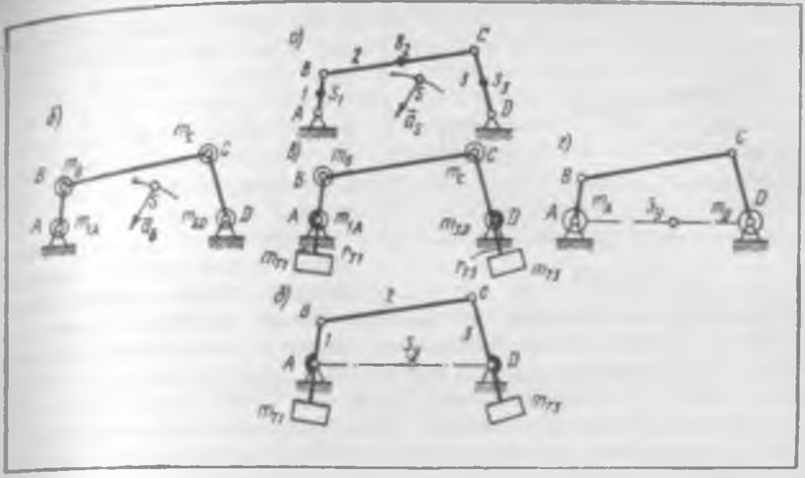
Статик мувозанатлашда фақат бўғинлар инерция кучларининг бош векторлари ҳисобга олиниб [(6.3) тенгламага қаранг], инерция кучларининг бош моментлари эътиборга олинмаганлиги сабабли ҳар бир бўғинни иккита тўпланган массалар билан алмаштиришни айнан статик мувозанатлашда татбиқ этиш мутлақо тўғри бўлади.



6.2- расм

Ҳаракатланувчи бўғинларининг узунликлари l_1, l_2, l_3, уларнинг массалари m_1, m_2, m_3 ва массалари марказлари s_1, s_2, s_3 нинг ҳолатлари берилган шарнирли тўрт бўғинли механизмни (6.3- расм, *а*) статик мувозанатлаймиз.

Ҳар бир бўғинни иккита тўпланган массалар билан алмаштирамиз, бунда (6.4) тенгламалардан фойдаланамиз: $m_{1A} = m_1 l_{BS1}/l_1$, $m_{1B} = m_1 l_{AS1}/l_1$, $m_{2B} = m_2 l_{CS2}/l_2$, $m_{2C} = m_2 l_{BS2}/l_2$, $m_{3C} = m_3 l_{DS3}/l_3$, $m_{3D} = m_3 l_{CS3}/l_3$. B ва C нуқталарда жойлашган массаларни бирлаштирамиз: $m_B = m_{1B} + m_{2B}$, $m_C = m_{2C} + m_{3C}$. Шундай қилиб, берилган механизм A, B, C, D, нуқталарда жойлашувчи тўртта масса билан алмашиниб қолади (6.3- расм, *б* га қаранг, унда механизмнинг ҳаракатсиз бўлиб қолган бўғинлари қўш чизиқлар билан тасвирланган). $[m_{1A}, m_B, m_C, m_{3D}]$ системанинг массалар маркази S берилган механизм ҳаракатланувчи бўғинлари *1*, *2*, *3* системасининг массалари маркази турган жойда жойлашади. Механизм ишлаганда массалар маркази S $\bar{a}_s$ тезланиш билан ҳаракатланади, бу эса берилган механизмнинг (6.3- расм, *а*) статик мувозанатланмаганлигини билдиради.



6.3- расм

Бўғинлар *1* ва *3* га $[m_B, m_{т1}]$ ва $[m_C, m_{т3}]$ системалар массаларининг марказлари қўзғалмас *A* ва *D* нуқталарга тушадиган қилиб посангилар (тўғриловчи массалар) $m_{т1}$ ва $m_{т3}$ ўрнатамиз (6.3- расм, *в*). Бунинг учун қуйидаги муносабатлар бажарилиши керак:

$$m_{т1} r_{т1} = m_B l_1, \quad m_{т3} r_{т3} = m_C l_3. \qquad (6.5)$$

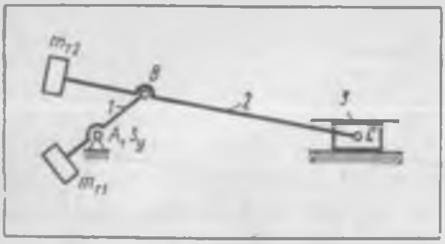
Бўғинлар *1* ва *3* да жойлашган массаларни бирлаштирамиз:

$$m_A = m_{1A} + m_B + m_{т1}, \qquad m_D = m_{3D} + m_C + m_{т3}$$

(6.3-расм, *в*, *г*). Шундай қилиб, посангилар ўрнатилгандан сўнг, берилган механизм иккита қўзғалмас m_A ва m_D массалар системаси билан алмаштирилиши мумкин. Шу сабабли ушбу системанинг массалар маркази S_v, бинобарин, берилган механизмнинг $m_{т1}$ ва $m_{т3}$ посангилар ўрнатилган массалар маркази ҳам қўзғалмас бўлиб қолади (6.3-расм, *г*, *д*). Бу эса берилган механизмни статик мувозанатлаш амалга оширилганлигини билдиради. Посангиларнинг $m_{т1}$ ва $m_{т3}$ массаларини $r_{т1}$ ва $r_{т3}$ ўлчамларга қийматлар берган ҳолда (6.5) тенгламадан аниқлаш лозим.

Шундай қилиб, алмаштирувчи массалар усули қуйидагилардан иборат: механизмнинг ҳар бир бўғинини иккита тўпланган массалар билан алмаштириш керак, сўнгра посангилар (тўғриловчи массалар) киритган ва уларни алмаштирувчи массалар билан бирлаштирган ҳолда, ана шу бирлаштирилган массаларнинг маркази оқибат натижада механизмнинг қўзғалмас нуқталарида жойлашувига эришиш лозим.

Кривошип-ползунли механизмни ҳам иккита посанги билан (6.4-расм) статик мувозанатлаш мумкин ([1, 2, 3] га қаранг). Бироқ шатун *2* га посанги $m_{т2}$ ўрнатилганда у анчагина узаяди, шу билан бирга механизмнинг ташқи ўлчамлари (габарити) катталашади. Шу сабабли бундай ечим конструктив жиҳатдан кўнгилдагидек бўлмайди ва инженерлик амали-



6.4 - расм

ётида кам қўлланилади. Одатда, кривошип-ползунли механизм бўғин *1* га фақат битта посанги ўрнатиш йўли билан статик мувозанатланади. Бироқ бу ҳолда статик мувозанатлаш тўла эмас, балки қисман бўлади.

Горизонтал кривошип-ползунли механизмни (6.5- расм, *а*) шундай статик мувозанатлаш талаб этилаётган бўлсинки, бунда асосга фақат вертикал йўналишда бўладиган динамик таъсир йўқотилсин. Берилган механизмнинг бўғинларини учта тўпланган m_{1A}, m_B, m_C массалар билан алмаштирамиз (6-5-расмга қаранг, унда механизмнинг ҳаракатсиз бўлиб қолган бўғинлари қўш чизиқлар билан кўрсатилган). Алмаштиришни амалга оширганда бўғин *3* илгарилама харакатланганлиги сабабли m_3 массаниг ҳаммасини *С* нуқтада тўплаймиз. (6.4) тенгламадан фойдаланиб қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$m_{1A} = m_1 l_{BS_1} / l_1, \quad m_B = m_{1B} + m_{2B} = m_1 l_{AS_1} / l_1 + m_2 l_{CS_2} / l_2,$$

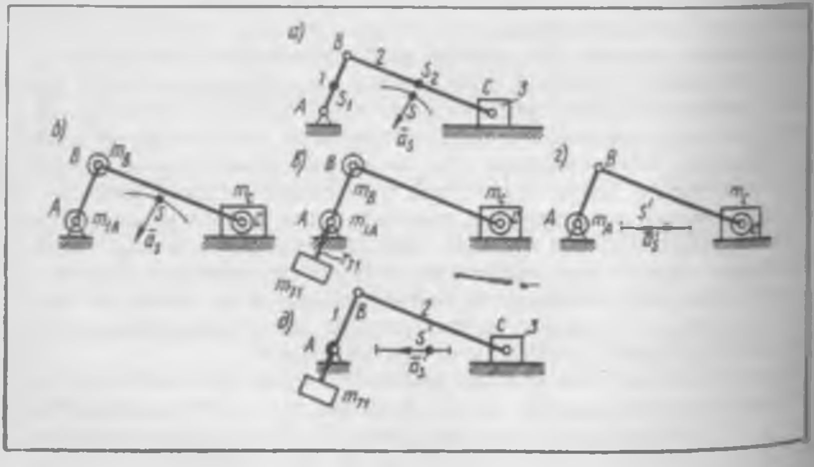
$$m_C = m_{2C} + m_3 = m_2 l_{BS_2} / l_2 + m_3.$$

Бўғин *1* да $m_{т1}$ посангини ($m_{т1}$, m_B) массалар системасининг маркази қўзғалмас *А* нуқтада жойлашадиган қилиб жойлаштирамиз. Бунинг учун

$$m_{т1} \cdot r_{т1} = m_B l_1 \tag{6.6}$$

муносабатни бажарамиз.

Бўғин *1* да жойлашган массаларни бирлаштирамиз: $m_A = m_{1A} + m_B + m_{т1}$ (6.5-расм, г). Шундай қилиб, $m_{т1}$ посанги жойлаштирилган-



6.5- расм

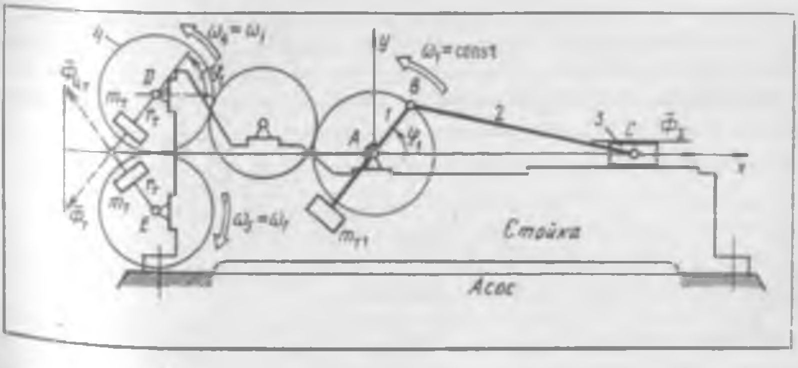
дан сўнг, берилган механизм иккита масса — қўзғалмас m_A ва горизонтал йўналишда ҳаракатланувчи m_C массалар системаси билан алмаштирилиши мумкин. Шу сабабли ушбу системанинг маркази S', бинобарин, берилган механизмнинг посанги $m_{т1}$ ўрнатилган массалари маркази горизонтал йўналишда ҳаракатланади. (6.5-расм, *г*, *д*). Демак, механизмнинг асосига вертикал йўналишда бўладиган динамик таъсир йўқолади. Бироқ $F_{ibx} = \Phi_{\Sigma x} = -(m_{2C} + m_3)a_{Cx}$ формула ёрдамида аниқлаш мумкин бўлган горизонтал йўналишдаги таъсир қолади. Посангининг $m_{т1}$ массасини $r_{т1}$ ўлчамга қиймат берган ҳолда (6.6) тенгламадан аниқлаш лозим.

Кривошип-ползунли механизмни қисман статик мувозанатлашни давом эттириш мумкин. (5.13) тенгламадан фойдаланган ҳолда қолган $\Phi_{\Sigma x}$ мувозанатлиликни қуйидагича ифодалаймиз:

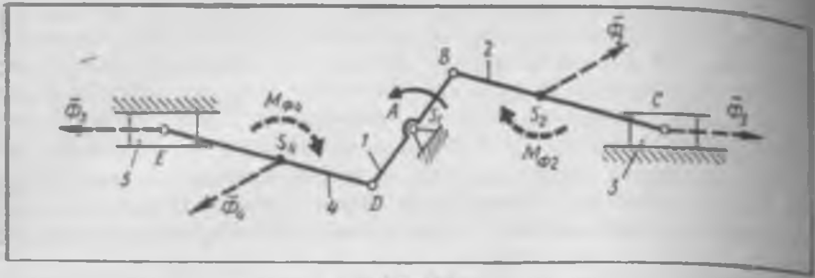
$$\Phi_{\Sigma x} = \omega_1^2 l_1 m_C \cos\varphi_1 + (1/\lambda_2)\omega_1^2 l_1 m_C \cos 2\varphi_1 = \Phi_{Ix} + \Phi_{IIx}.$$

Бунда $\omega_1 = \omega_{ўр} = \text{const}$, $1/\lambda_2 = l_1/l_2$, Φ_{Ix} — биринчи тартибли инерция кучи, Φ_{IIx} — иккинчи тартибли инерция кучи (6-6-расм).

Бўғин *1* нинг айланиш частотасига тенг бўлган частота билан қарама-қарши томонга айланаётган яна иккита посанги [$m_т$, $m_т$] киритиш билан (6.6- расм) асосга куч орқали бўладиган таъсирнинг инерция кучи Φ_{Ix} билан баҳоланадиган қисмини йўқотамиз (6.6- расм). Ушбу посангилар *D* ҳамда *E* таянчларнинг қиймат жиҳатдан посангиларнинг марказдан қочма инерция кучлари $|\bar{\Phi}_{мт}| = m_т \omega_1^2 r_т$ га тенг бўлган динамик юкланишини юзага келтиради. Иккала марказдан қочма инерция кучининг тенг таъсир этувчиси *x* ўқи бўйича йўналган бўлиб, унинг ушбу ўққа проекцияси $\Sigma\Phi_{мтx} = -2m_т r_т \omega_1^2 \cos\varphi_1$ ни ташкил этади (6.6- расм). Агар посангилар $2m_т r_т = m_c l_1$ шарт бажариладиган қилиб ясалса, у ҳолда $\Sigma\Phi_{мтx} + \Phi_{Ix} = 0$ га эга бўламиз. Бу эса қўшимча посангилар туфайли динамик таъсирнинг қиймат жиҳатидан биринчи тартибли инерция кучи Φ_{Ix} га тенг бўлган қисми мувозанатланишини билдиради. Бироқ иккинчи тартибли инерция кучи Φ_{IIx} билан баҳола



6.6- расм



6.7 расм

надиган таъсирнинг бошқа қисми қолади. Аммо Φ_{II}, Φ_{I} дан бир неча марта кичик бўлганлиги учун, иккита қўшимча посанги $(m_т, m_т)$ ўрнатилгандан сўнг қолган мувозанатланмаганлик жуда кичик бўлади.

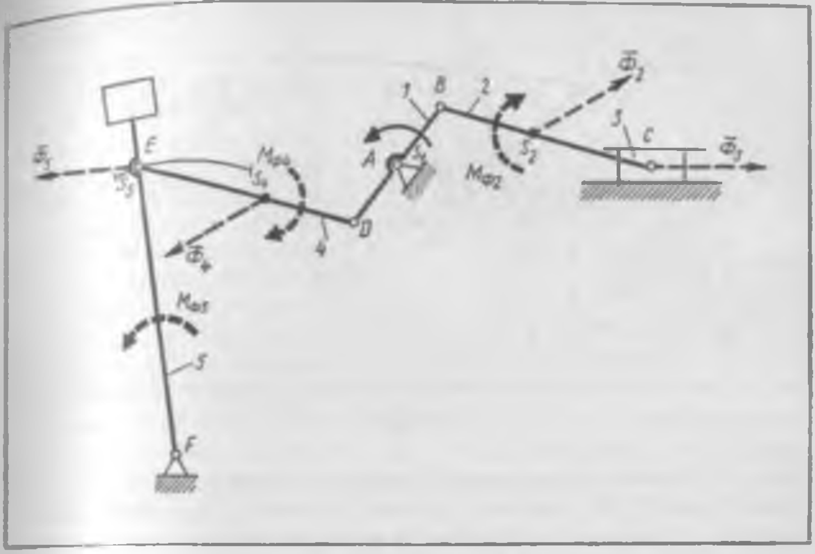
Тўла статик мувозанатланганликка посангилар ўрнатмасдан ҳам, ўз-ўзидан мувозанатланган деб аталувчи механизмни лойиҳалаш орқали эришиш мумкин. Бунга мотоцикллар ва бошқаларда қўлланиладиган ички ёнув двигателларининг қўш кривошип-ползунли механизмлари мисол бўла олади (6.7- расм). Механизм қия симметрик тарзда ишланган, ўнг ва чап томондаги шатун-поршенли группалар *2-3* ва *4-5* мутлақо бир хилда бўлиб, тирсакли вал *1* нинг массалар маркази S_1 айланиш ўқида жойлашган ($\overline{\Phi}_1 = 0$). Шу сабабли $\overline{\Phi}_\Sigma = \overline{\Phi}_1 + \overline{\Phi}_2 + \overline{\Phi}_3 + \overline{\Phi}_4 + \overline{\Phi}_5 = 0$ (6.7- расм), бу эса механизмнинг тўла статик мувозанатланганлигидан далолат беради. Бироқ шу нарсага эътибор бериш керакки,

$$M_{\Phi\Sigma} = M_{\Phi 2} + M_{\Phi 4} + M_A(\overline{\Phi}_2) + M_A(\overline{\Phi}_4) \neq 0,$$

яъни механизм момент жиҳатидан мувозанатланган эмас.

Темирчилик-пресслаш машинасининг механизми бошқа бир мисол бўла олади (6.8-расм). Ишқаланишга бўладиган исрофларни йўқотиш мақсадида чап томондаги ползун ўрнига коромисло *5* қўлланилган. У шундай конструкцияга эгаки, массалар маркази S_5 E нуқтада жойлашади ва $m_5 = m_3$ бўлади. Массалар маркази S_5 ёй бўйича (C каби тўғри чизиқ бўйича эмас) қайтма ҳаракат қилади, лекин унинг тўғри чизиқли йўли C нинг йўлига тенгдир. Шу сабабли $\overline{\Phi}_5 \neq \overline{\Phi}_3$, $\overline{\Phi}_4 \neq \overline{\Phi}_2$. Бироқ инерция кучларининг бош векторлари $\overline{\Phi}_1$ ва $\overline{\Phi}_3$, шунингдек $\overline{\Phi}_4$ ва $\overline{\Phi}_2$ ҳам жуфт-жуфт тарзда модул жиҳатидан бир-бирига жуда яқин ва бир-бирига деярли ҳамма вақт қарама-қарши йўналган бўлади. Шу боис $\overline{\Phi}_\Sigma \approx 0$, яъни механизм амалда тўла статик мувозанатлангандир. Бироқ у момент жиҳатидан мувозанатланмагандир.

Тўла статик мувозанатланган механизмнинг жуда муҳим хусусиятини айтиб ўтамиз: бошланғич бўғин бурчак тезлиги ω_1 нинг хоҳ *ўзгармас*, *хоҳ ўзгарувчан исталган қийматида* бундай механизм ўзининг тўла статик мувозанатланган ҳолатини сақлаб қолади.



6.8- расм

6.2- §. Момент жиҳатидан мувозанатлаш

Тўла статик мувозанатланган механизмлар ($\bar{\Phi}=0$) момент жиҳатидан мувозанатланган ҳолатга келтирилади. Момент жиҳатидан мувозанатлашдаги вазифа

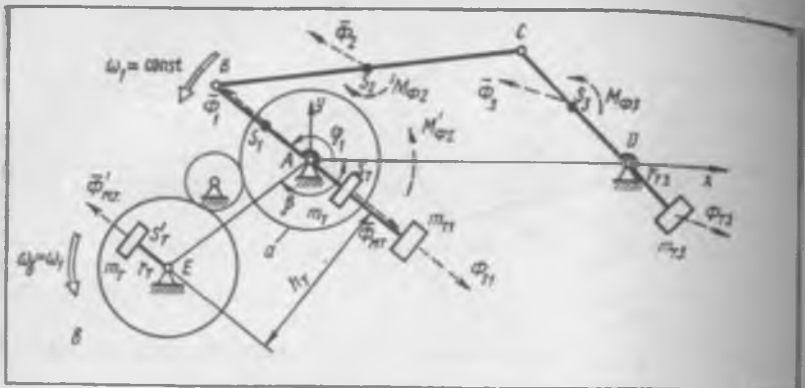
$$M_{\Phi\Sigma}=0 \qquad (6.7)$$

шартининг бажарилишига эришишдан иборат. Бинобарин, момент жиҳатидан мувозанатлаш натижасида, механизмнинг асосга кўрсатадиган *момент кўринишидаги динамик таъсири* бартараф қилинади: $M_{0\Phi}=M_{\Phi\Sigma}=0$. Момент жиҳатидан мувозанатлашни шарнирли тўрт бўғинли механизм мисолида кўриб чиқамиз (6.1-расм, *а*; 6.3- расм, *а*).

Ҳисоблашни $\omega_1=\text{const}$ шартига кўра бажарамиз. Тўла статик мувозанатланган ($\Phi_\Sigma=0$), бироқ ҳали момент жиҳатидан мувозанатлаш босқичидан ўтмаган ($M'_{\Phi\Sigma}\neq0$) механизм инерция кучларининг бутун системасини алмаштирадиган инерция кучларининг умумий бош моменти $M'_{\Phi\Sigma}$ ни (6.2) тенглама ёрдамида ҳисоблаб топамиз. Бунда шу нарсани назарда тутиш лозимки, тўла статик мувозанатланганидан сўнг механизм схемасида m_{T1} ва m_{T3} массалари тахминан нуқталарда тўпланган деб қараладиган посангилар пайдо бўлди (6.3-расм, *д*). Посанги m_{T3} нинг инерция кучи моменти $\bar{\Phi}_{T3}$ ҳам (6.2) алгебраик тенгламага киритилиши лозим. Буни эътиборга олган ҳолда қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$M'_{\Phi\Sigma}=M_{\Phi2}+M_{\Phi3}+M_A(\bar{\Phi}_2)+M_A(\bar{\Phi}_3)+M_A\bar{\Phi}_{T3}). \qquad (6.8)$$

14*



6.9- расм

($[m_т, m_т]$ посангиларини ҳозирча эътиборга олмай турган ҳолда 6.9 расмга қаранг). Шу нарсани уқтириш лозимки, $M'_{\Phi\Sigma}$ момент $\bar{\Phi}_{\Sigma} = 0$ шартга кўра аниқланганлиги сабабли унинг қиймати келтириш марказининг қандай танланишига боғлиқ эмас, яъни бундай марказ сифатида албатта A нуқтани эмас, балки *исталган* нуқтани олиш мумкин.

Механизмнинг ҳаракати жараёнида (6.8) тенгламанинг ўнг томонидаги ҳамма ташкил этувчилар, бинобарин, $M'_{\Phi\Sigma}$ момент ҳам даврий равишда ўзгаради. Бошланғич бўғиннинг бир марта айланишидаги бу ўзгариш 6.10-расмда кўрсатилган.

Механизм схемасига ҳар бири m_T массага эга бўлган иккита посанги киритиб, уларни тишли ғилдираклар a ва b га ўрнатамиз (6.9). Тишли ғилдирак a бўғин 1 билан бикр боғланган ва $\omega_1 = \text{const}$ бурчак тезликка эга; унга тенг бўлган тишли ғилдирак b ҳам a ғилдиракнинг бурчак тезлиги йўналишида ва унинг бурчак тезлигига тенг бўлган бурчак тезликда айланади. Посангиларнинг (тўғриловчи массаларнинг) радиал координаталари $r_т$ бир хил; посангиларнинг бурчак координаталари механизмнинг исталган ҳолатида бир-биридан 180° га фарқ қилади.

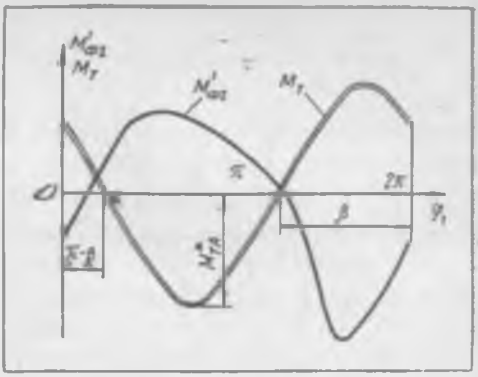
Натижада посангиларнинг марказдан қочма инерция кучлари $h_т$ елкали $[\bar{\Phi}_{мт}, \bar{\Phi}'_{мт}]$ жуфт кучларни ташкил қилади (6.9-расм). Жуфтликнинг елкаси $h_T = l_{AE}\sin(\varphi_1 + \beta)$; марказдан қочма кучнинг модули $\Phi_{мт} = m_т r_т \omega_1^2$; Шу боис бундан буён биз тўғриловчи деб атайдиган жуфт кучлар моменти қуйидагилардан иборат бўлади:

$$M_т = m_т r_т \omega_1^2 l_{AE} \sin(\varphi_1 + \beta) = M_{тA} \sin(\varphi_1 + \beta). \qquad (6.9)$$

E нуқтанинг ҳолатини (6.9-расм) шундай танлаш керакки, тўғриловчи $M_т$ момент $M'_{\Phi\Sigma}$ моментга қарши йўналган бўлсин.

$S_т$ ва $S^1_т$ нуқталарга посангилар ўрнатилгандан сўнг механизм инерция кучларининг бутун системаси умумий бош момент $M_{\Phi\Sigma} = M'_{\Phi\Sigma} + M_т$ га келтирилади. $M_т$ момент (6.9) тенгламага кўра синусо-

ида қонуни бўйича ўзгаради. Бироқ 6.10-расмдан кўриниб турибдики, $M'_{\Phi\Sigma}$ моментнинг ўзгариши синус қонунига бўйсунмайди, бироқ унга бир оз ўхшайди. Бинобарин, $M_{т}$ тўғриловчи момент $M'_{\Phi\Sigma}$ моментни аниқ мувозанатлай олмайди. Шу сабабли β бурчакнинг ҳам да $M_{тA}$ амплитуданинг шундай қийматларини топиш керакки, бунда синусоида боғлиқлик $M'_{\Sigma\Phi}(\varphi_1)$ функцияга энг яхши тарзда яқинлашсин (аппроксимациялансин). У ҳолда момент жиҳатидан мувозанатлаш амалда бажарилган бўлади: $M_{о\Phi} = M_{\Phi\Sigma} = M'_{\Phi\Sigma} + M_{т} \approx 0$. Амплитуданинг аниқланган энг яхши қийматини $M^{*}_{тA}$ билан белгилаймиз (6.10-расм), сўнгра ҳар бир посангининг массасини аниқлаймиз:



6.10- расм

$$m_{т} = M^{*}_{тA} / r_{т}\,\omega_1^2\, l_{AE}.$$

Шундай қилиб, тўла мувозанатланган механизмда, яъни у учун $\bar{F}_{о\Phi} = \bar{\Phi}_{\Sigma} = 0$ ва $M_{о\Phi} = M_{\Phi\Sigma} = 0$ шартларнинг бажарилишига эришилган механизмда тезланувчан ҳаракат қилувчи бўғинлар бўлса-да, у ўз асосига ҳеч қандай динамик таъсир кўрсатмайди.

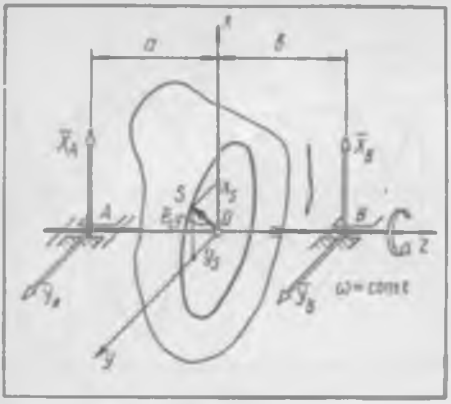
Механизмларни мувозанатлашнинг ҳар хил замонавий усулларини В. А. Щепетильников ҳар томонлама ёритиб берган (қаранг: *Щепетильников В. А.* Уравновешивание механизмов, М., 1982).

6.3-§. Роторнинг мувозанатланмаганлиги ва унинг турлари

Мувозанатлаш (балансировка) назариясида исталган айланувчи жисм ротор деб аталади. Шунга кўра электр двигатель якори, компрессорнинг тирсакли вали, токарлик дастгоҳининг шпиндели, соатнинг баланси ва ҳоказолар ротор ҳисобланади.

Назарий механикадан маълумки, айланувчи жисмнинг ўз таянчига босими умумий ҳолда иккита ташкил этувчи: берилган кучлар (жисмнинг оғирлик кучи ва бошқалар) таъсирида вужудга келувчи *статик* ва айланувчи жисмни (яъни роторни) ҳосил қилувчи моддий зарраларнинг тезланувчан ҳаракатидан келиб чиқадиган *динамик* ташкил этувчилардан иборат бўлади. Агар динамик ташкил этувчи нолга тенг бўлмаса, у ҳолда ротор **мувозанатланмаган** дейилади.

Роторнинг z ўқи атрофида бир текис айланишида (6.11-расм) динамик ташкил этувчининг проекциялари қуйидагича аниқланади: $X_A + X_B = -\Phi_x$, $Y_A + Y_B = \Phi_y$, $-X_A a + X_B b = M_{\Phi y}$, $Y_A a - Y_B b = M_{\Phi x}$.



6.11- расм

Кўриниб турибдики, мувозанатланмаганлик сон жиҳатидан роторнинг марказдан қочма инерция кучининг бош вектори $\overline{\Phi}$ ва бош моменти $\overline{M}_\Phi$ нинг проекциялари орқали баҳоланади. Бу проекциялар қуйидаги формулалар ёрдамида ҳисоблаб топилади:

$$\Phi_x = \omega^2 m x_S; \quad \Phi_y = \omega^2 m y_S;$$
$$M_{\Phi x} = -\omega^2 J_{yz}; \quad M_{\Phi y} = \omega^2 J_{xz}. \qquad (6.10)$$

бунда: m — роторнинг массаси; J_{yz} ва J_{xz} — роторнинг $Oxyz$ координаталар системасига (6.11-расм) нисбатан марказдан қочма инерция моментлари. Oxy текислиги роторнинг массалар маркази S дан ўтади, $Oxyz$ координаталар системасининг ўзи эса ротор билан бирга айланади. Кўрилаётган динамик масалада ротор инерция кучининг бош моменти $\overline{M}_\Phi$ вектор катталикдир. (6.10) тенгламага кўра, роторнинг мувозанатланмаганлиги унинг бурчак тезлигининг квадратига мутаносиб тарзда ошиб боради. Шу сабабли агар тезкор роторлар (турбинанинг иш ғилдираги, жилвирлаш доиралари, ЭҲМ нинг магнитли барабани ва хоказо) мувозанатланмаган бўлсалар, у ҳолда улар ўз таянчларига динамик босим билан таъсир кўрсатиб стойка (станина) нинг ҳамда унинг асосининг титрашига сабаб бўлади. Ушбу зарарли таъсирни йўқотиш роторни **мувозанатлаш** (балансировка қилиш) дейилади. Ушбу масаланинг ечими машинани динамик лойиҳалашга тааллуқлидир.

(6.10) тенгламаларга асосан роторнинг марказдан қочма инерция кучи бош векторнинг модули $\Phi = \omega^2 m \sqrt{x_S^2 + y_S^2}$ ни ташкил қилади. Буни вектор кўринишида қуйидагича ёзамиз: $\overline{\Phi} = \omega^2 m \overline{e}_{ст}$, бунда $\overline{e}_{ст} = \overline{l}_{OS}$ — ротор массалар маркази S нинг радиус-вектори, у роторнинг эксцентрик ҳолатини координаталаштиради ҳамда ротор массасининг **эксцентриситети** деб аталади (6.11-расм). Қуйидагича белгилаймиз:

$$\overline{D}_{ст} = m\overline{e}_{ст}. \qquad (6.11)$$

$\overline{D}_{ст}$ вектор **ротор дисбалансларининг бош вектори** дейилади. $\overline{\Phi} = \omega^2 \overline{D}_{ст}$ эканлиги ўз-ўзидан маълум.

Роторнинг марказдан қочма инерция кучи бош моментининг модули (6.10) тенгламаларга асосан $M_\Phi = \omega^2 \sqrt{J_{yz}^2 + J_{xz}^2} = \omega^2 M_D$ ни ташкил этади. Бунда

$$M_D = \sqrt{J_{yz}^2 + J_{xz}^2}. \quad (6.12)$$

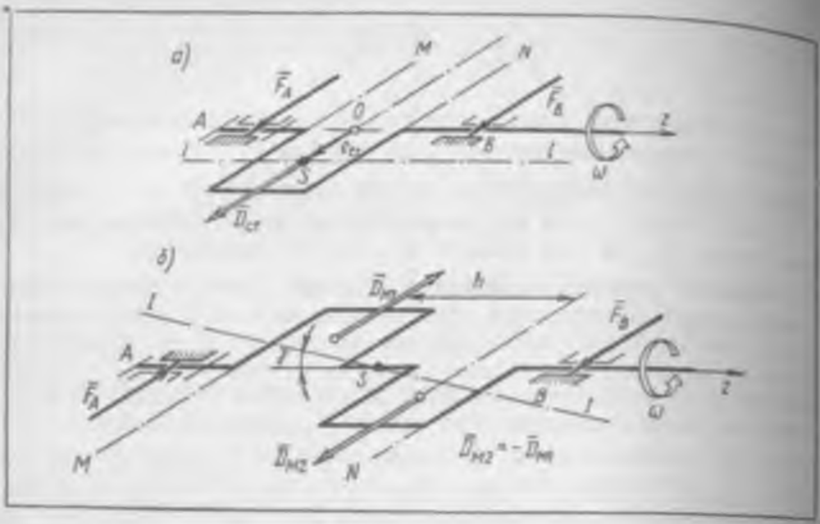
M_D катталик ротор дисбалансларининг бош моменти дейилади ва у вектор маъносига эга, яъни $\overline{M}_\Phi = \omega^2 \overline{M}_D$. Бундан кейин роторнинг мувозанатланмаганлигини миқдор жиҳатидан $\overline{\Phi}$ ва $\overline{M}_\Phi$ лар билан эмас, балки уларга мутаносиб бўлган ротор дисбалансларининг бош вектори $\overline{D}_{ст}$ ва бош моменти $\overline{M}_D$ орқали ифодалаймиз.

Роторнинг мувозанатланмаганлик турлари. Статик мувозанатланмаганлик шундай роторга хоски, унда массалар маркизи S унинг айланиш ўқида ётмайди, бироқ унинг марказий инерция ўқи ($I — I$ ўқи) унинг айланиш ўқига параллел бўлади. Бу ҳолда $e_{ст} \neq 0$, $J_{xz} = J_{yz} = 0$. Бинобарин (6.11) ва (6.12) тенгламаларга асосан статик мувозанатланмаганлик фақат дисбалансларнинг бош вектори $\overline{D}_{ст}$ билан ифодаланади, айни вақтда эса дисбалансларнинг бош моменти $\overline{M}_D = 0$ бўлади. $\overline{D}_{ст}$ вектор радиал тарзда йўналган бўлиб, ротор билан бирга айланади. Бир тирсакли вал бунга мисол бўлади (6.12-расм *а*), A ва B таянчлар $\overline{F}_A$ ва $\overline{F}_B$ кучлар билан юкланган, уларнинг векторлари эса вал билан бирга айланади.

Роторга т ў ғ р и л о в ч и м а с с а деб аталадиган $m_т$ қўшимча масса ўрнатиб статик мувозанатланмаганликни йўқотиш мумкин. Уни шундай ҳисоб билан ўрнатиш лозимки, бунда $\overline{D}_т = m_т \overline{e}_т = -\overline{D}_{ст}$ бўлсин. Бу эса тўғриловчи массанинг маркази $\overline{D}_{ст}$ векторнинг OS таъсир чизиғида бўлиши, $\overline{e}_т$ вектор эса $\overline{e}_{ст}$ вектор йўналишига қарама-қарши томонга йўналган бўлиши кераклигини билдиради.

Бироқ биттагина тўғриловчи масса билан статик мувозанатлашга ҳамма вақт ҳам эришиб бўлавермайди. Чунончи, бир тирсакли валнинг конструкцияси (6.12-расм, *а*) M ва N тўғрилаш текисликларига иккита масса ўрнатишни талаб қилади, чунки ана шу икки текислик оралиғидаги бўшлиқ шатуннинг ҳаракатлана олиши учун батамом очиқ бўлиши керак. Бу ҳолда $\overline{D}_т$ вектор иккала тўғриловчи массалар таъсирларининг йиғиндисини ифодалайди. Бинобарин, тўғрилаш текисликларининг сони ва жойлашуви роторнинг конструкцияси ҳамда вазифасига қараб танланади.

Роторнинг массалар маркази S унинг айланиш ўқида жойлашиб, унинг бош марказий инерция ўқи $I — I$ айланиш ўқига нисбатан γ бурчакка оғган бўлса (5.12-расм, *б*), ротор *момент жиҳатидан мувозанатланмаган* бўлади. Бу ҳолда $e_{ст} = 0$, $J_{xz} \neq 0$, $J_{yz} \neq 0$ бўлади. Бинобарин, $\overline{D}_{ст} = 0$ бўлади, шунинг учун момент жиҳатидан мувозанатланмаганлик дисбалансларнинг, яъни ротор билан бирга айланувчи $[\overline{D}_{M_1}, \overline{D}_{M_2}]$ дисбаланслар жуфтлигининг бош моменти $\overline{M}_D$ билангина ифодаланади. Бунга $M_D = D_{M_1} h$ бўлган икки тирсакли вал мисол бўла олади. A ва B таянчлар, векторлари вал билан бирга айланадиган $[\overline{F}_A, \overline{F}_B]$ жуфт кучлар билан юклангандир.

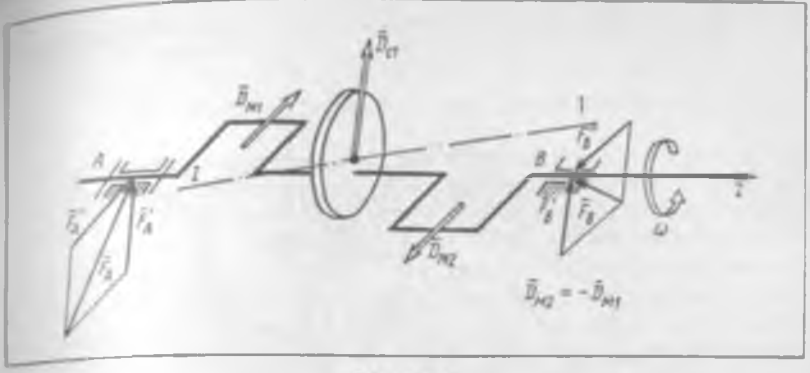


6.12-расм

Жуфт кучлар фақат жуфт кучлар билан мувозанатланганлиги сабабли, камида иккита тўғриловчи массани қўллаш билангина момент жиҳатидан мувозанатланмаганликни йўқотиш мумкин. Уларнинг тўғрилаш текисликларида жойлашуви ҳамда катталиги шундай бўлиши лозимки, бунда тўғриловчи массаларнинг дисбаланси айнан жуфт кучларни ҳосил қилсин. Бу жуфтликнинг $\overline{M}_{D\text{т}}$ моменти $\overline{M}_D$ га тенг бўлиши керак. Демак, $\overline{M}_{D\text{т}}$ момент $[\overline{D}_{M_1}, \overline{D}_{M_2}]$ жуфтлик моментига қарама-қарши йўналган бўлиши, яъни 6.12-расм, *б* да тасвирланган ротор ҳолатига татбиқан қаралса, соат милининг ҳаракат йўналишига қарши йўналган бўлиши зарур.

Динамик мувозанатланмаганлик олдин кўриб чиқилган икки мувозанатланмаганликнинг мажмуидан иборат, яъни $e_{\text{ст}} \neq 0$, $J_{xz} \neq 0$, $J_{yz} \neq 0$. Бинобарин, динамик мувозанатланмаганлик $\overline{D}_{\text{ст}}$ ва $\overline{M}_D$ орқали ифодаланади. Назарий механикадан маълумки, юкланишнинг бундай системаси иккита кесишувчи векторга эквивалентдир. Шу сабабли динамик мувозанатланмаганлик бошқача тарзда, хусусан, айланиш ўқига перпендикуляр бўлган иккита текисликда жойлашган ҳамда ротор билан бирга айланувчи иккита кесишувчи $\overline{D}_1$ ва $\overline{D}_2$ дисбаланслар векторлари орқали ҳам ифодаланиши мумкин («дисбаланслар хочи»). Думалоқ диск эксцентрик тарзда маҳкамланган икки тирсакли вал динамик мувозанатланмаган роторга мисол бўлиши мумкин (6.13-расм). *B* ва *A* таянчлар ўзаро кесишувчи $\overline{F}_A$ ва $\overline{F}_B$ кучлар билан бирга айланади.

Динамик мувозанатланмаганликни айланиш ўқига перпендикуляр бўлган тўғрилаш текисликларига иккита тўғриловчи масса ўрнатиш билан йўқотса бўлади (6.4- § га қаранг).



6.13- расм

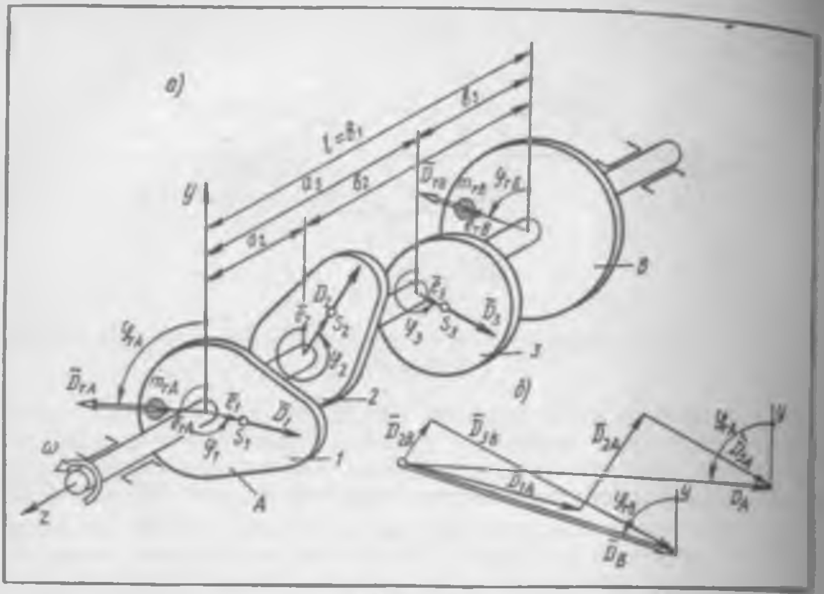
Айтилганлардан келиб чиқадики, ҳар қандай мувозанатланмаганлик-нинг (статик, момент жиҳатидан, динамик) йўқотилиши натижасида роторнинг бош марказий инерция ўқи унинг айланиш ўқи билан *устма-уст жойлашиб қолади* ёки аналитик жиҳатдан $\overline{D}_{ст} = 0$, $M_D = 0$ бўлади. Бу ҳолда ротор тўла мувозанатланган дейилади. Бундай роторнинг муҳим бир хусусиятини кўрсатиб ўтамиз: агар ротор бурчак тезлик ω нинг қандайдир қиймати учун тўла мувозанатланган бўлса, у ўзининг бу ҳолатини *исталган хоҳ ўзгармас, хоҳ ўзгарувчан* бурчак тезликда сақлаб қолади.

6.4- §. Лойиҳалашда роторларни динамик мувозанатлаш

Агар машина ёки асбобдан фойдаланиш учун тўла мувозанатланган ротордан фойдаланиш талаб қилинса ва унинг конструкцияси роторнинг мувозанатланмаганлигини кўрсатса (масалан, 6.12, 6.13- расмлар), бундай роторни лойиҳалаш давридаёқ мувозанатлаш зарур. Ротор бир бутун айланадиган бир қанча деталлар *1, 2, 3* нинг бирлашмаси (6,14- расм, *а*) бўлсин. Ундаги ҳамма деталларнинг массалари m_i ва оғирлик марказлари S_i нинг координаталари a_i, e_i ва φ_i маълум бўлсин. Ушбу маълумотлар асосида, мувозантланмаган массаларнинг дисбалансларини $\overline{D}_i = m_i\overline{e}_i$ формулага биноан ҳисоблаб чиқиш лозим.

Роторни мувозанатлаётганда ҳар бир мувозанатланмаган массага ўзининг тўғриловчи массасини қарама-қарши қўйиш ҳам мумкин эди. Бироқ бундай ечим мақсадга мувофиқ бўлмайди, чунки ротор системасида деярли ҳамма вақт дисбалансларнинг қисман ўзаро мувозанатлашуви юз беради. Шу сабабли бошқа усулдан фойдаланиш керак.

Айланиш ўқи *z* га перпендикуляр бўлган иккита келтириш текисликлари *A* ва *B* ни белгилаймиз. 6.14- расм, *а* да *A* текислик сифатида массалар маркази S_1 жойлашган текислик олиниб, *B* текислик эса ундан *l* узоқликда жойлашган. *A* ва *B* текисликларга ҳамма мувозанатланмаган массаларнинг дисбалансларн $\overline{D}_1$, $\overline{D}_2$, $\overline{D}_3$ ни келтирамиз, яъни ҳар бир дисбаланс векторини унга параллел бўлган ва келтириш текисликлари



6.14- расм

A ва *B* да жойлашган векторлар билан алмаштирамиз. Бунинг учун ушбу формулалардан фойдаланамиз: $D_{iA} = D_i b_i / l$, $D_{iB} = D_i a_i / l$, яъни 6.14-расм, *а* га татбиқ қилинадиган бўлса;

$$D_{1A} = D_1 b_1 / l = D_1; \quad D_{2A} = D_2 b_2 / l; \quad D_{3A} = D_3 b_3 / l;$$

$$D_{1B} = D_1 a_1 / l = 0; \quad D_{2B} = D_2 a_2 / l; \quad D_{3B} = D_3 a_3 / l. \quad (6.13)$$

Келтириш натижасида дисбаланслар $\bar{D}_1$, $\bar{D}_2$, $\bar{D}_3$ нинг фазовий системаси иккита текис система билан алмашиниб қолади. Ҳар бир текисликда жойлашувчи дисбалансларни қўшиб чиқамиз (6. 14- расм, *б*):

$$\bar{D}_A = \sum \bar{D}_{iA} = \bar{D}_{1A} + \bar{D}_{2A} + \bar{D}_{3A}; \quad \bar{D}_B = \sum \bar{D}_{iB} = \bar{D}_{2B} + \bar{D}_{3B}. \quad (6.14)$$

Шундай қилиб, берилган роторнинг мувозанатланмаганлигини *A* ва *B* келтириш текисликларида жойлашуви *ўзаро айқаш* иккита $\bar{D}_A$ ва $\bar{D}_B$ векторлар билан кўрсатиш мумкин (6.14- расм, *а* да улар кўрсатилмаган). Шунинг учун ҳар қандай ротор каби, берилган роторни ҳам иккита тўғриловчи масса билан мувозанатлаш мумкин. Агар ротор конструкцияси имкон берса, ушбу массаларни *A* ва *B* келтириш текисликларига жойлаймиз. У ҳолда улар айни вақтда тўғриловчи текисликлар ҳам бўлади.

Тўла мувозанатланганлик шартлари қуйидагича: $\bar{D}_{тA} = -\bar{D}_A$, $\bar{D}_{тB} = -\bar{D}_B$. $\bar{D}_{тA}$ ва $\bar{D}_{тB}$ векторлар 6.14-расм, *а* да кўрсатилган.

уларнинг бурчак координаталари $\varphi_{\tau A}$ ва $\varphi_{\tau B}$ дисбаланслар планидан (6.14-расм, *б*) олиниши лозим. Тўғриловчи массалар $m_{\tau A} = D_{\tau A} / e_{\tau A}$, $m_{\tau B} = D_{\tau B} / e_{\tau B}$ га тенг, бунда $e_{\tau A}$ ва $e_{\tau B}$ — роторнинг конструктив имконниятига кўра белгиланадиган массалар эксцентриситетлари (6.14-расм, *а*).

Роторнинг мувозанатланмаганлигини йўқотиш шундан иборатки, $m_{\tau A}$ ва $m_{\tau B}$ тўғриловчи массалар *A* ва *B* тўғрилаш текисликларининг $\varphi_{\tau A}$, $e_{\tau A}$, ҳамда $\varphi_{\tau B}$, $e_{\tau B}$ координаталари бўйича аниқланадиган жойларига ўрнатилади. Тўғриловчи массалар (посангилар) ўрнига «антипосангилар» дан фойдаланиш ҳам мумкин. Бунинг учун $\overline{D}_{\tau B}$ векторнинг таъсир чизигига тўғриловчи масса ўрнатилмасдан, унга диаметрал қарама-қарши томондан ротордан мос миқдордаги материал олиб ташланади (яъни роторнинг «оғир жойи» олиб ташланади). Тўғрилаш текислигининг бошқасида ҳам худди шундай қилиш мумкин. Албатта, бундай усулни қўллаш мумкинлиги ёки мумкин эмаслиги роторнинг конструкциясига боғлиқ.

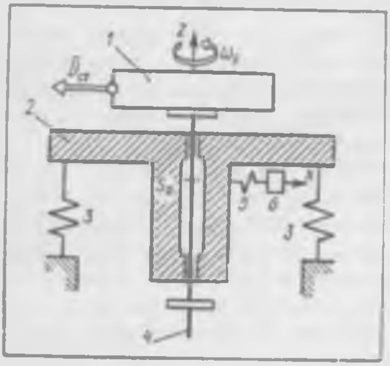
6.4-§ нинг якунида айланиш ўқи бўйлаб ўлчамлари радиал ўлчамларидан кичикроқ бўлган роторни кўриб чиқамиз. «Айланиш ўқи бўйлаб ўлчамлари радиал ўлчамларидан кичикроқ» иборасини 6.14-расм, *а* га нисбатан татбиқ қиладиган бўлсак, a_2 ва a_3 ўлчамлар кичикроқ, деталлар *1*, *2*, *3* бир-бирига жуда яқин жойлашган деб айтиш мумкин. У ҳолда (6.13) формулага асосан D_{2B} ва D_{3B} дисбаланслар ҳам жуда кам бўлади ва уларни эътиборга олмаслик мумкин. Бинобарин, (6.14) тенгламаларга асосан $D_B \approx 0$, шунинг учун роторнинг барча мувозанатланмаганлиги амалда фақат битта $\overline{D}_A$ дисбаланс орқали ифодаланади ва статик бўлади. Демак, айланиш ўқи бўйлаб ўлчамлари кичикроқ бўлган ротор статик мувозанатланиши зарур. Бу ишни тўғрилаш текислигини массалар марказидан ўтказган ҳолда, битта тўғриловчи масса орқали амалга ошириш мумкин. a_1 ва a_3 ўлчамлари, яъни массалар марказлари S_2 ва S_3 нинг *z* ўқи бўйича ўлчамлари кичик бўлганида роторнинг марказдан қочма инерция моментлари J_{xz} ва J_{yz} ҳам кам бўлишини қўшимча қиламиз. Бинобарин, (6.12) тенгламага асосан, бундай ротор дисбалансларининг бош моменти $\overline{M}_D$ ҳам кичик бўлади, шу сабабли уни ҳисобга олмаса ҳам бўлади. Бу эса айланиш ўқи бўйлаб ўлчамлари кичик бўлган роторнинг мувозанатланмаганлиги амалда фақат статик бўлишини яна бир марта тасдиқлайди.

6.5-§. Тайёрланган роторларни статик ва динамик мувозанатлаш

Лойиҳалашда тўла мувозанатланган ротор тайёрлангандан сўнг материалининг бир жинсли эмаслиги ҳамда роторнинг ҳақиқий ўлчамлари унинг кўзда тутилган ўлчамларидан фарқ қилиши туфайли у маълум даражада мувозанатланмаган бўлади. Бундай мувозанатланмаганлик махсус мувозанатлаш дастгоҳларида тайёрлаш жараёнида бартараф қилинади. Мувозанатлаш автоматик тарзда ҳам, автоматик бўлмаган тарзда ҳам бўлиши мумкин. Дастлаб статик ва динамик мувозанатлашни автоматик бўлмаган тартибда бажарилишини кўриб чиқамиз.

Статик мувозанатлаш. Айланиш ўқи бўйлаб ўлчамлари кичик бўлган роторлар (шкивлар, маховиклар, дисклар ва шу кабилар) ни статик мувозанатлаш кифоя эканлиги 6.4-§ да айтиб ўтилган эди. Бунда фақатгина дисбалансларнинг бош вектори $\overline{D}_{ст}$ аниқланади. Агар мувозанатлашнинг юқори аниқликда бўлиши талаб қилинмаса, ротор статик мувозанатланади [2, 3, 8, 6-т].

Статик мувозанатланмаганликни *роторнинг айланиши жараёнида*, яъни динамик тартибда аниқлаш усули аниқроқ ва мувозанатлаш жараёнини автоматлаштириш нуқтаи назаридан истиқболли усул ҳисобланади*. 6.15-расмда тасвирланган мувозанатлаш дастгоҳи ушбу принцип бўйича ишлайдиган ускунага мисол бўлиши мумкин. Шпиндель *4* га маҳкамланган мувозанатланмаган ротор *1* плита *2* га ўрнатилган подшипникларда ўзгармас $\omega_б$ бурчак тезлик билан айланади. Ушбу плита станинага эластик элементлар *3* орқали таянади. Сейсмик датчикнинг массаси *6* юмшоқ пружина *5* орқали плита *2* билан боғланган. Датчик массасининг хусусий тебраниш частотаси роторнинг айланиш частотасидан анча кам бўлиши лозим. Масса *6* плита массалари маркази $S_б$ орқали ўтувчи *x* ўқ бўйлаб бемалол тўғри чизиқли илгарилама ҳаракатлана олади.



6.15- расм

Шпиндель ротор билан бирга айланганда роторнинг мувозанатланмаганлиги натижасида *z* ўқи конуссимон юза ҳосил қилади, плита *2* эса фазовий ҳаракат қилади. Бу ҳаракатнинг *x* ўқи бўйлаб йўналган ташкил этувчиси масса *6* томонидан қабул қилинади. Массанинг плита *2* га нисбатан мажбурий тебранишини датчик ЭЮК га айлантиради ва мувозанатлаш дастгоҳининг узлуксиз қисми бўлган электрон ҳисоблашечиш қурилмасига (6.15-расмда кўрсатилмаган) юборади. Бу қурилма изланаётган мувозанатланмаганлик тўғрисидаги маълумотни ротор дисбаланслари бош вектори $\overline{D}_{ст}$ нинг модули ва бурчак координатаси тарзида чиқариб беради. (6.15-расмда роторнинг статик мувозанатланмаганлиги шартли равишда дисбаланси ротор дисбалансларининг бош вектори $\overline{D}_{ст}$ га тенг бўлган қандайдир нуқта массасининг мувозанатланмаганлиги тарзида кўрсатилган). $\overline{D}_{ст}$ аниқлангандан сўнг оператор роторнинг мувозанатланмаганлигини ротор материалининг бир қисмини олиб ташлаш («ортиқ қисмини» олиб ташлаш) усули билан йўқотади (6.4-§ га қаранг).

---

* Бундан келиб чиқадики «статик мувозанатланмаганлик» атамаси жуда ҳам мувофиқгина эмас (6.1-§ даги ҳаволага қаранг), балки эскирмоқда ҳам, негаки замонавий аниқ ва юқори унумли мувозанатлаш дастгоҳлари «статик мувозанатланмаганлик»ни динамик тартибда аниқлайди.

Динамик мувозанатлаш. Айланиш ўқи бўйлаб ўлчамлари катта бўлган роторлар динамик мувозанатлашни талаб қилади, чунки бундай роторларда дисбалансларнинг бош моменти $\overline{M}_D$ анча катта бўлади (6.4-§ га қаранг). Шу сабабли мувозанатланмаганлик фақат дисбаланслар-нинг бош вектори $\overline{D}_{ст}$ билангина эмас, шунингдек дисбалансларнинг бош моменти $\overline{M}_D$ билан ҳам ёки иккита ўзаро айқаш $\overline{D}_1$ ва $\overline{D}_2$ дисба-лансларининг векторлари орқали (6.3 ва 6.4-§ ларга қаранг) ҳам ифода-ланади, яъни динамик тарзда бўлади. Бундай мувозанатланмаганликни шартли равишда дисбаланслари мос равишда $\overline{D}_1$ ва $\overline{D}_2$ га тенг бўлган, иккита нуқтага жамланган массаларнинг мувозанатланмаганлиги кўри-нишида тасвирлаш мумкин.

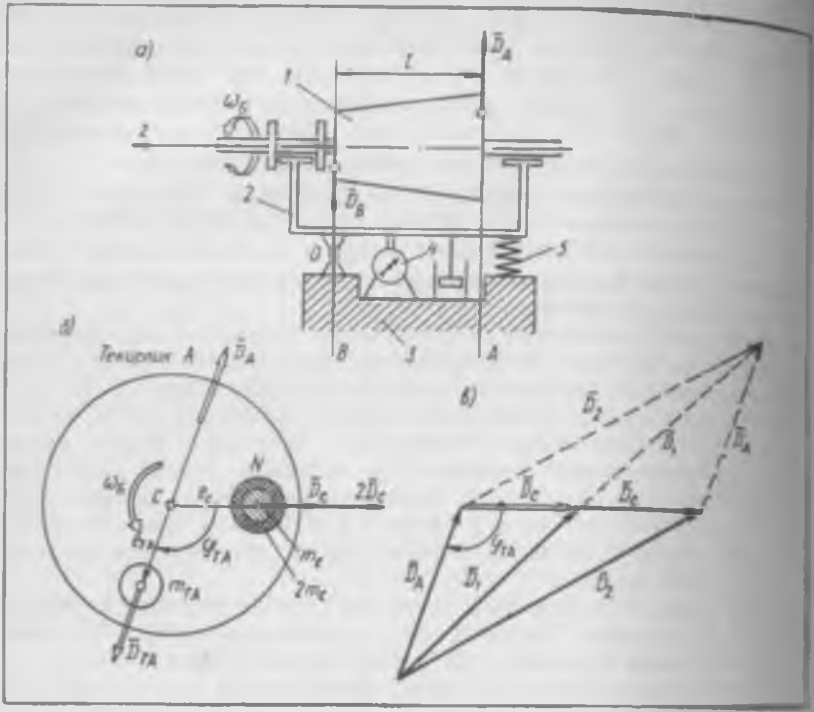
Динамик мувозанатлашга мўлжалланган дастгоҳлардаги роторнинг айланиш ўқи қўзғалмас бўлиши ёки станинага нисбатан ҳаракатланиши мумкин. Айланиш ўқининг мумкин бўлган ҳаракатлари сонига кўра (унинг эркинлиги даражаси сонига кўра) мувозанатлаш дастгоҳларини уч группага бўлиш мақсадга мувофиқдир. Биринчи группага мувоза-натланадиган роторнинг айланиш ўқи қўзғалмас бўлган дастгоҳлар, иккинчи группага айланиш ўқи бошқа қўзғалмас ўққа нисбатан тебра-надиганлари, учинчи группага айланиш ўқи фазовий ҳаракат қилади-ганлари киради [4; 8, 6- т.]. Биринчи группа дастгоҳларига мисоллар қуйида кўриб чиқилади.

6.16- расм, *а* да тасвирланган дастгоҳ иккинчи группага киради. Бу дастгоҳда электрон ҳисоблаш-ечиш қурилмалари йўқ. Мувозанат-ланадиган ротор *1* станина *3* га шарнир орқали таянувчи рама *2* даги подшипникларда қўйилади. Раманинг бошқа таянчи (таянч *5*) эластик-дир. Шу сабабли рама қўзғалмас *O* ўқига нисбатан тебраниши мум-кин; бу ўқ расм текислигига нисбатан перпендикуляр тарзда шарнир маркази орқали ўтади. Рама билан бирга ротор ҳам ўзининг айланиш ўқи *в* билан биргаликда станинага нисбатан тебранади.

Роторнинг динамик мувозанатланмаганлигини *A* ва *B* тўғрилаш те-кисликларига келтирилган иккита $\overline{D}_A$ ва $\overline{D}_B$ дисбаланслар тарзида тас-вирлаймиз. Мувозанатлаш усули дастлаб $\overline{D}_A$ дисбалансини, сўнгра $\overline{D}_B$ дис-балансини аниқлашни назарда тутади. $\overline{D}_A$ дисбалансини аниқлашда $\overline{D}_B$ дисбалансининг таъсирини йўқотиш учун роторни раманинг подшипник-ларига маълум тарзда жойлаш, яъни тўғрилаш текислиги *B* шарнир ўқи *O* орқали ўтиши лозим (6.16- расм, *а*). У ҳолда $\overline{D}_B$ дисбаланси ушбу ўққа нисбатан момент бермайди ва, бинобарин, ротор — рама сис-темасининг мажбурий тебранишига таъсир этмайди.

Асосий ишга туширишни амалга оширамиз, яъни роторни айланма ҳаракатга келтирамиз. $M_{DA} = D_A l \cos \omega_б t$ момент ротор — рама систе-масини тебранишга мажбур қилади. Ушбу тебранишлар амплитудасини индикатор *4* билан ўлчаймиз. Ўлчашни системанинг хусусий тебраниш-лари бурчакли частотасига тенг бўлган мувозанатлашнинг $\omega_б$ бурчак тезлигида олиб борамиз. Мажбурий тебранишлар амплитудаси дисба-лансга мутаносиб, яъни

$$S_A = \mu_D D_D \qquad (6.15)$$



6.16- расм

бўлишини етарли даражада аниқликда ҳисоблаш мумкин, бунда S_A — ўлчанган амплитуда, D_A эса $\bar{D}_A$ дисбаланс модули.

Мутаносиблик коэффициенти μ_D ҳозирча ноъмалум, демак, изланаётган D_A дисбалансни (6.15) тенгламадан аниқлаб бўлмайди. Шу сабабли *асосий ишга туширишдан ташқари*, синаш учун ишлатиб кўриш деб аталадиган *яна икки марта ишга туширишни* амалга оширамиз. Биз тафсифлаётган рамали дастгоҳда мувозанатлаш усули шундан келиб чиқиб, «синаш учун икки марта ишга тушириш усули» деган номни олган ([1, 2, 5, 3] ларга қаранг, *Савелова Л. А.* Теория и практика балансировки вращающихся машинных частей. Н. Э. Бауман номидаги МВТУ нашриёти, 1946).

Биринчи марта синов тариқасида ишлатиб кўришдан олдин тўғрилаш текислиги A нинг исталган жойида (масалан e_c эксцентриситетли N нуқтасида, 6.16- расм, *б*) роторга дисбалансининг модули

$$D_c = m_c e_c \tag{6.16}$$

га тенг бўлган синов массаси m_c ни маҳкамлаймиз ва биринчи марта синов тариқасида ишга туширамиз. Энди йиғинди дисбаланс моменти S_1 амплитудали тебранишларни вужудга келтиради:

$$\overline{D}_1 = \overline{D}_A + \overline{D}_c, \qquad (6.17)$$

бунда ўлчанган амплитуда $S_1 = \mu_D D_1$ бўлади.

Иккинчи марта синов тариқасида ишга туширишдан олдин N нуқтага икки марта оғир синов массаси $2m_c$ ни маҳкамлаймиз, бунда дисбаланс ҳам мос равишда икки марта ортади. Иккинчи синов тариқасида ишга туширишни амалга оширамиз:

$$\overline{D}_2 = \overline{D}_A + 2\overline{D}_c, \qquad (6.18)$$

дисбаланс моменти вужудга келтирган тебранишлар амплитудаси S_2 ни ўлчаймиз; бунда $S_2 = \mu_D D_2$ бўлади.

Шундай қилиб, асосий ишга туширишни ҳамда иккита синаш учун ишга туширишни амалга ошириб S_A, S_1, S_2 амплитудалар қийматларини оламиз.

6.16- расм, *в* да (6.17) ва (6.18) вектор тенгламалар тасвирланган. Параллелограмм диагоналларининг хоссаларидан фойдаланган ҳолда 6.16- расм, *в* дан $\overline{D}_c$ дисбаланс модулини оламиз:

$$D_c = \sqrt{(D_A^2 + D_2^2 - 2D_1^2)/2}.$$

Ушбу тенгламанинг иккала томонини μ_D га кўпайтирамиз ва амплитуда ҳамда дисбалансларнинг мутаносиблиги, шунингдек (6.16) тенглама асосида мутаносиблик коэффициенти μ_D нинг қийматини аниқлаймиз:

$$\mu_D = (\sqrt{S_A^2 + S_2^2 - 2S_1^2})/(m_c e_c \sqrt{2}). \qquad (6.19)$$

Энди (6.15) тенгламадан изланаётган дисбаланс модули D_A ни аниқлаймиз: $D_A = S_A/\mu_D$.

Роторни A текисликда мувозанатлаш учун ушбу текисликда дисбаланси $\overline{D}_{тA} = -\overline{D}_A$ тенгламадан аниқланадиган тўғриловчи $m_{тA}$ массани жойлаштириш лозим. $m_{тA}$ массанинг катталигини $e_{тA}$ эксцентриситетига қиймат бериб ҳосил қиламиз (6.16- расм, *б*) $m_{тA} = D_{тA}/e_{тA}$.

Бурчак координатаси $\varphi_{тA}$ ни унинг косинуси орқали топамиз (6.16- расм, *в*): $\cos\varphi_{тA} = (D_A^2 + D_C^2 - D_1^2)/2\,D_A D_C$ ёки $\cos\varphi_{тA} = (S_A^2 + S_C^2 - S_1^2)/2\,S_A S_C$, бунда $S_C = \mu_D D_C$. Косинуснинг олинган қийматига катталиги бўйича бир хил, аммо ишораси бўйича қарама-қарши бўлган иккита бурчак тўғри келади. Шу сабабли $\varphi_{тA}$ бурчакни CN чизиқдан ҳисоблашнинг тўғри йўналиши олдиндан маълум эмас ва уни синаб кўришлар усулида аниқлаш лозим.

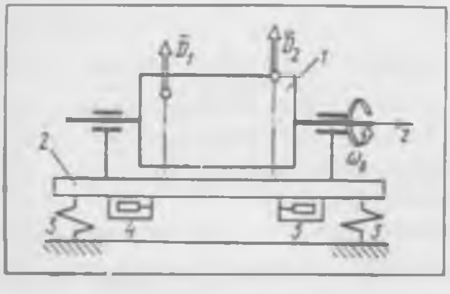
Тажриба орқали S_A, S_1, S_2 амплитудаларни олгач, изланаётган D_A дисбалансни ва $\varphi_{тA}$ бурчак координатасини график усулда ҳам аниқласа бўлади.

D_B дисбаланс векторини аниқлаш учун ротор *1* ни рама *2* подшипникларидан олиб, вертикал ўқ атрофида буриш ва уни яна подшипникларга шундай тарзда қўйиш керакки, бу сафар энди шарнир ўқи *O* билан тўғрилаш текислиги *A* устма-уст жойлашсин. У ҳолда ротор — рама системасининг мажбурий тебранишларига $\overline{D}_A$ дисбаланс моментининг таъсири йўқолади ва улар фақат $M_{DB} = D_B l \cos t\, \omega_б l$ моментнинг таъсири натижасида содир бўлади. Роторнинг ўрнини ана шундай алмаштириб қўйгандан сўнг, икки марта синов тариқасида ишга тушириш усулидан фойдаланган ҳолда $\overline{D}_B$ дисбалансни аниқлаш, кейин роторни тўғрилаш текислиги *B* да мувозанатлаш лозим.

Мувозанатлаш вақтида роторининг айланиш ўқи фазовий ҳаракат қиладиган учинчи группа дастгоҳига мисол 6.17- расмда кўрсатилган. Мувозанатланмаган ротор *1* плита *2* га ўрнатилган подшипникларда ўзгармас $\omega_б$ бурчак тезлиги билан айланади. Плита станинага тўртта пружина *3* орқали таянади. Плита *2* билан иккита сейсмик датчик *4* ва *5* боғланган.

Ротор айланганда унинг мувозанатланмаганлиги таъсирида *z* ўқи ва плита *2* фазовий ҳаракат қилади, бу ҳаракатни датчиклар *4* ва *5* сезади. Датчиклар плитанинг мажбурий механик тебранишларини мувозанатлаш дастгоҳининг таркибий қисми бўлган электрон ҳисоблаш-ечиш қурилмасига (6.17- расмда кўрсатилмаган) юборилувчи ЭЮҚ га айлантириб беради. Бу қурилманинг электрон схемаси шундай ўрнатилганки, $\overline{D}_1$ дисбалансни ўлчагич унинг кўрсатмаларида $\overline{D}_2$ дисбаланснинг таъсири йўқ бўладиган қилиб созланган ва шу сабабли у фақат $\overline{D}_1$ дисбаланс тўғрисида маълумотлар беради. $\overline{D}_2$ дисбалансни ўлчагич ҳам махсус созланганлиги туфайли фақат шу дисбаланс тўғрисида маълумот беради. Бинобарин, иккала изланган дисбаланс бир вақтнинг ўзида электрон қурилма ёрдамида аниқланади, бу эса дастгоҳнинг *юқори унум билан ишлашини* таъминлайди. $\overline{D}_1$ ни $\overline{D}_2$ лар аниқлангандан сўнг оператор роторни тўғрилаш текисликларида, одатда, материалидан олиб ташлаш усули билан мувозанатлайди (6.4- § га қаранг).

Автоматик мувозанатлаш. Агар мувозанатлашнинг иккала босқичи — мувозанатланмаганликни ўлчаш ҳам, уни йўқотиш ҳам операторнинг иштирокисиз амалга ошса, бундай динамик мувозанатлаш дастгоҳи автоматик дастгоҳ дейилади. Автоматик мувозанатлашнинг икки усули бўлиши мумкин: иккала босқич кетма-кет бажариладиган узлукли (дискрет) усул, бунда иккинчи босқич ротор тўхтаб турганида амалга оширилади; узлуксиз усул, бунда

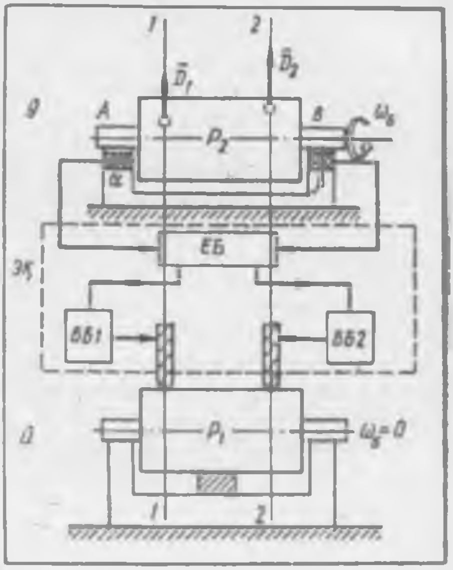


6.17- расм

иккала босқич вақт бўйича бирлаштирилган бўлади ва бутун мувозанатлаш жараёнида ротор тўхтатилмайди.

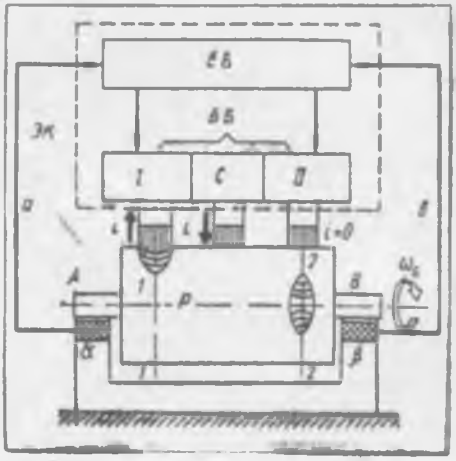
Мувозанатланмаганликни икки усулда — тўғрилаш текисликларига қўшимча тўғриловчи массалар $m_{т1}$ ва $m_{т2}$ ни ўрнатиш ёки уларни олиб ташлаш йўли билан бартараф этиш мумкин. Қўшимча тўғриловчи массалар ўрнатиш билан ишлайдиган автоматик мувозанатлаш дастгоҳлари юпқа деворли роторларни мувозанатлаш учун зарурдир.

Парма ёрдамида роторда тешиклар очиш ёки фреза ёрдамида арикчалар ҳосил қилиш, шунингдек бошқа воситаларни қўллаш йўли билан материалидан маълум қисмини олиб ташлаш усули кенг тарқалган. Ушбу усулдан фойдаланувчи дастгоҳлар қуйида баён қилинади.



6.18- расм

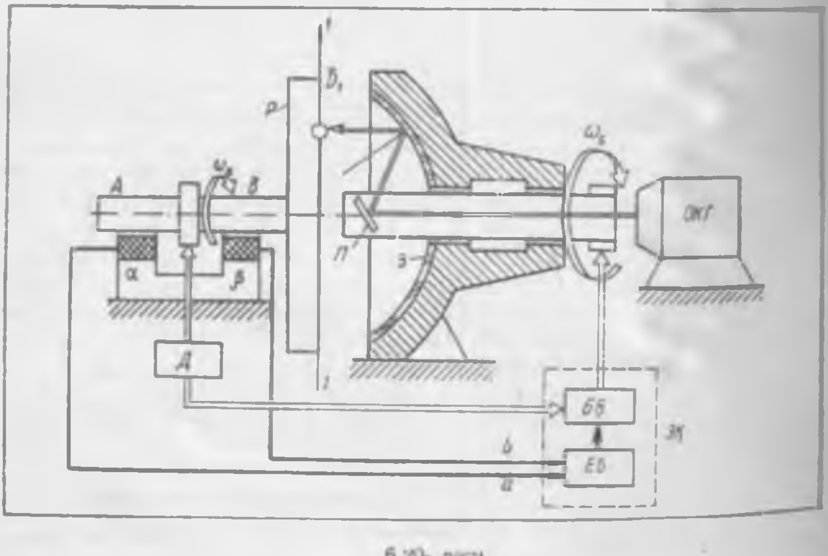
Узлукли тарзда мувозанатловчи автоматик дастгоҳ одатда иккита агрегат: мувозанатланмаганликни ўлчовчи $Ў$ ва йўқотувчи $Й$ агрегатлардан ташкил топган (6.18- расм). Бу агрегатлар электрон қурилма $ЭҚ$ орқали ўзаро боғланган. Ротор P_2 нинг мувозанатланмаганлиги ҳақидаги маълумотлар A ва B қўзғалмас сезгир таянчлардаги α ва β датчиклардан $ЭҚ$ га берилади. Ушбу маълумотлар ечувчи блок $ЕБ$ да тўғрилаш текисликлари 1-1 ва 2-2 даги $\bar{D}_1$ ва $\bar{D}_2$ дисбалансларга эквивалент бўлган сигналларга айлантирилади. Сигналлар тўғрилаш текисликларидаги дисбалансларни бартараф қилувчи асбобларни бошқарувчи $ББ1$ ва $ББ2$ блокларга боради. Бироқ келган сигналлар ҳозирча улардаги хотираларда сақланиб туради, чунки бу вақтда материалининг бир қисмини олиб ташлаш йўли билан олдинги P_1 роторнинг дисбалансларн йўқотилаётган бўлади. Бу вақтда мувозанатланаётган P_1 ротор билан $ЭҚ$ орасида ҳеч қандай *қайтар алоқа мавжуд бўлмай-*



6.19- расм

ди. Мувозанатланиб бўлгандан сўнг P_1 ротор *И* агрегатдан олинади ва унинг ўрнига P_2 ротор автоматик тарзда ўтади. Уни мувозанатлаш учун *ББ1* ва *ББ2* хотиралардан P_2 роторнинг дисбалансларини йўқотувчи асбобларни бошқарадиган навбатдаги импульслар чақирилади. Айни вақтда *Ў* агрегатга P_2 ротор ўрнига навбатдаги P_3 ротор узатилади ва жараён такрорланади.

Узлуксиз мувозанатлаш усулига нисбатан қўйиладиган асосий талаб шуки, мувозанатланаётган ротор билан электрон қурилма орасида *бузилмайдиган қайтар алоқа бўлиши керак*. Ана шундай мувозанатлашга мисол қилиб анодли эриш принципи асосида ишлайдиган электрокимёвий мувозанатлашни кўрсатиш мумкин; бу усул таркибий қисмлари электролит таъсирини сезмайдиган металл роторлар учунгина ярайди. Ана шундай автоматик дастгоҳнинг схемаси 6.19- расмда кўрсатилган [8; 6 = *т.*]. Роторнинг материалидан олиб ташлаш жараёнини бошқарадиган *ББ* блок бир-биридан электр жиҳатидан изоляцияланган учта соплоси бўлган коллектордан иборат бўлиб, соплолардан роторга узлуксиз равишда электролит оқиб туради. Марказий *С* соплодан келаётган электролит оқими умумий ток берувчи электрод бўлади; тўғрилаш текисликлари *1-1* ва *2-2* да жойлашган соплолар *I* ва *II* дан келувчи оқим токни қабул қилувчи электродлар вазифасини ўтайди. *i* токнинг қисқа муддатли уланишлари роторнинг «оғир жойлари» соплолар *I* ва *II* тагидан ўтган вақтда содир бўлади. Ушбу импульсларнинг уланишига командалар сигналлар таъсирида ечувчи *ЕБ* блокда ҳосил бўлади; ушбу сигналлар махсус α ва β датчиклардан келади ҳамда қўзғалмас сезгир *А* ва *В* таянчлар реакцияларининг қийматига боғлиқ бўлади. *i* токнинг ротордан кетаётган қисқа импульслари унинг юза-



6.20- расм

синнинг керакли жойида (тўғрилаш текисликлари *1-1* ва *2-2* да) металлни эритади. Шундай қилиб, мувозанатлаш жараёнида ротор *ЭҚ* нинг қайтар алоқа йўллари *a* ва *b* орқали ўзнинг аста-секин йўқотилаётган мувозанатланмаганлиги ҳақида узлуксиз хабар бериб туради.

Исталган материалдан тайёрланган роторнинг танасидан тўғриловчи массаларни олиб ташлаш учун *лазер* ёрдамида мувозанатлашдан фойдаланилади [8; 6- т.] Қувватли оптик квант генераторларининг пайдо бўлиши ва ишлаб чиқилиши муносабати билан ушбу усулдан фойдаланиш мумкин бўлди. Иш унумини ошириш мақсадида узлуксиз таъсир этувчи лазер қўлланилди ва тўғрилаш текислигидаги роторнинг «оғир нуқталарига» лазер нурларининг синхрон тарзда йўналишини таъминловчи оптик система ишлаб чиқилди. Бу ғоя, масалан, принципиал схемаси 6.20- расмда келтирилган ЛБС- 3 типидаги лазерли автоматик мувозанатлаш дастгоҳида амалга оширилди. Мувозанатланадиган ротор *Р* қўзғалмас сезгир *А* ва *В* таянчларга ўрнатилиб, двигатель *Д* ёрдамида айлантирилади. Оптик *П* призмали ғовак шпинделни ротор билан синхрон тарзда айланма ҳаракатга келтирадиган бошқариш блоки *ББ* га механик сигнал ана шу двигателнинг ўзидан берилади. Таянчлардаги α ва β датчикларнинг сигналлари ечувчи блок *ЕБ* да фазаловчи импульсга айлантирилади, бу импульс ҳам оптик *П* призманинг *Р* роторга нисбатан талаб қилинган ҳолатни эгаллашини таъминлайдиган бошқариш блоки *ББ* га юборилади. Оптик квант генератори *ОКГ* дан чиқаётган нур ғовак шпиндель орқали ўтиб, айланаётган призма *П* дан ва қўзғалмас сферик кўзгу *К* дан қайтади-да, роторнинг тўғрилаш текислиги *1-1* даги «оғир жойида» тўпланади. Бутун мувозанатлаш жараёнида нур ана шу жойдан ротор танасининг мувозанатланмаган қисмини олиб ташлаб дисбаланс $\overline{D}_1$ ни камайтира боради. Айни пайтда лазер нурининг энергияси ҳам автоматик тарзда камая боради.

Мувозанатловчи автоматик қурилмалар фақат мувозанатлаш дастгоҳларидагина эмас, балки бирор сабабга кўра роторнинг мувозанати бузилган вақтда роторли машина установкаларида ҳам қўлланилади. Масалан, мана шундай агрегатнинг ротори валига ичида тўғриловчи массалар (шарлар, ҳалқалар ва ҳоказо) эркин жойлашган гардиш кўринишидаги автоматик компенсатор бикр қилиб маҳкамланади [8; 6- т.]. Ушбу массалар ротор критик тезликдан катта тезлик билан айланаётган вақтда гардишга нисбатан ўз-ўзидан ўрнашади ва бу билан роторнинг мувозанат ҳолатини турғун тарзда таъминлайди.

7- боб

МЕХАНИЗМ ВА МАШИНАЛАРДА ИШҚАЛАНИШ

Машина ва механизмлар ишлаётганда механик энергиянинг камайишига олиб келувчи ҳодиса содир бўлади. Бу ҳодиса ишқаланиш деб аталади. Жаҳон энергетика манбаининг 33% га яқин қисми ишқаланиш билан боғлиқ бўлган фойдасиз ишга сарф бўлиши ҳисоблаб чиқилган. Табиийки, бу исрофни мумкин қадар камайтириш, яъни ишқаланиш кучларини камайтириш зарур. Тезюрар машина ва механизмлар учун бундай вазифа янада долзарб вазифага айланаётир. Ишқаланиш ҳодисасининг физик асослари, ишқаланишни ҳисобга олган ҳолда механизмни кучга ҳисоблаш, механизмнинг тежамкорлигини унинг фойдали иш коэффициенти орқали баҳолаш масалалари ушбу бобда қисқача баён қилинади.

7.1- §. Ташқи ишқаланишнинг турлари ва хусусиятлари

Ишқаланиш ҳодисасининг физик асосларини тадқиқ этишда ташқи ва ички ишқаланишлар фарқ қилинади. Ташқи ишқаланиш деб, юзаларининг уриниш зонасида икки жисм орасида вужудга келадиган ва энергиянинг камайиши билан кечувчи нисбий ҳаракатга бўлган қаршиликка айтилади. Ички ишқаланиш деб, қаттиқ, суюқ ва газсимон жисмлар деформацияланганда уларда юз берадиган ҳамда механик энергиянинг қайтмас тарзда камайишига олиб келадиган жараёнларга айтилади.

Ташқи куч таъсирида бир жисм бошқа бир жисм юзаси бўйлаб сурилганида юзага келадиган ва ушбу жисмлар оралиғидаги умумий чегарага тангенциал тарзда йўналган қаршилик кучи ишқаланиш кучи дейилади.

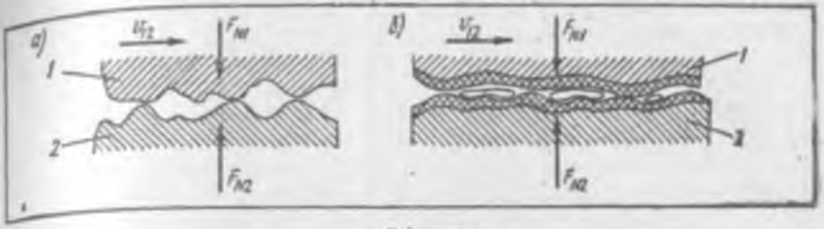
Ишқаланиш кучларини ва ейилиш тезлигини камайтириш учун ишқаланувчи юзаларга киритиладиган материал мойловчи материал дейилади. Ишқаланувчи юзага мойловчи материал суртиш мойлаш деб аталади; мойловчи материал таъсирида икки юза орасидаги ишқаланиш кучининг ва (ёки) ейилиш тезлигининг камайиши мойланиш дейилади.

Ишқаланувчи юзаларнинг ҳолатига кўра ишқаланиш икки хил бўлади: *мойловчи материалсиз ишқаланиш* (қуруқлайин ишқаланиш) ва мойловчи *материал орқали ишқаланиш.*

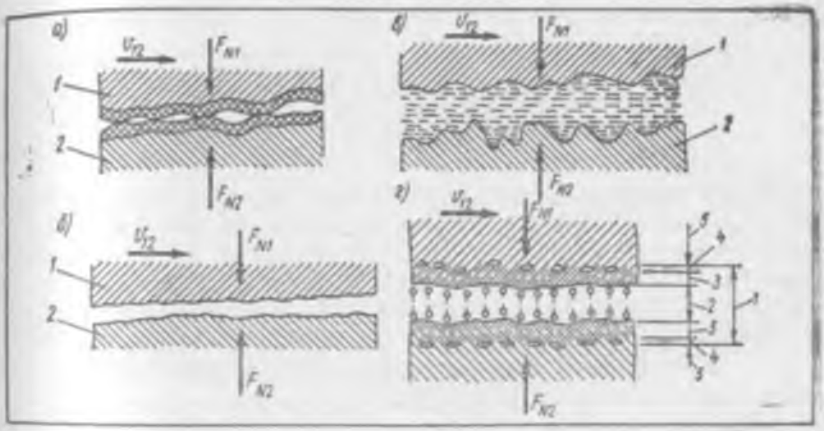
Мойловчи материалсиз ишқаланиш деб, қаттиқ жисмлар *1* ва *2* ишқаланувчи юзалари орасида ҳеч қандай мойловчи модда бўлмагандаги ишқаланишга айтилади (7.1- расм, *а*).

Мойловчи материал орқали ишқаланиш деб, қаттиқ жисмлар *1* ва *2* нинг ишқаланувчи юзалари орасига мойловчи материал киритилгандаги ишқаланишига айтилади (7.1- расм, *б*).

Мойлашнинг қуйидаги турлари мавжуд: қаттиқ мой билан мойлаш, бунда ишқаланувчи деталлар *1* ва *2* нинг юзаларини бир-биридан улар орасига киритилган қаттиқ мойловчи материал ажратиб туради (7.2- расм, *а*); суюқ мой билан мойлаш, бунда деталлар *1* ва *2* нинг ишқаланувчи юзалари улар орасига киритилган суюқ мойловчи материал туфайли бир-биридан ажралиб туради (7.2- расм, *в*); газсимон мой билан мойлаш — бунда деталлар *1* ва *2* орасига киритилган газсимон мойловчи материал уларнинг юзаларини бир-биридан ажратиб туради (7.2- расм, *б*); ярим суюқ мой билан мойлаш, бунда деталлар қисман суюқ мой билан мойланади; чегаравий мойлаш, бунда бир-бирига нисбатан ҳаракатланувчи юзалар орасидаги ишқаланиш ва уларнинг ейилиши юзалар хусусиятига ҳамда мойловчи материалнинг ҳажмий хоссаларидан фарқ қиладиган хоссаларига боғлиқ бўлади (7.2- расм, *г*). Оралиқ қатлам *1* фрикцион жуфтликнинг асосий материаллари *5* орасидаги учинчи жисм ҳисобланади. У шимилган (адсорбланган) қатлам *2* дан, оксидлар ёки бошқа химиявий бирикмалар пардаси *3* дан ва асосий материалнинг бузилган қатлами *4* дан ташкил топади. Суюқликнинг қалинлиги 0,1 мкм бўлганда унинг хоссалари ҳажмий хоссаларидан фарқ қилади. Булардан ташқари, мойлашнинг қуйидаги турлари ҳам бор: гидростатик (газостатик),



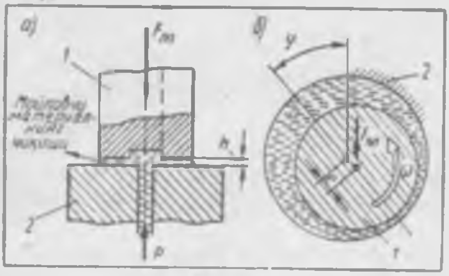
7.1- расм



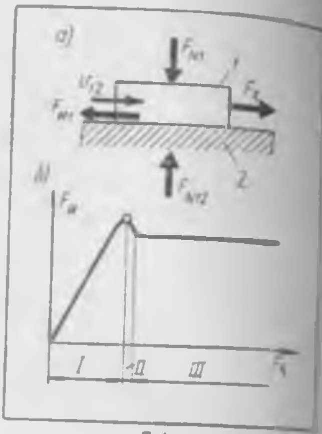
7.2- расм

бунда бир-бирига нисбатан ҳаракатда ёки тинч ҳолатда бўлган деталлар *1* ва *2* юзаларининг тўла ажралиши ишқаланувчи юзалари орасидаги *h* тирқишга ташқи *p* босим таъсирида суюқлик (газ) берилиши натижасида амалга ошади (7.3- расм, *а*); гидродинамик (газодинамик), бунда ишқаланувчи юзалар *1* ва *2* нинг тўла ажралишини улар бир-бирига нисбатан ҳаракатланганда суюқлик қатламида ўз-ўзидан пайдо бўладиган босим таъминлайди (7.3- расм, *б*); эластогидродинамик, бунда икки юза орасидаги ишқаланиш хусусияти ва суюқ мойловчи материал пардасининг қалинлиги жисмлар материалининг эластиклик хоссаларига ҳамда ишқаланишда иштирок этувчи материаллар зўриқишининг ўз-ўзидан камайишига, уларнинг ейилувчанлигига, қолдиқ эластиклигига ва қайтмас қолдиқ деформацияланишига боғлиқдир.

Ҳаракатдаги ишқаланишдан (7.4- расм, *а*) олдин жисмлар *1* ва *2* нинг тинч ҳолатдаги ишқаланиши, яъни икки жисмнинг дастлабки нисбий микросилжишидаги ишқаланиш (7.4- расм, *б* даги I зона) ва уларнинг тинч ҳолатдан (II зона) сирпанишга ўтиши (III зона) содир бўлади. Дастлабки силжиш шундай масофага тенгки, бунда тинч ҳолатдаги ишқаланиш кучи $F_{т.п}$ нолдан қандайдир энг юқори қийматигача ортади (7.4- расм, *б*).



7.3 расм



7.4- расм

Бундай микросилжишлар тўла силжишга қараганда анча кам, яъни 0,1 . . . 1,0 мкм бўлиб, айрим ҳолларда қайтмас бўлиши ҳам мумкин. Чекли қийматидан оз бўлса-да ошиб кетиши ҳаракат вужудга келишига сабаб бўладиган тинч ҳолатдаги ишқаланиш кучи **тинч ҳолатдаги энг катта ишқаланиш кучи** дейилади. Икки жисмнинг тинч ҳолатдаги энг катта ишқаланиш кучи $F_{т.и}$ нинг жисмларни бир-бирига сиқиб турувчи ва ишқаланувчи юзаларга нисбатан нормал бўлган F_{N12} кучга нисбати илашиш коэффициенти $f_{т.и}$ дейилади.

Кинематик аломатларига кўра ҳаракатдаги ишқаланишнинг қуйидаги турлари бор: **сирпанишдаги ишқаланиш**, **думалашдаги ишқаланиш**, **айланишдаги ишқаланиш**, **думалаб сирпанишдаги ишқаланиш** ва **титраб силжишдаги ишқаланиш**.

Ишқаланиш жараёнлари бир-бирига тегиб ишловчи жисмлар материалларининг ўзаро молекуляр таъсирини ташқи муҳит (оксидлар, пардалар, мойлар) таъсирини ҳисобга олган ҳолда баҳолашга имкон берувчи нусхаларда (моделларда) ўрнатилади. Дастлабки ишлаб чиқилган механик илашиш, молекуляр тортилиш, пайвандланиш, қирқилиш ва ботиб кириш назариялари ишқаланишнинг энг кўп тарқалган молекуляр-механик назариясида анчагина ривожлантирилди. Ушбу назарияга кўра, ишқаланиш жараёни жисмларнинг ажралиш чегарасидагина эмас, балки физик-механик хоссалари жисм ҳажмидаги материаллар хоссаларидан фарқ қиладиган сиртқи қатламларининг қандайдир ҳажмида ҳам содир бўлади. Бу ҳодиса сиртқи қатламларнинг деформацияланиши, температуранинг ўзгариши, шимилган сув ёки газ буғлари қатламларининг пайдо бўлиши, ташқи муҳит оксидларининг, атомларининг ёки молекулаларнинг пардалари ҳосил бўлиши шу кабилар билан боғлиқ.

Сирпангандаги ишқаланиш коэффициенти $f_{п}$ нинг қиймати ҳақидаги умумий тасаввурни бундай ишқаланишнинг ҳар хил турлари учун тажриба йўли билан аниқланган маълумотлар беради. Бу маълумотлар жуда текис ва силлиқ юзаларнинг мой ва оксидлар бўлмагандаги иш-

қаланишида 0,8 . . . 6,0 га; оксидланган юзаларнинг ишқаланишида 0,4 . . . 0,8 га; юзада мономолекуляр мой қатлами бўлгандаги чегаравий ишқаланишда 0,2 . . . 0,6 га; қутбий молекулаларнинг мультимолекуляр қатлами бўлгандаги чегаравий ишқаланишда 0,1 . . . 0,4 га; қутбий бўлмаган молекулалар қатлами бўлгандаги гидродинамик ишқаланишда 0,008 . . . 0,02 га; суюқ-кристалл ҳажмий фаза бўлгандаги гидродинамик ишқаланишда 0,0001 . . . 0,001 га тенг.

Ҳар хил ишқаланиш билан турли тартибда ишловчи механизмларни ҳисоблаш учун ишқаланиш кучининг ишқаланувчи юзаларнинг нисбий ҳаракатланиш тезлиги $v_{сир}$ га боғлиқлиги муҳим аҳамиятга эга.

Тажриба натижаларини умумлаштириш у ёки бу шарт-шароитлар учун қуйидаги муҳим боғлиқликларни қабул қилиш имконини беради:

қуруқлайин ишқаланиш кучи $F_{п}$ сирпаниш тезлиги $v_{сир} = \dot{x}$ га боғлиқ бўлмайди (7.5- расм, *а*):

$$F_{и} = f_{п} F_{N};$$

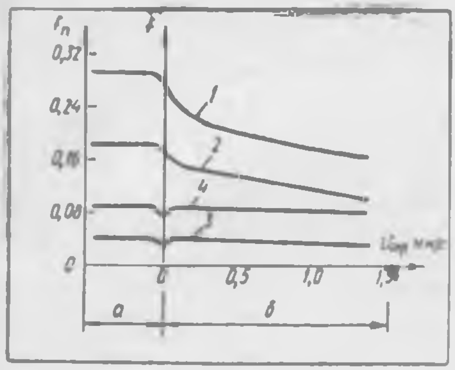
қовушоқ ишқаланиш кучи $F_{и}$ сирпаниш тезлиги $\dot{x}$ билан чизиқли боғлиқдир (7.5- расм, *б*):

$$F_{и} = k\dot{x};$$

қуруқлайин ишқаланиш кучи $F_{и}$ сирпаниш тезлиги $\dot{x}$ билан чизиқли боғланган, бироқ чегаравий тезлик $v_{к}$ га нисбатан пасаювчи (*1*) ва ошиб борувчи (*2*) характеристика шохобчаларига эга (7.5- расм, *в*).

Ҳаракат тезлиги ошиши билан ишқаланиш кучининг кескин камайиши, одатда, силжиш тезлиги кичик бўлган зонада кузатилади. Бу, масалан, технологик жиҳозлар учун хосдир (суппортларнинг йўналтирувчиларда сурилиши, автооператорлар ва роботларнинг керакли ҳолатларни эгаллаши). Ишқаланиш кучларининг кескин пасаювчи тезлик хусусиятида турғунмас ҳаракатлар, ўзига хос нотекис ҳаракатлар кузатилади. Бунинг оқибатида жиҳознинг узатишлари нотекис бўлади, ишлов бериш аниқлиги пасаяди, ҳолатларни эгаллаш аниқлиги камаяди. Шу сабабли жиҳознинг иш унуми камаяди, йўналтирувчилар ва асбобларнинг ейилиши ортади, дастгоҳларда ишланган деталлар юзаларининг сифати ёмонлашади, юритиш механизмларига қўшимча динамик юклар тушади.

7.5- расм



7.6- расм

Паст тезлик билан силжишда нотекис ҳаракатланишнинг зарарли оқибатларини камайтириш учун турли усуллардан фойдаланилади. Қуйидагилар кенг қўлланилади:

нормал босимни пасайтириш мақсадида юксизлантиришдан (механик, пневматик, гидравлик ва ҳоказо) фойдаланилади;

фрикцион жуфтликларда чўян (7.6-расмдаги эгри чизиқ *1*) ва бронза (эгри чизиқ *2*) ўрнига фторопласт (чизиқ *3*) ҳамда силтанишга қарши мой (эгри чизиқ *4*) ишлатган ҳолда ишқаланиш коэффициенти кичрайтирилади;

намликка чидамли (гидростатик) мойлардан фойдаланилади;

сирпаниш таянчлари ўрнига думалаш йўналтирувчилари қўлланилади.

Материалнинг ички силжишига энергия сарфи ва ички ишқаланишдаги ички ҳажми бўйича иссиқлик ажралиши унинг демферлаш хусусиятига ёки ютиш коэффицентига кўра баҳоланади.

Ютиш коэффициенти ψ (ёки нисбий гистерезис) деб, гармоник тебранишнинг бир даврида сочиладиган энергия W нинг энг катта эластик энергия U га нисбатига айтилади:

$$\psi = W / U.$$

Металлар учун ички ишқаланишдаги ютиш коэффиценти жуда кичик бўлади (ҳар хил маркали пўлатлар учун 0,01 — 0,02 атрофида) ва металл бўғинларни ҳисоблашда ички ишқаланиш одатда ҳисобга олинмайди. Бироқ юқори молекуляр материаллар (масалан, резина ва пластмассалар) нинг ютиш коэффициенти 0,1 — 1,0 атрофида, яъни металларникига қараганда деярли 100 марта катта бўлади. Шу сабабли резина ва пластмассалардан ясаладиган деталларни ҳисоблашда материалдаги ички ишқаланишга бўладиган исрофларни ҳисобга олиш зарур.

Қаттиқ материаллардаги ички ишқаланишдан асосан зарб ва силкинишларда пайдо бўладиган шовқинни пасайтириш учун (бу мақсадда металл материаллар ўрнига пластмасса ва композицион материаллар ишлатилади), резонанс яқинидаги тебранишларда конструкцияларда вужудга келадиган зўриқишни камайтириш учун фойдаланилади.

7.2- §. Ишқаланишни ҳисобга олган ҳолда кинематик жуфтликлардаги кучлар таъсирини ҳисоблаш

5-бобда кинематик жуфтликлардаги ишқаланишни ҳисобга олмаган ҳолда механизмларни кучга ҳисоблаш кўриб чиқилди. Ишқаланиш таъсир этувчи кучларнинг катталиги ҳамда йўналишини ўзгартириб юборади. Назарий механика қоидаларига мувофиқ, сирпаниб ишқаланиш мавжуд бўлганда иккита уринувчи жисмларнинг ўзаро таъсир кучи уларнинг

юзаларига туширилган умумий нормалдан ишқаланиш бурчагига оғади. Ишқаланиш бурчагининг тангенси сирпаниб ишқаланиш коэффициентига тенг:

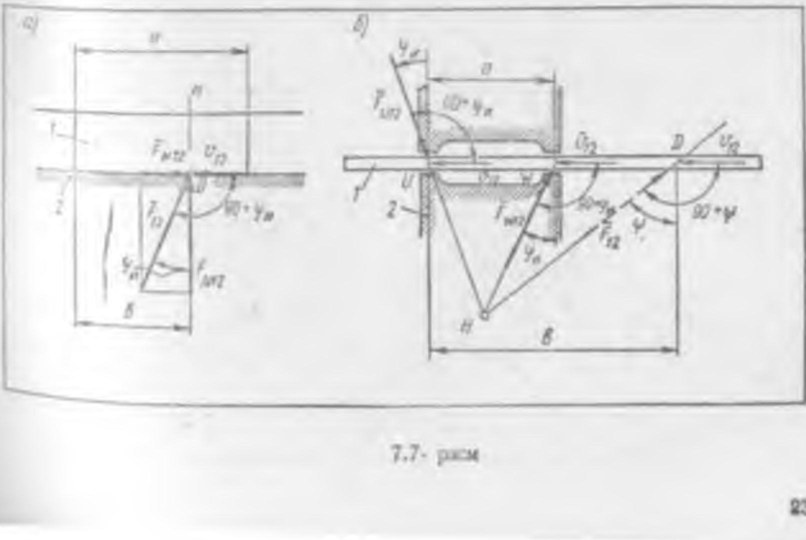
$$\operatorname{tg} \varphi_n = f_n. \qquad (7.1)$$

Ушбу параграфда кинематик жуфтликлардаги кучлар таъсири ишқаланишни ҳисобга олган ҳолда таҳлил қилиб чиқилган.

Илгарилама жуфтликда бўғин 2 дан бўғин 1 га қўйилган $\overline{F}_{12}$ куч $n-n$ нормалдан оғган бўлади ва бўғин 1 нинг бўғин 2 га нисбатан ҳаракатидаги тезлик вектори $\overline{v}_{12}$ билан $90° + \varphi_n$ ли ўтмас бурчак ҳосил қилади (7.7- расм, *а*). Расмдан кўриниб турганидек, уринма ташкил этувчи $\overline{F}_{и12}$ (ёки $\overline{F}_{ишқ12}$) — ишқаланиш кучи — нисбий тезлик $\overline{v}_{12}$ га қарши йўналган; ишқаланишнинг тормозловчи таъсири мана шунда намоён бўлади. $\overline{F}_{12}$ кучнинг иккала ташкил этувчиси ўзаро қуйидаги муносабат орқали боғланган:

$$F_{и12} = f_n F_{n12}. \qquad (7.2)$$

$\overline{F}_{12}$ кучнинг модули ва унинг қўйилиш нуқтасининг координатаси b (нуқта D) номаълум бўлиб, кучга ҳисоблаш жараёнида аниқланади. Ҳамма айтилганлар бўғин 1 томонидан бўғин 2 га қўйилган $\overline{F}_{21}$ кучга ҳам (7.7- расм, *а* да кўрсатилмаган) тўлиғича тааллуқлидир, чунки Ньютоннинг учинчи қонунига кўра $\overline{F}_{21} = -\overline{F}_{12}$. Агар ҳисоблаш натижасида $b > a$ бўлиб чиқса (7.7-расм, *б*), бу ҳол бўғин 1 га битта эмас, балки модуль жиҳатидан номаълум бўлган иккита: $\overline{F}_{U12}$ ва $\overline{F}_{W12}$ реакциялар қўйилганлигини билдиради (5.1- § га қаранг). Ишқаланиш туфайли улар нормалдан оғади ва нисбий тезлик вектори $\overline{v}_{12}$ билан $90° + \varphi_n$ ли бурчак ҳосил қилади. Ушбу реакцияларнинг таъсир чизиқлари H нуқтада



7.7- расм

кесишади. Улар тенг таъсир этувчиси $\overline{F}_{12}$ нинг таъсир чизиғи H ва D нуқталардан ўтиши лозим. $\overline{F}_{12}$ тенг таъсир этувчи $\overline{v}_{12}$ вектор билан $90° + \psi$ ли бурчак ҳосил қилади.

Агар D ва W нуқталар устма-уст жойлашса, у ҳолда $\psi = \varphi_и$ ва $F_{U12} = 0$ бўлади. Бироқ D нуқта йўналтирувчи уяснинг қиррасидан (W нуқтадан) қанча узоқда жойлашса, ψ бурчак шунча катта бўлади. Демак, уринма ташкил этувчи $F_{и12} = F_{12} \sin\psi$ орқали баҳоланадиган ишқаланишнинг йиғинди тормозловчи таъсири илгарилама жуфтликда анча катта бўлиши ва D нуқта W нуқтадан қанча узоқда жойлашса, бу таъсир шунча катта бўлиши мумкин. Шу нарса ҳам равшанки, a ўлчам қанча кичик бўлса, H нуқта уя ўқига шунча яқин жойлашади, ψ бурчак ҳам шунча катта бўлади, яъни илгарилама жуфтликда ишқаланиш кучи шу қадар катта бўлади. ψ бурчак $\varphi_и$ бурчакдан анча катта бўлиши мумкин. Илгарилама жуфтликни лойиҳалашда буларнинг барини ҳисобга олиш лозим.

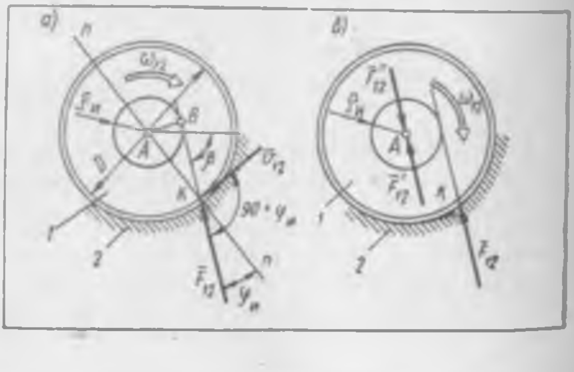
Айланма жуфтликда (7.8-расм, *а*) $\overline{F}_{12} = -\overline{F}_{21}$ ўзаро таъсир кучлари (7.8-расмда $\overline{F}_{21}$ куч кўрсатилмаган) ҳам $n - n$ нормалдан оғади, шу сабабли улар шарнир марказидан эмас, балки маркази шарнир марказида ётувчи айланага уринма бўйлаб ўтади. Ушбу айлана билан чегараланган доира ишқаланиш доираси дейилади. Унинг радиуси $\rho_и = (D/2)\sin\varphi_и$ га тенг, бунда D — валнинг (шарнир ўқининг) диаметри. Ишқаланиш бурчаги $\varphi_и$ одатда $6 - 7°$ дан ошмайди, шу сабабли $\sin\varphi_и \approx \mathrm{tg}\varphi_и = f_и$. Шунинг учун тақрибан қуйидагича олиш мумкин:

$$\rho_и = (D/2) f_и \ . \qquad (7.3)$$

$\overline{F}_{12}$ кучнинг модули ҳамда K ва B нуқталарнинг ҳолати, бинобарин $\overline{F}_{12}$ куч таъсир чизиғининг β бурчак билан мувофиқлаштириладиган йўналиши номаълум бўлиб, кучга ҳисоблаш йўли билан аниқланади.

$\overline{F}_{12}$ кучнинг таъсирини (7.8-расм, *а*) шарнир марказига қўйилган ва $\overline{F}_{12}$ га тенг бўлган $\overline{F}'_{12}$ куч ҳамда $[\overline{F}_{12}, \overline{F}_{12}]$ кучлар жуфтлигининг (7.8-расм, *б*) биргаликдаги таъсири билан алмаштириш мумкин. $[\overline{F}_{12},$

7.8- расм



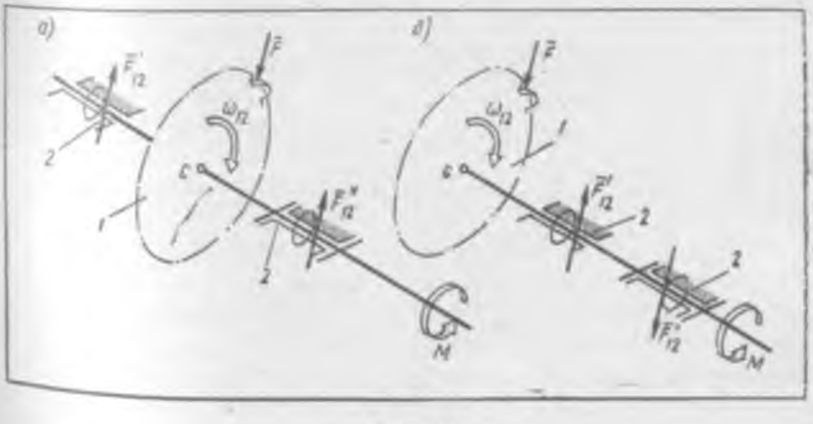
$\overline{F}'_{12}]$ кучлар жуфтлигининг таъсири йўналиши бўғин *1* бўғин *2* га нисбатан айланадиган бурчак тезлиги ω_{12} га қарама-қаршидир. Шарнирдаги ишқаланишнинг тормозловчи таъсири ана шунда намоён бўлади. Бўғин *2* дан бўғин *1* га қўйилган $[\overline{F}_{12}, \overline{F}'_{12}]$ кучлар жуфтлигини шарнирдаги ишқаланиш моменти деб атаймиз. Унинг катталиги қуйидагига тенг:

$$M_{и12} = F_{12}\rho_и \quad . \tag{7.4}$$

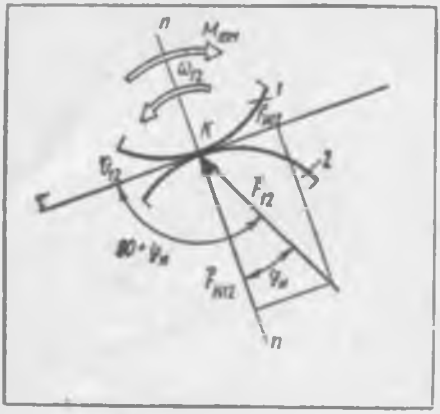
Равшанки, $M_{и21} = -M_{и12}$.

Айланма жуфтлик иккита подшипникда ўрнатилган бўлиши мумкин. Агар подшипниклар $\overline{F}$ юкловчи куч таъсир этадиган текисликнинг турли томонларида жойлашса (7.9-расм, *а*), у ҳолда иккала подшипникнинг реакциялари бир хил томонга йўналган бўлади ва уларнинг арифметик йиғиндисига тенг бўлган тенг таъсир этувчи $\overline{F}_{12}$ куч билан алмаштирилиши мумкин. Ана шу тенг таъсир этувчи кучга кўра иккала подшипникдаги умумий ишқаланиш моменти ҳисоблаб топилади: $M_{и12} = F_{12}\rho_и$.

Агар подшипниклар юкловчи $\overline{F}$ куч таъсир этадиган текисликнинг фақат бир томонида жойлашса (масалан, тишли ғилдиракнинг консолли жойлашувида), унда бошқа манзара кўзга ташланади (7.9-расм, *б*). Бу ҳолда подшипникларнинг реакциялари қарама-қарши томонларга йўналган бўлади ва ана шу реакцияларнинг тенг таъсир этувчиси энди уларнинг айирмасидан (йиғиндисидан эмас) аниқланади, ҳолбуки иккала подшипникнинг умумий ишқаланиш моменти, аввалгидек, ҳар бир подшипникдаги ишқаланиш моментларининг арифметик йиғиндисига тенг бўлади. Бинобарин, умумий ишқаланиш моментини тенг таъсир этувчи куч моменти орқали баҳолаб бўлмайди, чунки бу ҳолда ишқаланиш тўла равишда ҳисобга олинмай қолади. Подшипниклар бир томонда жойлашганида ишқаланишни ҳисобга олган ҳолда бажариладиган кучга ҳисоблашни ҳар бир подшипникнинг реакциясини алоҳида кўриб чиққан ҳолда



7.9- расм



7.10- расм

амалга ошириш лозим, бунда иккала реакция кучларини уларнинг тенг таъсир этувчиси билан алмаштириб бўлмайди.

Олий кинематик жуфтлик (7.10- расм) текис механизмда иккита нисбий ҳаракатга имкон беради: *1* ва *2* бирбирига нисбатан сирпанишлари ($\overline{v}_{12}$) ва думалашлари (ω_{12}) мумкин. Шу сабабли олий кинематик жуфтликлардаги ишқаланиш ҳам икки хил — сирпаниб ишқаланиш ва думалаб ишқаланиш кўринишида намоён бўлади. Думалаб ишқаланишнинг ($M_д$) тормозловчи таъсири кўп ҳолларда жуда кам бўлади, шу сабабли уни бундан буён ҳисобга олмаймиз. Думалаш подшипникларини ҳисоблашда, оғир буюмларнинг ғалтаклар ва рольгангларда ҳаракатланишини тадқиқ этишда ва шунга ўхшаш бошқа масалаларда думалаб ишқаланишни эътиборга олмаслик мумкин эмас, албатта. Бироқ бундай масалалар махсус ҳисоблаш соҳасига мансуб бўлганлигидан ўқув фани доирасидан четга чиқади.

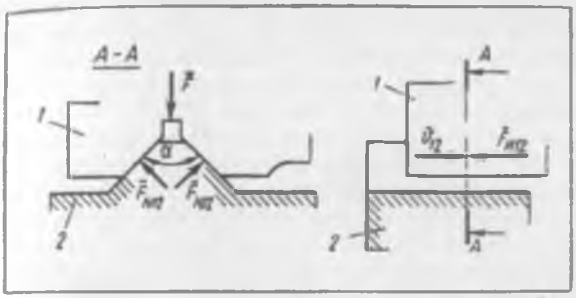
Сирпаниб ишқаланиш олий кинематик жуфтликларда ҳам қуйи кинематик жуфтликлардаги каби намоён бўлади: бўғин *2* дан бўғин *1* га қўйилувчи $\overline{F}_{12}$ куч нормалдан ишқаланиш бурчаги $\varphi_и$ чалик оғади ва нисбий тезлик вектори $\overline{v}_{12}$ билан $90° + \varphi_и$ ли бурчак ҳосил қилади. $\varphi_и$ бурчак (7.1) тенгламага асосан ҳисобланади. Уринма ташкил этувчи $\overline{F}_{и12}$ — ишқаланиш кучи — $\overline{v}_{12}$ нисбий тезликка карама-қарши йўналган бўлади. Ишқаланишнинг тормозловчи таъсири ана шунда намоён бўлади. Ўзаро таъсир кучлари $\overline{F}_{12} = -\overline{F}_{21}$ нинг модули номаълум бўлади ва кучга ҳисоблаш йўли билан аниқланади.

Агар олий жуфтликлардаги нисбий ҳаракат фақат битта соф думалашнинг ўзидан иборат (яъни $v_{12} = 0$) бўлса, у ҳолда $F_{и12}$ ишқаланиш кучи нолга тенг бўлиши мутлақо шарт эмас. Бу ҳолда у **тинч ҳолатдаги ишқаланиш кучи** бўлади.

Тинч ҳолатдаги ишқаланиш кучи исталган кинематик жуфтлик учун ўринли бўлган $F_{т.и} \leqslant f_{т.и} F_N$ муносабатга бўйсунади. Бир оз хатолик билан $f_{т.и} \approx f_и$ деб қабул қилиш мумкин*. Шу сабабли тинч ҳолатда реакция кучи амалда оғадиган ишқаланиш бурчаги $\varphi_{т.и}$ учун қуйидаги муносабат ўринлидир: $\varphi_{т.и} \leqslant \varphi_и$, бунда $\varphi_и = \mathrm{arctg}\, f_и$ —сирпаниб ишқаланиш бурчаги. Агар тинч ҳолатда ишқаланиш сезилмаса, у ҳолда $\varphi_{т.и} = 0$ ва реакция кучи уриниш сиртига нормал йўналган бўлади.

---

* Қатъий гапирганда, илашиш коэффициенти $f_{т.и}$ сирпаниб ишқаланиш коэффициенти $f_и$ дан бир оз катта бўлишини эслатиб ўтамиз.



7.11- расм

7.1- § да айтиб ўтилганидек, ишқаланиш коэффициентлари кўпгина сабабларга боғлиқ бўлиб, тажриба йўли билан аниқланади. Шу сабабли справочникларда ишқаланиш коэффициентларининг ўртача қийматлари $f_э$ келтирилади. Шунинг учун кучга ҳисоблаш натижалари ҳамма вақт *бир оз хато* бўлади.

Шуни ҳам назарда тутиш керакки, ҳисоблаш формулаларига қўйиладиган ишқаланиш коэффициенти $f_и$ нинг қиймати кинематик жуфтликнинг конструктив ечимига боғлиқ бўлади ва текис намуналарда физик тажриба ўтказиб олинган ўртача $f_э$ қийматидан анча фарқ қилиши мумкин. Чунончи, агар илгарилама жуфтликнинг нисбий тезлик вектори $\bar{v}_{12}$ га перпендикуляр бўлган кесими пона кўринишида бўлса (масалан, токарлик дастгоҳининг кетинги бабкаси *1* ва станина йўналтирувчилари *2* дан ташкил топган кинематик жуфтлик: 7.11- расм), у ҳолда $F_{и12} = f_и F$ формулага $f_и = f_э/\sin(\alpha/2)$ тенгламадан ҳисоблаб топилган ишқаланиш коэффициентининг қиймати қўйилади.

Айланма жуфтликда (7.3) тенгламага қўйиладиган $f_и$ нинг ҳисоблаб топилган қиймати жуфтликни ташкил қилувчи бўғинларнинг ишга мослашганлик даражасига боғлиқ. Ишга мослашмаган бўғинлар учун $f_и = 1{,}57 f_э$, ишга мослашганлари учун $f_и = 1{,}27 f_э$. Винтли жуфтликда $f_и$ билан $f_э$ орасидаги нисбат резьба профилига кўра белгиланади (қаранг: Решетов Д. Н. Детали машин. М., 1974).

Шуни назарда тутиш лозимки, кинематик жуфтликларда кучларнинг таъсири тўғрисида юқорида баён қилинганларнинг ҳаммаси *мойсиз ишқаланиш* ҳамда *чегаравий мойли ишқаланиш* учун ўринлидир. Ишқаланиш суюқ мой орқали бўлганда эса унга кинематик жуфтликнинг тезлик тартиби сезиларли таъсир кўрсатади.

7.3- § Ишқаланишни ҳисобга олган ҳолда механизмни кучга ҳисоблаш

Ишқаланишни назарда тутган ҳолда кучга ҳисоблашнинг умумий қоидалари ишқаланишни назарда тутмаган ҳолда ҳисоблашдагидекдир (5.1- § га қаранг). Буни шундай изоҳлаш мумкин: 7.2- § да баён қилин-

ган кинематик жуфтликлардаги кучлар таъсирининг таҳлилига асосан, ишқаланишнинг мавжудлиги кинематик жуфтликлардаги номаълумлар сонини *ўзгартирмайди*. Бинобарин, ишқаланиш назарда тутилган тақдирда ҳам, Ассур структура группалари *ўзининг статик аниқлигини сақлаб қолади*. Шу сабабли кучга ҳисоблаш (5.1) — (5.3) кинетостатика тенгламаларидан фойдаланган ҳолда структура группалари бўйича амалга оширилади. Бунинг учун ушбу тенгламаларга ишқаланиш кучлари ва ишқаланиш моментлари ҳам киритилиши лозим. Бироқ бу ҳолда кўпинча ҳисоблаш ишлари жуда мураккаблашиб кетади. Унинг мураккаблигини камайтириш учун И. И. Артоболевский *кетма-кет яқинлаштиришлар усулидан* фойдаланишни таклиф этди. Ушбу усул ёрдамида кучга ҳисоблаш қандай амалга оширилишини кривошип-ползунли механизм мисолида кўрсатамиз (5.8-расмга қаранг).

Ишқаланишни назарда тутган ҳолда кучга ҳисоблаш учун дастлабки берилган маълумотларга қўшимча равишда кинематик жуфтликлардаги ишқаланиш коэффициентлари $f_{иA}$, $f_{иB}$, $f_{иC}$, $f_{и34}$ ни ҳам киритиш лозим. Бунинг устига, механизмни кинематик ҳисоблашдан ҳамма кинематик жуфтликлардаги нисбий тезликлар, яъни ω_{14}, ω_{21}, ω_{23}, v_{34} ларнинг йўналишлари аниқланган бўлиши лозим.

Ишқаланишни эътиборга олмаган ҳолда, ёки биринчи яқинлаштиришда, кривошип-ползунли механизмни кучга ҳисоблаш амалга оширилиб бўлганлигини (5.3-§ га қаранг), бунинг натижасида ҳамма кинематик жуфтликлардаги ўзаро таъсир кучлари, яъни $\overline{F}_{14}$, $\overline{F}_{21}$, $\overline{F}_{23}$, $\overline{F}_{34}$ кучлар аниқланганлигини эслатиб ўтамиз.

Энди иккинчи яқинлаштиришда ҳисоблашни амалга оширамиз. Бунинг учун *A*, *B* ва *C* шарнирларнинг берилган диаметрларига кўра улардаги ишқаланиш доиралари радиуслари $\rho_{иA} = (D_A/2) f_{иA}$, $\rho_{иB} = (D_B/2) f_{иB}$, $\rho_{иC} = (D_C/2) f_{иC}$ ни [(7.3) тенглама], сўнгра ушбу шарнирлардаги ишқаланиш моментлари $M_{и14} = F_{14}\rho_{иA}$, $M_{и21} = F_{21}\rho_{иB}$, $M_{и23} = F_{23}\rho_{иC}$ ни [7.4) тенглама] аниқлаймиз. Шунингдек, илгарилама жуфтлик *3-4* даги ишқаланиш кучини топамиз: $F_{и34} = f_{и34} F_{N34}$, бунда $F_{N34} = F_{34}$.

Иккинчи яқинлаштиришда ҳисоблаш биринчи яқинлаштиришда ҳисоблашда бўлган *тартибда* амалга оширилади. Бинобарин, илгаригидек, уни структура группаси *2-3* дан бошлаймиз (7.12-расм, *а*). Унинг бўғинларига маълум кучлар ва моментлар: $\overline{\Phi}_2$, $M_{\Phi 2}$, $\overline{\Phi}_3$ ва ҳаракатлантирувчи куч $\overline{F}_3$ қўйилган. Бўғинлар *2* ва *3* га ҳам юқорида ҳисоблаб топилган ишқаланиш моменти $M_{и21}$, ишқаланиш кучи $\overline{F}_{и34}$ ва *C* шарнирдаги ишқаланиш моментлари $M_{и23}$ ва $M_{и32} = -M_{и23}$ (7.12-расм, *а* да кўрсатилмаган қўйилган. Ишқаланиш кучлари ва моментлари тегишли нисбий тезликларга қарама-қарши йўналган. $\overline{F}_{21}$ кучнинг модули ва йўналиши, $\overline{F}_{и34}$ нормал ташкил этувчининг модули ва унинг *b'* елкаси, *C* шарнирдаги $\overline{F}_{23} = -\overline{F}_{32}$ ўзаро таъсир кучларнинг модули ва йўналиши номаълум (7.12-расм, *б*).

Бўғинлар 2 ва 3 га қўйилган кучларнинг x ўқига проекциялари йиғиндиси нолга тенг: $\sum\limits_{2,3} x = 0$.

Ёйилган ҳолда

$$F'_{21x} + \Phi_{2x} + F_{3x} + \Phi_{3x} + + F'_{34x} = 0. \qquad (7.5)$$

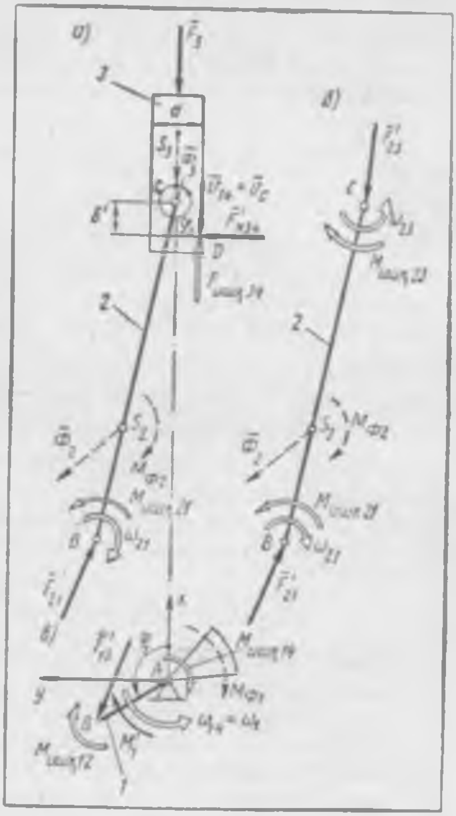
Бу ерда $F^{x}_{34x} = F_{n34}$. (7.5) тенгламадан F'_{21x} ни аниқлаймиз. Бундан кейин келадиган ҳамма проекциялар ва моментлар тенгламалари каби (7.5) тенглама ҳам алгебраик кўринишда ёзилганлигини эслатиб ўтамиз. Шу сабабли проекциялар ва моментларнинг сон қийматлари барча тенгламаларга уларнинг ишораларига қатъий риоя қилинган ҳолда қўйилмоғи лозим.

Бўғин 3 га қўйилган кучларнинг x ўқига проекцияси тенгламасини тузамиз: $\sum\limits_{3} X = 0$

ёки

$$F'_{32x} + F_{3x} + \Phi_{3x} + F'_{34x} = 0, \qquad (7.6)$$

бундан F'_{32x} ни аниқлаймиз.



7.12- расм

F'_{23y} ташкил этувчининг проекциясини бўғин 2 учун тузилган $\sum\limits_{2} M_B = 0$ моментлар тенгламасидан (B нуқтага нисбатан) аниқлаймиз:

$$M_B(F'_{23y} + M_B(\overline{F'_{23x}} + M_B(\overline{\Phi}_2) + M_{\Phi 2} + M_{n21} + M_{n23} = 0. \qquad (7.7)$$

Изланаётган проекция $F'_{23y} = M_B(\overline{F'_{23y}})/(l_{BC}\cos\varphi_2)$. (7.7) тенгламада $M_B(\overline{F'_{23x}}) = -F'_{23x}\, l_{BC}\sin\varphi_2$, $M_B(\overline{\Phi}_2) = \Phi_{2y}\, l_{BS2}\cos\varphi_2 - \Phi_{2x}\, l_{BS2}\sin\varphi_2$.

Бўғин 2 га қўйилган кучларнинг y ўқига проекциясининг йиғиндиси нолга тенг: $\sum\limits_{2} Y = 0$. Шу сабабли

$$F'_{21y} + F'_{23y} + \Phi_{2y} = 0, \qquad (7.8)$$

бундан F'_{21y} ни аниқлаймиз.

F'_{N34} нормал ташкил этувчининг F'_{34y} проекциясини бўғин 3 га қўйилган кучларнинг y ўқига проекциялари тенгламаси $\sum\limits_{3} Y = 0$ дан топамиз:

$$F'_{34y} + F''_{32y} = 0. \qquad (7.9)$$

Бўғин 3 учун моментлар тенгламасини тузамиз, $\sum_3 M_C = 0$:

$$M_C(\overline{F'_{N34}}) + M_C(\overline{F'_{u34}}) + M_{u34} = 0, \qquad (7.10)$$

бундан $M_C(\overline{F'_{u34}})$ ни аниқлаб, сўнгра b' елкани топамиз.

Кучлар проекцияларига кўра уларнинг F'_{21}, F'_{23}, F'_{34} модулларини ҳамда φ'_{F21}, φ'_{F23} бурчак координаталарини аниқлаймиз (5.3-§ га қаранг).

Бирламчи механизмни кучга ҳисоблаймиз (7.12-расм, *в*). Унинг қўзғалувчан бўғини 1 га қуйидаги кучлар ва моментлар қўйилган: аниқланган $\overline{F'_{12}} = -\overline{F'_{21}}$ куч; инерция кучларининг бош моменти $M_{\Phi 1}$; *A* ва *B* шарнирлардаги ишқаланиш моментлари M_{u14} ва $M_{u12} = -M_{u21}$. Фойдали қаршилик моменти M'_1, шунингдек кинематик жуфтлик 1-4 даги $\overline{F'_{14}}$ реакциянинг модули ва йўналиши (7.12-расм, *в* да кўрсатилмаган) номаълум.

Фойдали қаршилик моменти M'_1 ни $\sum_1 M_A = 0$ тенгламадан ҳисоблаб топамиз:

$$M_A(\overline{F'_{12}}) + M'_1 + M_{\Phi 1} + M_{u12} + M_{u14} = 0. \qquad (7.11)$$

M'_1 нинг қиймати ишқаланишни ҳисобга олмасдан биринчи яқинлаштиришдан олинган M_1 қийматидан кичик бўлади. Натижанинг шундай бўлиши равшан, чунки ишқаланиш бўлганда берилган юритувчи F_3 куч ишқаланиш бўлмаганда ўша кучнинг ўзи енгиб ўта оладиганидан кичикроқ бўлган фойдали қаршилик кучини енгиб ўтади.

Стойка реакцияси $\overline{F'_{14}}$ нинг проекцияларини $\sum_1 X = 0$, $\sum_1 Y = 0$ тенгламалардан топамиз:

$$F'_{14x} + F'_{12x} = 0; \qquad (7.12)$$

$$F'_{14y} + F'_{12y} = 0, \qquad (7.13)$$

сўнгра $\overline{F'_{14}}$ кучнинг модулини ва унинг φ'_{F14} бурчак координатасини аниқлаймиз.

Иккинчи яқинлаштиришда кучга ҳисоблаш натижасида кинематик жуфтликларга таъсир қилувчи $\overline{F'_{14}}$, $\overline{F'_{21}}$, $\overline{F'_{23}}$, $\overline{F_{N34}}$ кучларнинг ва b' елканинг *аниқ* қийматлари ҳосил қилинди. Бунинг учун моҳияти (5.16) — (5.24) тенгламалар каби бўлган (7.5) — (7.13) тенгламалардан фойдаланилди.

Кучларнинг иккинчи яқинлаштиришда ҳосил қилинган қийматларига кўра шарнирлардаги ишқаланиш моментларини ва жуфтлик 3-4 даги ишқаланиш кучини аниқлаш, сўнгра (7.5) — (7.13) тенгламаларга ўхшаш тенгламалардан фойдаланиб, учинчи яқинлаштириш бўйича ҳисоблаш мумкин. Натижада $\overline{F''_{14}}$, $\overline{F''_{21}}$, $\overline{F''_{23}}$, $\overline{F''_{N34}}$ ва b'' ларнинг узил-кесил натижасига яқинроқ, аниқроқ бўлган қийматларини ҳосил қиламиз.

Кетма-кет яқинлаштириш жараёнини талаб қилинаётган ҳисоблаш аниқлигига эришгунга қадар давом эттириш мумкин. Бироқ тажриба иккинчи яқинлаштиришнинг ўзи ҳам етарли эканлигини исботлайди.

Кетма-кет яқинлаштиришлар усулини механизм ўз-ўзидан тормозланиш ҳолатидан *узоқ бўлганда* қўллаш мумкин. Бу ҳолда ечим тўғрироқ ва аниқроқ бўлади. Ўз-ўзидан тормозланиш бўлганда кетма-кет яқинлаштириш усули *принцип жиҳатидан яроқсиздир*. Ўз-ўзидан тормозланиш ҳодисаси 7.4-§ да кўриб чиқилади.

7.4-§. Ишқаланишдаги энергия исрофи. Механик фойдали иш коэффициенти

Механизмга барқарорлашган тартиб цикли мобайнида юритувчи кучлар ва моментлар иши $A_ю$ кўринишида бериладиган энергия фойдали иш $A_{ф.к}$ ни бажариш учун, яъни фойдали қаршилик кучлари ва моментлари ишини бажариш учун, шунингдек кинематик жуфтликлардаги ишқаланиш кучларини ва муҳитнинг қаршилик кучини енгиш билан боғлиқ бўлган $A_и$ ишни бажариш учун сарфланади: $A_ю = A_{ф.к} + A_и$. $A_{ф.к}$ ва $A_и$ ларнинг қийматлари ана шу тенгламага ва кейинги тенгламаларга абсолют катталиги бўйича қўйилади.

$$\eta = A_{ф.к}/A_ю \qquad (7.14)$$

муносабат **механик фойдали иш коэффициенти** (ёки қисқача ФИК) деб аталади. Кўриниб турибдики, ФИК машинага киритиладиган механик энергиянинг қанча қисми машина бажарадиган фойдали ишга (масалан, маҳсулотга технологик ишлов беришга, электр энергияси ишлаб чиқаришга, юкни кўтаришга ва ҳоказо) сарфланишини кўрсатади.

$\xi = A_и/A_ю$ нисбат **механик исрофлар коэффициенти** дейилади ва у машинага киритиладиган $A_ю$ механик энергиянинг қанча қисми турли хил ишқаланишлар мавжудлиги туфайли пировард натижада иссиқликка айланишини ва қанча қисми атроф-муҳитга тарқалиб исроф бўлишини кўрсатади. Энергиянинг ишқаланишга исроф бўлиши муқаррардир, шу сабабли ҳамиша $\xi > 0$ бўлади. Исрофлар коэффициенти билан ФИК ўртасида яққол боғлиқлик мавжуд: $\xi = 1 - \eta$. Энергияни тежаб-тергаб сарфлаш халқ хўжалигининг энг муҳим вазифаларидан бири бўлган ҳозирги шароитда ФИК ва исрофлар коэффициенти машиналар механизмларининг муҳим кўрсаткичларидир.

(7.14) тенгламадаги цикл ичида бажариладиган $A_ю$ ва $A_{ф.к}$ ишлар ўрнига цикл давомидаги тегишли қувватларнинг ўртача қийматларини қўйиш мумкин:

$$\eta = P_{ф.к}/P_ю. \qquad (7.15)$$

Битта етакчи (индекси олд.) ва битта етакланувчи (иднекси кет.) валлари бўлган турли узатиш механизмлари (тишли, тасмали ва ҳоказо) учун (7.15) тенглама қуйидаги кўринишни олади:

$$\eta = \frac{M_{кет}\,\omega_{кет}}{M_{олд}\,\omega_{олд}} = \frac{M_{кет}}{M_{олд}\,U},$$

Агар барқарор ишлаётган механизмлардан фойдали юк олинса ($A_{ф.к.}=$ $=0$), у ҳолда бундай тартиб «салт юриш» дейилади. Бунда $\eta_{с.ю}=0$, $\xi_{с.ю}=1$ эканлиги кўриниб турибди, чунки салт юриш вақтида механизмга киритиладиган энергиянинг ҳаммаси унинг ўзидаги исрофларни енгишгагина сарфланади. Бундан $0 \leqslant \eta < 1$, $1 \geqslant \xi > 0$ эканлиги келиб чиқади.

ФИК ва исрофлар коэффициенти механизмнинг барқарор тартибда ҳаракатланаётганида аниқланишини таъкидлаб ўтамиз. Агар ҳаракат даврий равишда ўзгариб турса, у ҳолда ФИК ва исрофлар коэффициенти механизмнинг цикл ичидаги ўртача энергетик кўрсаткичлари бўлади.

Одатда алоҳида механизмларнинг ФИК тажриба ўтказиб аниқланади ва справочникларда кўрсатилади. Ўзаро параллел ёки кетма-кет бириктирилган механизмлар системаларининг ФИК ни аниқлаш учун ҳисоблаш формулалари [1, 2, 3, 4] адабиётларда келтирилган.

Алоҳида механизмнинг, масалан, иккита понали механизмнинг (7.13-расм, *а*) ФИК қай тарзда ҳисоблаш йўли билан аниқланишини кўриб чиқамиз. Пона *1* га уни пастга силжитувчи $\overline{F_1}$ юритувчи куч қўйилган бўлсин. Бунда пона *3* пружинанинг кучини енгган ҳолда ўнгга сурилади. Бу механизмнинг тўғри юриши бўлади. Механизмларнинг силжиши $\Delta s_2 = \Delta s_1 + \Delta s_{21}$ векторли муносабат орқали (7.13-расм, *б*) боғланган, бундан

$$\Delta s_2 = \Delta s_1 \operatorname{tg} \gamma. \qquad (7.16)$$

Тўғри юришда пона *1* га, $\overline{F_1}$ юритувчи кучдан ташқари, $\overline{F_{12}}$ ва $\overline{F_{13}}$ реакция кучлари ҳам таъсир қилади, улар ишқаланиш натижасида Δs_{12} ва $\Delta s_{13} = \Delta s_1$ нисбий силжишлар билан $90° + \varphi_и$ ли бурчак ҳосил қилади. ФИК бўғинлар албатта бир текис ҳаракатланади, деган тахминга асосланиб аниқланганлиги сабабли инерция кучлари нолга тенг деб олинади. ФИК ни аниқлашда бўғинларнинг оғирлик кучлари ҳам ҳисобга олинмайди.

Пона *1* га қўйилган тенгламаси $\overline{F_1} + \overline{F_{13}} + \overline{F_{12}} = 0$ га кўра куч планини тузамиз (7.13-расм, *в*), бунинг учун синуслар теоремасидан фойдаланган ҳолда қуйидагини ёзамиз:

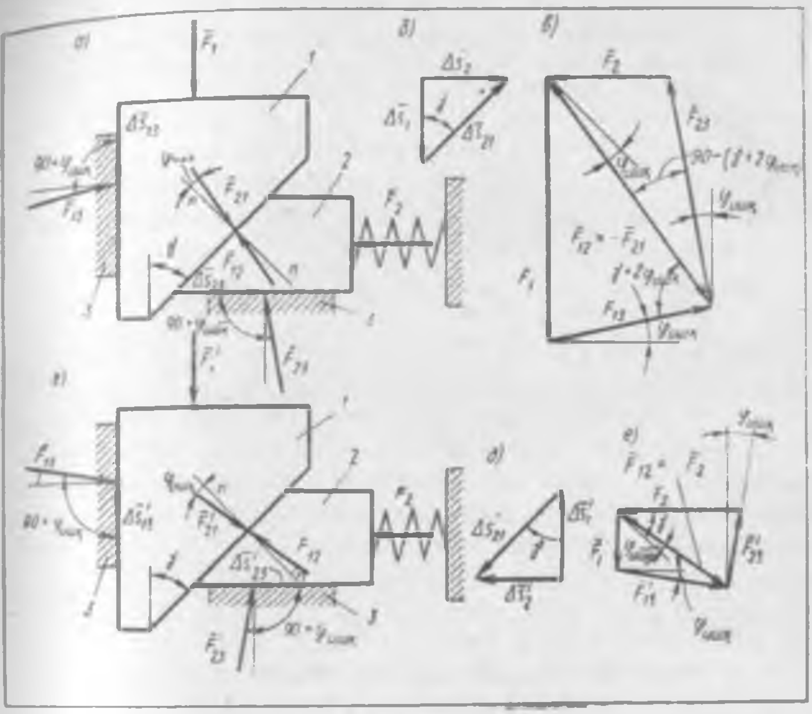
$$F_{12}/\sin(90° - \varphi_и) = F_1/\sin(\gamma + 2\varphi_и),$$

бундан

$$F_{12} = F_1 \frac{\cos \gamma_и}{\sin(\gamma + 2\varphi_и)}. \qquad (7.17)$$

Пона *2* га $\overline{F_{21}} + \overline{F_{23}} + \overline{F_2} = 0$ тенгламадан келиб чиқадиган $\overline{F_{21}} =$ $-\overline{F_{12}}$ куч, $\overline{F_2}$ фойдали қаршилик кучи $\overline{F_{23}}$ реакция кучи (7.13-расм, *а*) таъсир қилади. Кучлар планидан (7.13-расм, *в*) синуслар теоремасига асосан қуйидагини топамиз:

$$F_2 = F_{21} \frac{\cos(\gamma + 2\varphi_и)}{\cos \varphi_и}. \qquad (7.18)$$



7.13- расм

Тўғри юришда ФИК қуйидагиға тенг:

$$\eta_{тўғ} = F_2 \Delta s_2/(F_1 \Delta s_1),$$

ёки (7.16) — (7.18) тенгламадан фойдаланиб қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\eta_{тўғ} = \operatorname{tg}\gamma/\operatorname{tg}(\gamma + 2_{и}). \qquad (7.19)$$

Сирпанувчи винтли жуфтлик ва червякли тишли узатма учун ҳам ФИК айнан шундай ифодаланишини айтиб ўтамиз:

$$\eta = \operatorname{tg}\gamma / \operatorname{tg}(\gamma + \varphi_{и}),$$

бунда γ — винт ёки червяк ўрамларининг кўтарилиш бурчаги.

Тўғри юриш тугаган, поналар *1* ва *2* тўхтаган, сўнгра эса $\overline{F_2}$ куч таъсирида ўзларининг тескари (орқага) ҳаракатларини бошлаган бўлсин. Бунда энергия оқими ҳам ўз йўналишини ўзгартиради: $\overline{F_2}$ куч юритувчи кучга, $\overline{F_1'}$ куч эса фойдали қаршилик кучига айланиб қолади (7.13- расм, *г*). Орқага юришдаги силжишлар учбурчаги 7.13- расм, *д* да кўрсатилган: ҳамма силжишларнинг йўналиши тескари томонга ўзгаради. Шунинг учун кинематик жуфтликлардаги ишқаланиш кучлари ҳам ўз

йўналишини қарама-қарши томонга ўзгартиради. Буни ҳисобга олган ҳолда орқага юришдаги кучлар планини тузамиз (7.13-расм, *e*). Тенгламалардаги ишқаланиш бурчаклари олдида турган ишоралар ҳам тескарига ўзгариши кераклигини пайқаш қийин эмас.

Орқага юришдаги ФИК ни ёзамиз: $\eta_{орк} = F'_2 \Delta S_1 (F_2 \Delta S_2)$. Ушбу ифодани очиш учун кучга ҳисоблашни такрорлаш шарт эмас. $\eta_{орк}$ ни қуйидагича аниқлаш мумкин. $\eta_{тўғ}$ га тескари бўлган катталик олинади [(7.19) тенгламага қаранг] ва ишқаланиш бурчаги олдидаги ишора тескарига ўзгартирилади, яъни

$$\eta_{орк} = \text{tg}(\gamma - 2\varphi_и)\,\text{tg}\,\gamma.$$

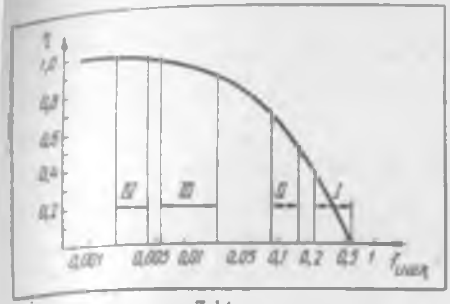
Агар механизм $\gamma < 2\varphi_и$ бурчакли қилиб ясалса, у ҳолда тўғри юриш амалга ошириш мумкин: $\overline{F_1}$ куч пона *1* ни пастга суради, пона *2* эса ўнгга силжийди. Бироқ орқага юриш учун имконият бўлмайди: агар $\gamma < 2\varphi_и$ бўлса, пона *1* орқага юришда пона *2* билан стойканинг вертикал девори орасида сиқилиб қолади, натижада $\overline{F_2}$ юритувчи куч қанчалик катта бўлмасин, ҳатто пона *1* дан фойдали $\overline{F'_1}$ юк олиб ташланган тақдирда ҳам орқага юришни амалга ошира олмайди. *Орқага юришда ўз-ўзидан тормозланиш* вужудга келади. Агар $\overline{F'_1}$ кучни ҳам юқорига йўналтирган ҳолда уни юритувчи кучга айлантирилганда эди, орқага юришга имкон туғилган бўларди. Бу ҳолда у пона *1* ни юқорига тортиб чиқариб, орқага юришни амалга оширишда $\overline{F_2}$ юритувчи кучга ёрдам беради.

Орқага юришда механизмнинг ўз-ўзидан тормозланишидан поналн бирикмаларда, шунингдек эксцентрикли қисқичлар, винтли домкратлар ва бошқаларда фойдаланилади.

Агар γ бурчак $2\varphi_и < \gamma < 90° - 2\varphi_и$ оралиғида белгиланса, у ҳолда ҳам тўғрига юришга, ҳам орқага юришга имконият яратилади. Тўғрига юришда пона *1* га берилган энергиянинг бир қисми орқага юришда унга қайтарилади, энергиянинг қолган кўп қисми эса ишқаланишга ютилади. Понали механизмларнинг бундай хусусиятидан турлича ютувчи қурилмаларда, масалан, локомотив ва вагонларни автоматик тиркаш механизмларида фойдаланилади.

$\gamma > 90° - 2\varphi_и$ бўлганда механизмнинг тўғри юришига имкон бўлмайди. Бу ҳолда пона *2* пона *1* билан стойканинг горизонтал таянч текислиги орасида қисилиб қолади; $\overline{F_1}$ юритувчи куч қанчалик катта бўлмасин, ҳатто пона *2* дан $\overline{F_2}$ фойдали юк олиб ташланган тақдирда ҳам механизмнинг тўғри юришини вужудга келтира олмайди; тўғри юриш чоғида ўз-ўзидан тормозланиш бошланади. Бу ҳолда механизм мутлақо ишга яроқсиз бўлади ва татбиқ қилинмайди.

Ўз-ўзида тормозланиш ҳолатидаги механизм учун ФИК физик маъносини йўқотади, чунки механизм бунда қўзғалмас бўлади ва кучлар ҳеч қандай иш бажармайди. Бироқ ўз-ўзидан тормозланишдаги ФИК ни нормал тарзда ҳисобласак, $\eta_{тор} < 0$ ни ҳосил қиламиз; $\eta_{тор}$ абсолют



7.14- расм

катталик билан ўз-ўзидан тормозланишнинг «ишончлилигини» таърифланади.

Ўз- ўзидан тормозланиш юзага келиши учун албатта ишқаланиш мавжуд бўлиши шарт. Ишқаланиш қанчалик кучсиз бўлса ($f_и$ қанчалик кичик, бинобарин, $\varphi_и$ ҳам қанчалик кичик бўлса), ўз-ўзидан тормозланиш соҳаси шунчалик тор бўлади. Ишқаланиш бўлмаган тақдирда механизм ўз-ўзидан тормозланмайди. Бундай идеал механизмда γ бурчакнинг ҳамма диапозонида (0 ва 90° дан ташқари) $\eta_{тўғ} = \eta_{орқ} = 1$ бўлади.

Охирида (7.19) тенгламани кўриб чиқамиз. Ундан маълум бўладики, $\varphi_И$ ишқаланиш бурчагининг қийматини белгилайдиган $f_И$ ишқаланиш коэффициенти ФИК га катта таъсир кўрсатади. 7.14-расмда ушбу боғлиқлик ($\gamma = 30°$ бўлганда) ишқаланиш ва мойлашнинг ҳар хил турлари учун келтирилди: I — мойловчи материалсиз ишқаланишда $\eta = 5 \ldots 40$ %; II — чегаравий мойлашда $\eta = 50 \ldots 70$ %; III — гидродинамик ва гидростатик мойлашда $\eta = 90 - 97$ %; IV — думалаб ишқаланишда* $\eta = 98 - 99$ %.

Келтирилган мисол шуни кўрсатадики, сирпаниб ишқаланиш думалаб ишқаланиш билан алмаштирилса ёки мутлақо суюқ мой ишлатилса, ФИК нинг қийматлари юқори бўлади. Шу сабабли программа билан бошқариладиган замонавий дастгоҳлар, прецизион дастгоҳларда ва ҳолатни эгаллаш аниқлиги юқори бўлиши ва ишқаланишга кам қувват сарфлаши талаб қилинадиган бошқа технологик қурилмаларда шарикли винтли думалаш жуфтликлари ёки винт — гайкадан иборат гидростатик узатмалар кенг қўлланилади. Биринчи ҳолда винт ва гайканинг винтсимон ариқчаларида шарчалар юмалайди, иккинчи ҳолда эса винт ва гайканинг иш сиртлари орасида мой қатлами вужудга келиб, унда мой босими талаб қилинган даражада сақланиб туради.

8-боб

КИНЕМАТИК ЖУФТЛИКЛАР ЭЛЕМЕНТЛАРИНИНГ ЕЙИЛИШИНИ ҲИСОБЛАШ

Машина ёки асбоб механизмидан фойдаланиш жараёнида унинг кинематик жуфтликларининг элементлари муқаррар равишда ейилади. Ейилиш оқибатида деталларнинг мустаҳкамлиги, механизмнинг аниқлиги камаяди, подшипникларга тушадиган юк, титраш ва шовқин ортади. Кучли ейилиш кўпинча механизмнинг ишга яроқсиз бўлиб қолишига ва ҳатто деталларининг синишига ва машинанинг ишдан чиқишига сабаб бўлади. Шу сабабли механизмни лойиҳалашда конструкцион ва мойловчи материалларни тўғри танлаш учун ишқаланувчи юзанинг шаклини ҳамда катталигини

---

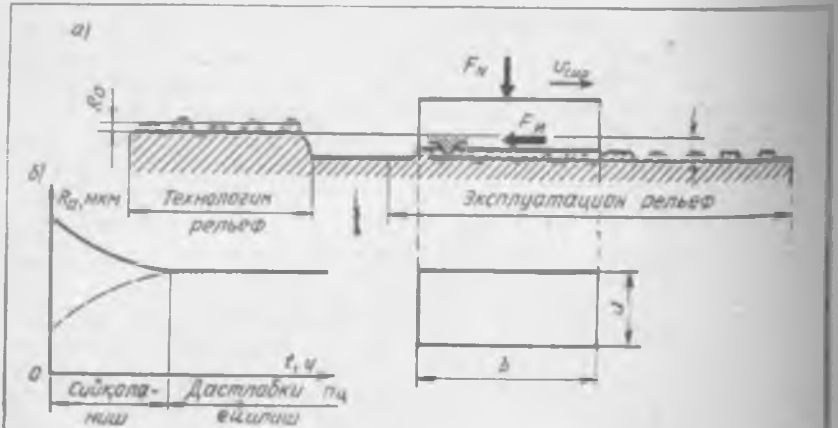
* Думалаб ишқаланишда, келтирилган ишқаланиш коэффициенти $f_и^{кел}$ ва келтирилган ишқаланиш бурчаги $\varphi_и^{кел} = \mathrm{arctg}\, f_и^{кел}$ ни олиш керак.

билиш, ейилиш эпюрасини аниқ ҳисоблаш муҳим аҳамиятга эга. Шунингдек бошқаларига қараганда олдинроқ алмаштириш ва тузатиш талаб қилинадиган деталлар ва қисмларини аниқлаш ҳам катта аҳамиятга эга. Шундай қилиб, кутилаётган ейилишни ҳисоблашдан мақсад машина ёки асбоб механизмининг зарур ресурси ва ишончли ишлашини таъминлашдан иборат. Бу ҳисоблашни бажариш усули ушбу бобда баён этилади.

8.1-§. Ейилишни баҳолаш мезонлари

Ейилиш турлари. Е й и л и ш деб, қаттиқ жисм юзасидаги материалнинг бузилишига ва ажралиб чиқишига айтилади; ейилиш жисм ўлчамлари ва шаклининг аста-секин ўзгаришида намоён бўлади; бунда жисм юза қатламларининг хоссалари ҳам ўзгариши мумкин.

Е й и л и ш н и н г а с о с и й т у р л а р и қуйидагилар: механик ейилиш — механик таъсирлар оқибати; коррозион-механик ейилиш — механик таъсир муҳит билан бўладиган ўзаро химиявий ёки электр таъсир билан биргаликда содир бўлади; образив ейилиш — эркин ёки мустаҳкамланган ҳолатдаги қаттиқ заррачаларнинг қирқувчи ёки тирновчи таъсири натижаси; эрозион ейилиш — суюқлик ёки газ оқимининг таъсири натижаси; толиқиб ейилиш — даврий ўзгарувчан юклар таъсир этиши натижасида сиртқи қатлам материали заррачаларининг уваланиб тушиши (ейилишнинг бу тури айниқса олий кинематик жуфтликлар учун хосдир); тиқилиб қолиш оқибатида ейилиш — материалнинг юлиниб, чуқур ўйилиб чиқиши, унинг бир ишқаланувчи юзадан бошқасига кўчиб ўтиши натижаси (тиқилиб ёки қадалиб қолиш учун сирпаниш тезлиги юқори ва нисбий босим катта бўлиши оқибатида муайян жойнинг кучли қизиб кетиши хосдир; ейилишнинг бу турига кинематик жуфтликнинг бир жинсли материаллардан ишланган, аммо тобланмаган ишқаланувчи юзалари кўпроқ дучор бўлади).



8.1- расм

Ейилиш сиртқи қатламнинг деформацияланиш хусусиятига кўра ҳам фарқланади (эластик уринишдаги, пластик уринишдаги ва микроқирқилишдаги ейилишлар).

Ейилишнинг физик нусхаси (модели) бундай: микронотекислик сирпанаётганида унинг рўпарасида деформацияланувчи материалнинг дўнглиги (валик) юзага келади, у сиқувчи кучлар таъсирида бўлади (8.1-расм, *а*). Ишқаланиш кучлари натижасида микронотекислик ортида материал чўзилади. Бинобарин, материал қарама-қарши йўналишларда деформацияланa бошлайди; бу ҳодисанинг кўп марта қайтарилиши оқибатида ундаги микроструктуранинг емирилиши кўпаяди ва материал зарралари ажралиб чиқади.

Тажрибалар материал бирданига эмас, балки бир қанча циклдан (n_u) сўнг емирилишини кўрсатади.

Ейилиш босқичлари. Одатда ейилиш икки босқичда кечади: 1) ишқаланувчи юзаларнинг сийқаланиши; 2) нормал (иш вақтида) ейилиш, бунда сийқаланишдан сўнг тайёрлаш вақтида пайдо бўлган дастлабки ғадир-будурлик ўрнида қандайдир янги, мувозанатланган ғадир-будирлик пайдо бўлиб, у кейинчалик жиддий тарзда ўзгармайди [10]. Бошқача айтганда, ейилиш жараёнида юзанинг дастлабки (технологик) микрорельефи ғадир-будирликнинг параметрлари ўзгариши билан (масалан, профилнинг ўртача *Ra* арифметик четга чиқиши билан) эксплуатацион микрорельефга айланади (8.1-расм, *б*).

Сийқаланиш вақтини камайтириш учун тажриба натижаларидан мувозанатланган ғадир-будирлик параметрларини аниқлаш ҳамда ишқаланувчи юзаларга технологик ишлов беришнинг шундай турини белгилаш лозимки, у мувозанатланган ғадир-будирликка энг яқин бўлсин. Сийқаланиш босқичидаги *Ra* нинг қийматлари кичикроқ бўлган эксплуатацион юзага (8.1-расм, *б* даги штрих чизиқ) нисбатан силлиқроқ бўлган дастлабки юзани қўллаш одатда тайёрлаш харажатининг ошиб кетиши нуқтаи назаридан фойдасиздир, чунки бундай юзанинг таннархи қиммат бўлади; бунда сийқаланиш вақти ҳам чўзилиб кетиши мумкин.

Ейилишни миқдорий баҳолаш. Узунлик, ҳажм ёки масса бирлигида ейилиш натижалари ейилиш дейилади. Чекли ва рухсат этилган ейилишлар бўлади. Чекли ейилиш деб, ейилаётган буюмнинг (ёки бир қисмининг) чекли ҳолатига мос келувчи ейилишга айтилади. Рухсат этилган ейилиш деб, ейилишнинг шундай қийматига айтиладики, бунда буюм ҳали ишга яроқли ҳолатда бўлади.

Жуфтлик элементларининг чекли ейилиши бир қанча мезонлар билан аниқланади, уларнинг асосийлари қуйидагилардир: а) ейилиш натижасида механизм ишга яроқлилигининг бузилиши — деталларининг синиши, яъни мустаҳкамлигининг йўқолиши, тиқилиб қолиши, зарур аниқлигининг йўқолиши; б) машинанинг ишлаш хусусиятларининг йўл қўйиб бўлмайдиган даражада ёмонлашуви (буюмлар сифати пасаяди, кинематик жуфтликларда тирқишлар пайдо бўлиши туфайли титраш ва шовқин ортади ва ҳоказо).

Ишқаланувчи юзаларни ажратиб турувчи мойловчи материалнинг қалинлиги улардаги энг баланд нотекисликлар йиғиндисидан ортиқ бўлса, юзалар жуда кам ейилади.

Ейилиш қийматларининг ишқаланувчи юза бўйича ёки унинг маълум бир кесими бўйича тақсимланишининг график тасвири **ейилиш эпюраси** дейилади.

Ейилиш материалнинг емирилган қисмининг қалинлиги δ га кўра (чизиқли ейилиш, 8.1-расм, *а*) ёки унинг массасига кўра баҳоланади.

Ейилиш тезлиги вақт бирлиги ичида ейилиш катталиги билан аниқланади:

$$\gamma = \mathrm{d}\,\delta/\mathrm{d}t = kp^m v^n_{\text{сир}},$$

бунда k — ейилиш коэффициенти ($p = v_{\text{сир}} = 1$ бўлганда сон жиҳатидан γ га тенг); p — ишқаланувчи юзанинг ўлчанаётган нуқтасидаги нисбий босим; $v_{\text{сир}}$ — ишқаланувчи юзанинг текширилаётган нуқтасидаги сирпаниш тезлиги (нисбий тезлиги); m — уринувчи юзаларнинг ўзаро таъсири турига (эластик уриниш, пластик уриниш, микроқирқилиш) боғлиқ бўлган даража кўрсаткичи, унинг қиймати 1 дан 3 гача бўлади; n — ейилиш турига боғлиқ бўлган даража кўрсаткичи. Кинематик жуфтликларнинг сийқаланган элементлари учун $m = 1$, $n = 1$ деб олинади, у ҳолда

$$\gamma = \mathrm{d}\,\delta/\mathrm{d}t = kpv_{\text{сир}}. \qquad (8.1)$$

(8.1) формуланинг физик маъносини қуйидаги мисолда (2.1-расм, *а*) тушунтириш мумкин. Ўлчамлари $a \times b$ бўлган ползун йўналтирувчига F_N куч билан қисиб қўйилган бўлиб, сирпаниб ишқаланиш коэффициенти f, ишқаланувчи юзанинг исталган нуқтасидаги нисбий босим $p = F_N/ab = \text{const}$ бўлсин.

F_N ишқаланиш кучининг иши материални емириш ва ажратишга ҳамда иссиқлик ажратиб чиқаришга сарфланади, шу сабабли ейилиш тезлиги вақт бирлиги ичида ишқаланиш кучи бажарган ишга, яъни ишқаланиш қуввати P_u га мутаносиб деб тақрибан ҳисоблаш мумкин:

$$\gamma = \frac{d\delta}{dt} = \frac{k}{abf}\,F_N f\, v_{\text{сир}} = cF_u v_{\text{сир}} = cP_u,$$

бунда $c = k/(abf)$ — мутаносиблик коэффициенти.

Умумий ҳолда ишқаланувчи юзанинг ҳар хил нуқталарида нисбий босим p турлича бўлади, бироқ (8.1) тенгламанинг бундай изоҳини маркази ишқаланувчи юзанинг берилган нуқтасида бўлган исталган элементар майдонча учун татбиқ қилиш мумкин.

Ейилиш жадаллиги деб, ишқаланиш йўли бирлигига тўғри келадиган ейилишга айтилади: $\gamma_s = \mathrm{d}\,\delta/\mathrm{d}s$, бунда s — нисбий силжиш ёки ишқаланиш йўли. Бинобарин,

$$\gamma = \frac{d\,\delta}{ds}\,\frac{ds}{dt} = \gamma_s v_{\text{сир}}.$$

γ ва γ_s нинг қийматлари одатда p ва $v_{\text{сир}}$ нинг ўртача қийматларига кўра тажриба йўли билан аниқланади, сўнгра (8.1) формуладан ейилиш коэффициенти ҳисоблаб топилади. Масалан, намуналар ишқаланишнинг ўртача тартибларида ($p_{\text{ўр}} = 16 \cdot 10^5$ Па, $(v_{\text{сир}})_{\text{ўр}} = 2$ м/с) синаб кўрилганда $t_{\text{иш}} = 100$ соат иш вақти ичида ўртача ейилиш $\delta = 2$ мкм ни ташкил қилди, бинобарин, (8.1) формулага кўра

$k = \gamma/(pv_{\text{сир}}) = 2 \cdot 10^{-2}/(16 \cdot 10^5 \cdot 2) = 6{,}25 \cdot 10^{-9}$ мкм/(соат·Па·м·с$^{-1}$).

[11] справочникда γ ва γ_s лар бўйича тажриба натижалари келтирилган (справочникда γ_s ўрнига J белги ишлатилган).

Ейилиш жадаллиги γ_s жуда катта оралиқда, тахминан $\gamma_s = 10^{-12}$ дан (1 км ишқаланиш йўлига 0,001 мкм ейилиш тўғри келади, бу эса жуда камдир) $\gamma_s = 10^{-3}$ гача (1 м ишқаланиш йўлига 1 мм ейилиш тўғри келади, бу эса жуда кўпдир) ўзгариши мумкин.

Материал ишқаланишнинг маълум шароитида ейилишга қаршилик кўрсатиш хоссасига эга. Материалнинг бу хоссаси ейилиш тезлиги ёки жадаллигига тескари бўлган катталик билан баҳоланади ва ейилишга чидамлилиги дейилади. Материалларнинг ейилишга чидамлилигига уларнинг қаттиқлиги, эластик хоссалари, ишлаш тартиби (юк, тезлик, температура), ташқи шароит (мой, атроф-муҳит), ишқаланувчи узелнинг конструктив хусусиятлари таъсир қилади.

γ_s нинг қийматига кўра материаллар ейилишга чидамлиликнинг 10 та синфига бўлинади; ишқаланувчи юзаларнинг ўзаро уриниш таъсири турига кўра ушбу синфларни учта асосий туркумга ажратиш мумкин: 0 — V синфларга ($\gamma_s = 10^{-12} \ldots 10^{-7}$) эластик деформацияланувчанлиги туфайли ейилишга чидамлилиги юқори бўлган материаллар; VI — VII синфларга ($\gamma_s = 10^{-6} \ldots 10^{-5}$) қисман эластик, қисман пластик деформацияланувчанлиги туфайли ейилишга чидамлилиги ўртача бўлган материаллар; VIII — IX синфларга ($\gamma_s = 10^{-4} \ldots 10^{-3}$) микроқирқилишдаги ейилишга чидамлилиги паст бўлган материаллар киради.

Масалан, [11] да келтирилган тажриба маълумотларига кўра автомобиль двигателларидаги пўлатдан ясалган тирсакли валларнинг шатун бўйинлари учун $\gamma_s = 5 \cdot 10^{-12} \ldots 4 \cdot 10^{-11}$ (эластик уринишдаги ейилишга чидамлилиги жуда юқори), экскаватор ковшининг тиши учун (пўлат 45) $\gamma_s = 10^{-4} \ldots 10^{-3}$ (микроқирқилишдаги ейилишга чидамлилиги жуда паст).

Сўнгги вақтларда ишқаланувчи қисмларда махсус мойловчи муҳитсиз ишлашга мўлжалланган машиналар, механизмлар ва асбоблар деталларининг материалига катта аҳамият берилмоқда: буларга полимер материаллар (подшипниклар, тишли ғилдираклар, муштлар ва бошқалар, кўмир-графит материаллар (зичловчи элементлар, гидронасослар вкладишлари, авиация ва химия саноатида ишлатиладиган ишқаланувчи қисмларнинг деталлари), металл-керамик материаллар (юқори температурада ишлайдиган ишқаланувчи қисмларнинг деталлари) ва бошқалар киради.

Янги деталлар ишқаланувчи юзаларининг ишқаланишга чидамлилигини ошириш учун гальваник қопламалар билан бир қаторда, уларга термик ишлов бериш кенг қўлланилади. Буларга сиртини газ алангаси билан қиздириб тоблаш (пўлатдан ясалган тишли ғилдираклар, червяклар, тирсакли валлар бўйинлари), юқори частотали токда тоблаш (муштли валлар, шестернялар, валлар бўйни, цилиндрлар гильзаси, дастгоҳлар станинаси ва бошқалар) киради. Айнан шу мақсадда сиртига пластик деформациялаш билан ишлов бериш ҳам қўлланилади, натижада сиртқи қатламларнинг қаттиқлиги ошади ва юзанинг ғадир-будирлиги керакли синфда бўлишига эришилади (цилиндрсимон ва текис юзаларни ишлатиб чиниқтириш, калибрлаш ва бошқалар).

Шунингдек машинани тузатишда деталларни алмаштириш мулоҳазаси ҳам эътиборга олинади: агар ейилган деталь оддий ва осон алмаши-

надиган бўлса (масалан, втулка ёки вкладишлар), уни тузатиш осонлашади ва арзонга тушади.

Баъзан деталларни алмаштириш ўрнига уларнинг ишқаланиб ейилган юзаларига газ алангаси ёки электр ёй ёрдамида металл суюқлантириб қоплаш, газ ёки электр ёрдамида металлаш, плазмали пуркаш (қийин эрийдиган бирикмалар қоплаш учун) ва бошқа усуллар билан деталларни қайта тиклаш ҳамда уларнинг ишлаш муддатини ошириш фойдалироқ бўлади.

Умумий ҳолда ейилиш (p ва $v_{сир}$ ўзгарувчан бўлганда) қуйидаги формуладан аниқланади.

$$\delta = k\int_0^{t_{иш}} p v_{сир}\, dt. \tag{8.2}$$

Битта эркинлик даражасига эга бўлган механизмларда ҳисоблаш қулай бўлиши учун умумлашган координата φ ни ва умумлашган тезлик $\omega = \dot\varphi$ ни киритган ҳолда (8.2) формулани ўзгартириш мақсадга мувофиқ бўлади. У ҳолда $\varphi = \varphi_ц$ ишнинг бир цикли учун ейилиш куйидагига тенг:

$$\delta_ц = k\int_0^{\varphi_ц} p\,(v_{сир}/\omega)\, d\varphi, \tag{8.3}$$

бунда $v_{сир}/\omega = v_{сир}(\varphi)/\omega$ — кинематик жуфтлик элементининг кўрилаётган нуқтасидаги сирпаниш тезлигининг аналоги (ёки $ds/d\varphi$ узатиш функцияси).

Агар иш цикллари сони $n_ц$ бўлса, у ҳолда ейилиш

$$\delta = \delta_ц n_ц. \tag{8.4}$$

(8.4) формула ёрдамида чекли ейилишнинг берилган қиймати бўйича иш цикллари сонини аниқлаш мумкин, бу эса машинанинг иш ресурсини аниқлаш учун зарурдир.

8.2- §. Қуйи ва олий кинематик жуфтликлар элементларининг ейилишини ҳисоблаш

Конструкцион ва мойловчи материалларни, мойловчи материал бериладиган жойни тўғри танлаш ва кутиладиган ейилишни ҳисоблаш учун ишқаланувчи юзанинг шаклини ва катталигини ҳамда элементларнинг шаклига ва жуфтликнинг ишлаш шароитига боғлиқ бўлган ейилишнинг унда тақсимланишини кўриб чиқамиз.

Айланма жуфтлик (8.2- расм). Жуфтликнинг ишлаш шароити: $\bar F^n_{21} = \text{const}$, $\omega_1 = \text{const}$, $\omega_2 = 0$. У ҳолда $\delta_1 = \text{const}$ (вал *1* цапфаси бир текис ейилади), δ_2 ейилиш эса кўрилаётган нуқтанинг бурчак координатаси ψ га боғлиқ бўлади: $\delta_2 = \delta_2(\psi)$ — подшипник нотекис ейилади. Бир неча иш циклидан сўнг валнинг маркази O ҳолатдан O' ҳолатга силжийди, бинобарин, подшипник *2* нинг $\bar F^n_{21}$ куч йўналиши бўйича ейилиши ишчи юзанинг $\psi_{max} = \pm 90°$ бурчак доирасидаги ҳамма нуқталарида бир хил ва $\delta_{2max} = OO'$ га тенг бўлади, бироқ ишқаланувчи юза-

га ўтказилган нормаллар бўйича турлича бўлиб, косинус қонуни $\delta_2 = \delta_{max} \cos\psi$ бўйича ўзгаради.

Уринувчи юзаларнинг жами ейилиши [10]: $\delta_\Sigma = \delta_1 + \delta_2$.

Ҳамма нуқталар учун $v_{сир} = \mathrm{const}$ бўлганлигидан босим косинусоида қонуни бўйича тақсимланади [4]:$p = p_{max} \cos\psi$. p_{max} ни аниқлаш учун подшипник втулкасидаги эни $r\mathrm{d}\psi$ ва узунлиги b га тенг бўлган элементар майдончани кўриб чиқамиз. Ишқаланувчи юзага ўтказилган нормаль йўналиши бўйича элементар куч қуйидагига тенг:

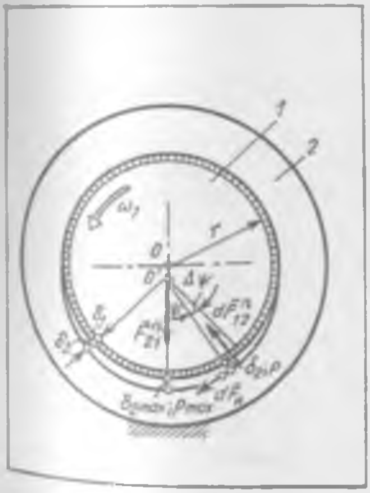
$$\mathrm{d}F_{12}^n = pbr\mathrm{d}\psi = p_{max} br \cos \mathrm{d}\psi.$$

$\overline{F}_{21}^n$ куч $\mathrm{d}\overline{F}_{12}^n$ кучларнинг вертикал проекциялари билан мувозанатланади*, шу сабабли

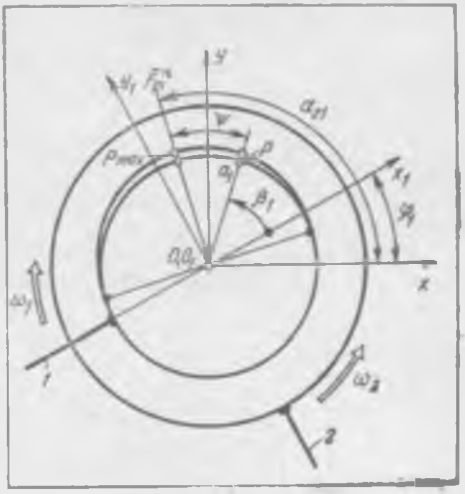
$$F = F_{21}^n = 2\int_0^{\pi/2} p_{max} br \cos^2\psi \mathrm{d}\psi.$$

$\int_0^{\pi/2} \cos^2\psi \mathrm{d}\psi$ интеграл қуйидагича ҳисобланади:

$$\cos 2\varphi = \cos^2\psi - \sin^2\psi = 2\cos^2\psi - 1;$$
$$\cos^2\psi = (\cos 2\psi + 1)/2;$$
$$\int_0^{\pi/2} \cos^2\psi \mathrm{d}\psi = \frac{1}{2}\int_0^{\pi/2} (\cos 2\psi + 1)\mathrm{d}\psi = \frac{1}{2}\left[\frac{1}{2}\sin 2\psi + \psi\right]_0^{\pi/2} = \frac{\pi}{4}.$$



8.2- расм



8.3- расм

Бинобарин, $F = 2p_{max} br\, \pi/4$, бундан

$$p_{max} = 2F/(\pi br).$$

* $\mathrm{d}\overline{F}_n$ ишқаланиш кучларининг вертикал проекциялари $0 \ldots \psi$ ва $0 \ldots -\psi$ оралиқларда ўзаро мувозанатланади ва шу сабабли тенгламага кирмайди.

Иш цикли давомидаги ейилишни (8.3) формула ёрдамида ҳисоблаш учун керак бўладиган босимнинг тақсимланиш қонуни қуйидаги кўринишга эга:

$$p = [2F/(\pi br)] \cos \psi, \qquad (8.5)$$

бунда ψ — кўрилаётган нуқтанинг бурчак координатаси.

$\overline{F}$ куч ўзгарувчан бўладиган умумий ҳолда (8.5) формула ҳар бир оний ҳолат учун алоҳида-алоҳида қўлланилиши лозим. Шу сабабли умумлашган φ координатали механизм айланма жуфтлигининг умумий ҳолида (8.3-расм) жуфтлик элементлари *1-2* дан бирининг (масалан, бўғин *1* нинг қандайдир a_1 нуқтасида) ейилишини аниқлаш учун Oxy қўзғалмас координата системасида бўғин *1* нинг $\varphi_1 = \varphi_1(\varphi)$ бурчак координатасини ҳамда бўғин *2* га қўйилган $\overline{F} = \overline{F}_{21}$ куч векторининг $\alpha_{21} = \alpha_{21}(\varphi)$ бурчак координатасини билиш, бўғин *1* билан боғланган $O_1x_1y_1$ қўзғалувчан системада эса изланаётган a_1 нуқтанинг β_1 бурчак координатасини билиш лозим*.

У ҳолда (8.5) формула бўйича a_1 нуқтадаги p босим қуйидагига тенг:

$$p = p_{max} \cos \psi,$$

бу ерда $p_{max} = 2F/(\pi br)$, $\psi = \alpha_{21} - (\varphi_1 + \beta_1)$; бунда агар $|\psi| > \pi/2$ бўлса, $p = 0$ бўлади.

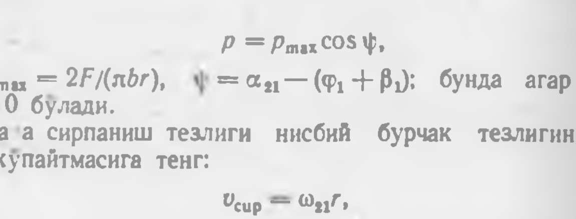
a_1 нуқтада сирпаниш тезлиги нисбий бурчак тезлигининг цапфа радиусига кўпайтмасига тенг:

$$v_{сир} = \omega_{21} r,$$

бунда $\omega_{21} = |\omega_1| \pm |\omega_2|$ (плюс ишораси бўғинлар турли томонларга айланган ҳол учун).

$p = p(\varphi)$ ва $v_{сир}/\omega = v_{сир}(\varphi)/\omega$ лар аниқлангандан сўнг, берилган a_1 нуқтадаги δ_1 ейилиш катталиги (8.3) ва (8.4) формулалардан аниқланади; бир қанча текширилган нуқталарга жуфтлик элементларининг ейилиш эпюраси ясалади (8.2-расм).

Илгарилама жуфтлик (8.4-расм). Ползуннинг ишлаш шароити: узунлиги l_1 га тенг бўлган ползун *1* қўзғалмас йўналтирувчи *2* бўйлаб ил-



8.4- расм

---

* Умумий ҳолда, бўғинларнинг номеридан қатъи назар, ҳисоблаш учун айланма жуфтлик ички элементидан ташқи элементига қўйилган куч векторини олиш лозим.

гарилама-қайтма ҳаракат қилади, ползуннинг йўли H га тенг; куч $\bar{F}_N = \text{const}$ (ползуннинг ўртасига қўйилган); p босим бир текис тақсимланган.

Бу ҳолда ползуннинг текис юзаси бир текис ейилади (δ_1). Йўналтирувчининг четларидан (a, e нуқталаридан) ейилиши (δ_2) нолга тенг, cd қисмда энг кўп ейилади. Жуфтлик элементларининг ейилиш эпюраси 8.4-расмда келтирилган. $p = \text{const}$ бўлганда

$$\delta_2 = kp\int_0^{t_{\text{ишқ}}} v_{\text{сир}}dt = kps,$$

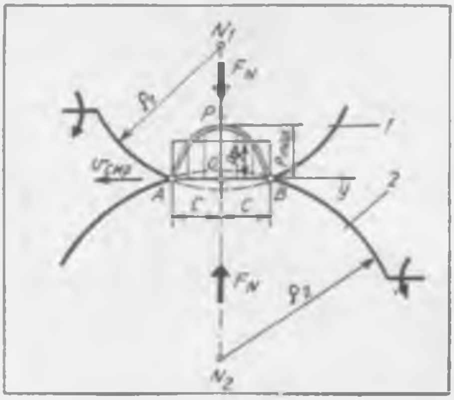
бунда s — ишқаланиш йўли: a, e нуқталарда $s = 0$; b нуқтада $s = 2l_1/2 = l_1$; c, d нуқталарда $s = 2l_1$ (ейилиш энг кўп бўлади).

Умумий ҳолда $\delta_{1,2}$ ейилиш (8.3), (4.8) формулалардан аниқланади. Агар $\bar{F}_N$ куч ползуннинг ўртасига қўйилмаган бўлса, босим ползуннинг узунлиги бўйича чизиқли қонунга асосан тақсимланган, деб ҳисоблаш керак. Агар ползун цилиндрсимон (поршень) бўлса, у ҳолда, p босим икки йўналишда, яъни унинг ўқи бўйлаб ва поршень ўқига перпендикуляр кесим бўйича тақсимланган, деб ҳисоблаш лозим.

Пишангли механизмлар кинематик жуфтликлари элементларининг ейилишини аниқ ҳисоблаш методикаси (алгоритм, ЯС ЭҲМ учун программа ва сонли мисоллар) *Д. М. Лукичев* ва *Г. А. Тимофеевларнинг* «Расчет износа элементов кинематических пар с использованием ЭВМ» китобида келтирилган. М., 1984.

Олий жуфтлик. Жуфтликнинг ишлаш шароити: жуфтлик элементлари (8.5-расм) N_1 ва N_2 ўқлари ўзаро параллел жойлашган ρ_1 ва ρ_2 радиусли иккита қавариқ цилиндр тарзида ясалган: узатиладиган $\bar{F}_N$(Н/м) нормал нисбий юк бир текис тақсимланади.

Бу ерда аввало юзаларнинг уриниш юзини ва босимнинг уриниш юзи бўйича тақсимланишини аниқлаш лозим. Умумий ҳолда олий жуфтликда дастлабки уриниш чизиқ ёки нуқта бўйича бўлиб, сўнгра юклана бориш натижасида уриниш изи эллипс шаклини эгаллайди, фавқулодда ҳолларда бу шакл доира ёки тўртбурчак кўринишини олиши ҳам мумкин. Эластик жисмларнинг уриниш деформациялари назариясида уриниш изи ўлчамларини ва босимнинг тақсимланишини аниқлаш формулалари ишлаб чиқилган [11]. Кўрилаётган ҳолда юкланишдан кейин уриниш изи тўртбурчак кўринишида бўлади, ушбу тўртбурчак энининг ярми қуйидагига тенг:



8.5- расм

$$c = 1{,}128 \sqrt{\theta_\Sigma \rho F_N},$$

бунда: $\rho = \rho_1 \rho_2/(\rho_1 + \rho_2)$ — келтирилган эгрилик радиуси; $\theta_\Sigma = \theta_1 + \theta_2$ — бўғинлар *1* ва *2* материалининг эластиклик доимийси.

θ_1 ва θ_2 катталиклар қуйидаги формуладан аниқланади:

$$\theta_{1,2} = (1 - \mu_{1,2}^2)/E_{1,2},$$

бунда: $E_{1,2}$ — бўғинлар *1*, *2* материалининг бўйлама эластиклиги модули; $\mu_{1,2}$ — бўғинлар *1* ва *2* материалининг Пуассон коэффициенти.

Уриниш соҳасидаги (зонасидаги) энг катта босим

$$p_{max} = 0{,}564 \sqrt{F_N/(\theta_\Sigma \rho)}; \quad p = p_{max} \sqrt{1 - (y/c)^2},$$

бунда y — кўрилаётган нуқтанинг координатаси.

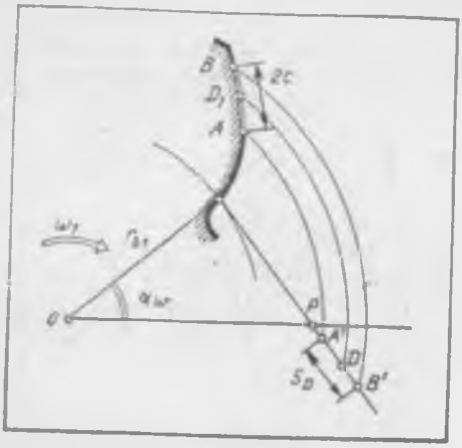
Узунлиги b га тенг бўлган уриниш чизиғи бўйлаб исталган жойдаги кесимда (чизмага перпендикуляр бўлган) босимнинг тақсимланиши шунга ўхшаш бўлади. Бу ҳолда тақрибий ҳисоблашлар учун босимнинг ўртача қиймати қуйидагига тенг:

$$p_{ўр} \approx 0{,}77 p_{max}.$$

Умумий ҳолда олий жуфтликнинг уринувчи юзалари нисбий ҳаракатда сирпаниб юмалайдилар, шунинг учун кўрилаётган O нуқта атрофидаги уриниш изи текширилаётган сирт бўйлаб $t_к$ вақт ичида сурилиб ўтади; $t_к$ вақт бир иш цикли давомида AB қисмнинг илашиши учун кетган вақт сифатида аниқланади (8.5-расм). Бўғин *2* нинг O нуқтасидан c масофачалик илгариловчи A нуқта илашган пайтда текширилаётган O нуқтадаги босим энг кам: $p = p_{min} = 0$ бўлади; сўнгра у $p = p_{max}$ га қадар оша боради, текширилаётган нуқтадан c масофачалик орқадаги B нуқта илашган пайтда эса босим яна нолга қадар пасаяди. Шу сабабли иш цикли давомидаги O нуқтада ейилишни $p_{ўр}$ ўртача босимга, $v_{сир}$ сирпаниш тезлигига ва сиртнинг AB қисмининг $t_к$ илашиш вақтига кўра ушбу формула ёрдамида тақрибан аниқлаш мумкин:

$$\delta_ц = k p_{ўр} v_{сир} t_к,$$

$n_ц$ иш цикллари давомидаги ейилиш эса (8.4) формуладан аниқланади.



8.6- расм

Масалан, цилиндрсимон эвольвентали тишли узатма ғилдирагининг қандайдир D_1 нуқтаси учун (8.6-расм)

$$F_N = k_д M_{д1}/(r_{д1} b),$$

бунда $k_д$ — юкнинг динамиклиги коэффициенти; $M_{д1}$ — юритувчи момент;

$$v_{сир} = \omega_1 \, l_{pD} (1 + z_1/z_2), \qquad t_к = s_D/v_D,$$

бунда $s_D = A'B'$ ва $v_D = \omega_1 r_{b1}$ — сиртнинг AB қисми илашган вақт ичида умумий уриниш нуқтаси D нинг илашиш чизиғи бўйича босиб ўтган йўли ва тезлиги. s_D ва l_{pD} катталикларни илашиш геометриясидан топиш мумкин. Уриниш изининг эни $2c$ 8.6-расмда яққоллик учун катта қилиб кўрсатилган, аслида эса у жуда тор бўлади.

9-боб

МАШИНАЛИ АГРЕГАТНИНГ ҲАРАКАТИНИ БЎҒИНЛАР ЭЛАСТИКЛИГИНИ ҲИСОБГА ОЛГАН ҲОЛДА ТАДҚИҚ ЭТИШ

4-бобда машинали агрегатнинг ҳаракати тадқиқ этилган эди. Бунда агрегат механизмининг бўғинлари мутлақо бикр деб фараз қилинган эди. Аммо амалда эса бўғинлар эластик бўлади, шу туфайли улар таъсир этувчи кучлар таъсиридан деформацияланади. Шу сабабли механизм бўғинларининг асосий ҳаракатига уларнинг мойиллигидан келиб чиқадиган ва тебранма жараёндан иборат бўлган қўшимча ҳаракат қўшилади. Бу жараён механизмнинг ҳаракат қонуни бузилишигагина сабаб бўлмасдан, балки ундаги бўғинлар ва кинематик жуфтликларнинг динамик зўриқишини вужудга келтириши ҳам мумкин. Ушбу боб машинали агрегатнинг ҳаракатига эластикликнинг таъсирини тадқиқ этишга бағишланган бўлиб, унинг материали М. З. Коловский ишлаб чиққан методикага асосан баён қилинади (қ.: *Коловский М. З.* Динамика машин, Л., 1980).

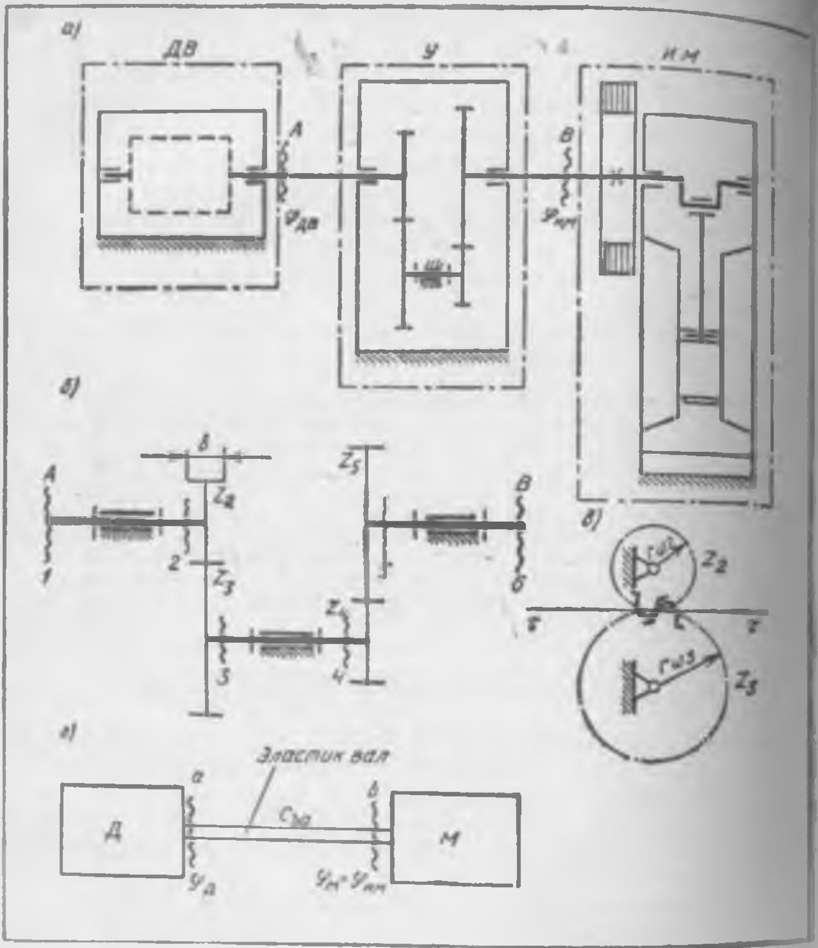
9.1-§. Машинали агрегатнинг динамик нусхаси

Двигатель *ДВ*, узатиш механизми *У* ва иш машинаси *ИМ* дан (яъни, механик энергия истеъмолчисидан) ташкил топган машинали агрегатни кўриб чиқамиз (9.1-расм, *а*).

Узатиш механизми тишли механизм бўлсин (9.1-расм, *б*). Унинг вали буралишга, тишлари эгилишга дучор бўлади. Узатиш механизмининг бикрлигини аниқлаймиз.

Механизм тишли илашмада ишлаётган вақтда унга тишларини деформацияловчи куч таъсир қилади. Ушбу кучнинг бошланғич айланаларга уринма йўналган F_τ ташкил этувчисини, шунингдек тишларнинг эластик силжишининг ана шу $\tau\tau$ йўналиш бўйича δ_τ ташкил этувчисини кўриб чиқамиз (9.1-расм, *в*). Куч ва эластик деформация $F_\tau = c\,\delta_\tau$ муносабат орқали боғланган, бунда c — тишли илашманинг чизиқли бикрлиги. Чизиқли бикрлик тишларнинг b узунлигига мутаносибдир: $c = ab$, бунда a — пўлат ғилдираклар учун 15000 МПа га тенг қилиб олинадиган коэффициент.

Кейинги ҳисоблашларда чизиқли бикрликдан кўра бурчакли бикрликдан фойдаланиш қулайроқ. Унга ўтиш учун z_2 ғилдиракнинг кесими 2 га қўзғалмас қилиб гупчакни маҳкамлаймиз. Катта z_3 ғилдиракнинг кесими 3 га эса M_3 моментни қўямиз. Унинг таъсирида тишлар деформацияланади ва кесим 3 φ_3 бурчакка бурилади. $\delta_\tau = \varphi_3 r_{w3}$ эканда $F_\tau = M_3/r_{w3}$ эканлиги кўриниб турибди. Ушбу ифодаларни



9.1- расм

$F_\tau = c\,\delta_\tau$ тенгламага қўйиб, $M_3 = cr^2_{w3}\varphi_3$ ни ёки $M_3 = c_{32}\varphi_3$ ни ҳосил қиламиз. бунда: $c_{32} = c\,r^2_{w3}$. c_{32} катталик кесим *2* қўзғалмас бўлганда кесим *3* га келтирилган тишли илашманинг бурчак бикрлиги бўлади.

Агар бунинг тескарисини қилсак, яъни кесим *3* ни маҳкамлаб, кесим *2* га M_2 моментни қўйсак, у ҳолда *2* кесим φ_2 бурчакка бурилади. Олдингидек ишларни амалга ошириб $M_2 = c_{23}\varphi_2$ ни ҳосил қиламиз, бунда $c_{23} = c\,r^2_{w2}$ бўлади. Бу ерда $c_{23} \neq c_{32}$ эканлигига алоҳида эътибор бериш лозим. $c_{23} = cr^2_{w3}(r_{w2}/r_{w3})^2 = c_{32}u^2_{32}$, яъни $c_{23} = c_{32}u^2_{32}$ деб ёзиш мумкин, бунда $u_{32} = r_{w2}/r_{w3} = z_2/z_3$ — тишли узатманинг узатиш нисбати.

Узунлиги l ва диаметри d га тенг бўлган валнинг, масалан, вал *3-4* нинг (9.1-расм, *б*) бикрлиги «Материаллар қаршилиги» курсидан маълум

бўлган ушбу формуладан аниқланади: $c_{34} = G J_p / l$, бунда: $G = 8 \cdot 10_4$ МПа, $J_p = \pi d^4/32$. Валнинг бурчак бикрлиги учун $c_{34} = c_{43}$ ўринлидир. Яна шу нарсани айтамизки, валнинг бурчак бикрлиги, одатда, тишли илашишнинг бурчак бикрлигига қараганда анча кам бўлади.

Бутун узатиш механизми $У$ нинг бикрлигини аниқлаймиз (9.1- расм, *б*). Бунда тишли ғилдираклар ва валларнинг инертлилигини ҳисобга олмаймиз, чунки у машинали агрегатдаги бошқа бўғинлар инертлигига қараганда кам бўлади. Кесим *1* ни қўзғалмас қилиб маҳкамлаймиз, кесим *6* га эса M_6 моментни қўямиз. Ушбу момент таъсирида механизмнинг *6-5* қисми буралади ва кесим *6* кесим *5* га нисбатан бурилади. Худди шу тарзда M_6 момент 5- 4 илашмада тишларни деформациялайди, натижада кесим *5* кесим *4* га нисбатан бурилади. Бу бурилиш кесим *6* нинг қўшимча бурчакка бурилишини вужудга келтиради. Шу тарзда фикрлашни давом эттириб шундай хулосага келамиз: кесим *6* нинг тўлиқ φ_6 бурчакка бурилиши қўшилувчиларнинг йиғиндисидан иборат, бу қўшилувчиларнинг ҳар бири узатманинг тегишли қисми деформацияланиши туфайли пайдо бўлади.

Ушбу қўшилувчиларни аниқлашда қуйидаги қоидаларга риоя қилиш лозим:

1) қандайдир қисм (масалан, *4 — 3* қисм) нинг деформацияланиши вужудга келтирадиган кесим *6* нинг бурилишини ҳисоблаётганда кетма-кет уланган қолган ҳамма қисмларни мутлақо бикр деб ҳисоблаш зарур;

2) *4- 3* қисм кесим *6* билан тўғридан- тўғри эмас, балки тишли узатма *5- 6* орқали боғланганлиги сабабли, бурилиш бурчаги φ_{43} вужудга келтирган кесим *6* нинг бурилиш бурчагини аниқлашда ушбу φ_{43} бурчакни $u_{54} = z_4/z_5$ узатиш нисбатига кўпайтириш керак;

3) 2- бандда баён этилган сабабга кўра, *4- 3* қисмни буровчи моментт M_6 га тенг бўлмайди ва шу сабабли уни $M_6 u_{54}$ каби аниқлаш керак.

Буларнинг ҳаммасини эътиборга олган ҳолда ёзамиз:

$$\varphi_6 = \frac{M_6}{c_{65}} + \frac{M_6}{c_{54}} + \frac{M_6 u_{54}}{c_{43}} u_{54} + \frac{M_6 u_{54}}{c_{32}} u_{54} + \frac{M_6 u_{52}}{c_{21}} u_{52} =$$

$$= M_6 \left(\frac{1}{c_{65}} + \frac{1}{c_{54}} + \frac{u_{54}^2}{c_{43}} + \frac{u_{54}^2}{c_{32}} + \frac{u_{52}^2}{c_{21}} \right).$$

Кесим *1* қўзғалмас бўлганда кесим *6* га келтирилган узатманинг c_{61} бикрлиги деб $c_{61} = M_6/\varphi_6$ нисбатга айтамиз, бундан

$$\frac{1}{c_{61}} = \frac{1}{c_{65}} + \frac{1}{c_{54}} + \frac{1}{c_{43}/u_{54}^2} + \frac{1}{c_{32}/u_{54}^2} + \frac{1}{c_{21}/u_{52}^2}.$$

Агар кесим *6* қўзғалмас бўлгандаги $У$ узатманинг кесим *1* га келтирилган c_{16} бикрлигини аниқлаш лозим бўлса, у ҳолда $c_{16} = c_{61} u_{52}^2$ бўлади, бунда $u_{52} = z_2 z_4/(z_3 z_5)$ — тишли узатманинг узатиш нисбати.

Шундай қилиб, $У$ узатмани бикрлиги $c = c_{16}$ га тенг бўлган, гўёки двигатель $Д$ ни иш машинаси $М$ билан боғлайдиган унинг нусхаси (модели) — шартли эластик вал билан алмаштириш мумкин (9.1- расм, *в*).

Вал кесими *b* нинг $\varphi_м$, $\dot{\varphi}_м$, $\ddot{\varphi}_м$ кинематик хусусиятлари узатма-

нинг чиқиш вали кесими *В* нинг (9.1-расм, *б*) кинематик хусусиятларига айнан ўхшаш, деб қабул қиламиз, яъни

$$\varphi_м = \varphi_{им}, \quad \dot{\varphi}_м = \dot{\varphi}_{им}, \quad \ddot{\varphi} = \ddot{\varphi}_{им}. \tag{9.1}$$

Бироқ бикр бўлмаган вал фақат *У* узатманинг эластиклик хоссаларини моделлайди, унинг узатиш хусусиятларини эса такрорлай олмайди. Улар қуйидаги тенгламалар ёрдамида ҳисобга олинади:

$$\varphi_д = \varphi_{дв} \; u_{BA}; \quad \dot{\varphi}_д = \dot{\varphi}_{дв} \; u_{BA}; \quad \ddot{\varphi}_д = \ddot{\varphi}_{дв} \; u_{BA}, \tag{9.2}$$

бунда: $\varphi_д$, $\dot{\varphi}_д$, $\ddot{\varphi}_д$ шартли вал кесими *а* нинг кинематик хусусиятлари; $\varphi_{дв}$, $\dot{\varphi}_{дв}$, $\ddot{\varphi}_{дв}$ — узатманинг кириш вали кесими *А* нинг кинематик хусусиятлари; u_{BA} — узатиш нисбати, у механизм учун (9.1-расм, *б*) $u_{b2} = z_2 \; z_4/(z_3 \; z_5)$ бўлади.

(9.1) тенгламаларга асосан, узатмани эгилувчан вал билан алмаштириш натижасида унинг айнан чиқиш хусусиятлари ўзгармай қолгани сабабли (9.2) тенгламаларга кўра бажариладиган амалларни шартли равишда «узатманинг чиқиш кесимига келтириб ҳисоблаш» деб атаймиз. Бироқ бунда шуни унутмаслик лозимки, $\varphi_д$ координатали *а* кесим билан $\varphi_м$ координатали *b* кесим орасида шартли эластик вал жойлашади (9.1-расм, *г*) ва шу сабабли узатманинг чиқиш кесимига келтириб ҳисоблаш мутлақо $\varphi_д$ $\varphi_м$ координаталарнинг тенглигини англатмайди. Агар узатма мутлақо бикр бўлганда эди, бундай тенглик мавжуд бўларди.

Эластик вал *b* кесимининг *а* кесимга нисбатан бурилиши $\varphi_М - \varphi_Д$ ни ташкил этади. Шунинг учун узатмадан иш машинасига қўйилган эластиклик моменти *М* қуйидагича ифодаланади:

$$M_{э.м} = -c(\varphi_м - \varphi_д), \tag{9.3}$$

бунда: *с* — чиқиш кесими *в* га келтирилган эластик валнинг бикрлиги; минус ишораси эластик элементнинг акс таъсири ҳамма вақт унинг деформацияланиш йўналишига қарама-қарши бўлишини билдиради.

Шунга кўра узатмадан *Д* двигателга қўйилган $M_{д.э}$ эластиклик моменти $M_{э.м}$ га тенг бўлади, шунинг учун

$$M_{д.э} = -c(\varphi_д - \varphi_м). \tag{9.4}$$

Тебраниш жараёни ҳамма вақт **қаршилик кучлари** (диссипатив кучлар деб аталади) таъсирида содир бўлади. Бу кучларнинг табиати турличадир. Уларнинг сабаблари: кинематик жуфтликлардаги, шунингдек деталларнинг қўзғалмас бирикмаларидаги ишқаланиш (резьбалардаги, учма-уч бирикиш жойларидаги ва шу кабилардаги конструкцион ишқаланиш); материал зарралари орасида вужудга келувчи (металларда эса жуда кам бўладиган) ички ишқаланиш; ниҳоят, вужудга келувчи тебранишларни чеклаш мақсадида вали ўтказгичларга зарур ҳолларда ўрнатиладиган махсус демпферлар.

Қаршилик кучи билан ҳаракат хусусиятлари (характеристикалари)

орасидаги боғланиш мураккаб бўлади. Бироқ тажриба шуни кўрсатадики, катта бўлмаган амплитудаларда (бу эса қурилаётган масалага айнан хосдир) қаршилик кучи нисбий ҳаракат тезлигига тахминан мутаносибдир, деб ҳисоблаш мумкин.

Қаршилик кучлари механизмнинг турли жойларида намоён бўлади. Бироқ уларни ҳар ҳолда битта кесимга келтириш ва битта қовушоқ қаршилик моменти билан алмаштириш мумкин. Шартли вал билан алмаштирилган *У* узатма учун *b* кесимнинг *a* кесимга (9.1-шакл, *г*) нисбатан тезлиги $\dot{\varphi}_м - \dot{\varphi}_д$ бўлгани учун узатмадан иш машинаси *М* га қўйилган қовушоқ қаршилик моменти қуйидагича ифодаланади:

$$M_{ми} = -k(\dot{\varphi}_м - \dot{\varphi}_д), \tag{9.5}$$

бунда: k — b кесимга келтирилган қаршилик коэффициенти; минус ишораси қаршилик моменти ҳамма вақт нисбий тезликка қарши йўналганлигини билдиради. Худди шунга ўхшаш, узатмадан *Д* двигателга қўйилган қовушоқ қаршилик моменти қуйидагича ёзилади:

$$M_{ди} = -k(\dot{\varphi}_д - \dot{\varphi}_м). \tag{9.6}$$

Агар кесим *1* га (9.1-расм, *б*) келтирилган қаршилик коэффициенти $k_{1б}$ ни аниқлаш лозим бўлса эди, у ҳолда $k_{1б} = k_{б1}\, u^2_{б2}$ бўлар эди, бунда $k_{б1}$ — кесим *б* га келтирилган қаршилик коэффициенти. Қаршилик коэффициентининг қиймати тажриба йўли билан топилади.

Машинали агрегатнинг ҳаракат тенгламаларини тузамиз. Узатма бўғинларининг *эластик деформацияси* ҳисобга олинганлиги учун унинг кириш ва чиқиш хусусиятлари орасида *бикр кинематик боғланиш мавжуд бўлмайди*, чунки механизмнинг асосий ҳаракатига тебранма жараён қўшилган. Бинобарин, механизм энди битта эмас (абсолют бикр узатмага эга бўлгандаги каби), балки иккита эркинлик даражасига эга бўлади, шу сабабли уни тадқиқ этиш учун иккита умумлашган координата белгилаш ва иккита ҳаракат тенгламасини тузиш лозим. Илгари айтиб ўтилганидек, узатма бўғинларининг инертлилиги кичиклиги сабабли уни ҳисобга олмаймиз.

Дастлаб иш машинасининг тенгламасини дифференциал кўринишда ёзамиз (4.5-§ га қаранг). Бошланғич бўғин сифатида иш машинасининг $\varphi_{в.м} = \varphi_м$ координатали кириш валини танлаймиз. Унга иш машинаси механизмларига қўйилган ҳамма масса ва кучларни келтирамиз (4.4 ва 4.3-§ ларга қаранг), сўнгра қуйидагини ёзамиз:

$$J_м \ddot{\varphi}_м + \frac{1}{2}\frac{dJ_м}{d\varphi_м}\dot{\varphi}^2_м = M_{\Sigma м}.$$

Келтирилган моментлар йиғиндиси $M_{\Sigma м}$ га иш машинасининг келтирилган қаршилик моменти $M_м(\varphi_м, \dot{\varphi}_м)$ ва узатмадан иш машинаси валига қўйилган $M_{му}$ момент киради. $M_{му}$ момент $M_{э.м}$ — эластиклик моменти ва $M_{ми}$ — қовушоқ қаршилик моментидан ташкил топади [(9.3) ва (9.5) тенгламаларга қаранг], яъни

$$M_{му} = M_{э\cdot м} + M_{мк} = -c(\varphi_м - \varphi_д) - k(\dot{\varphi}_М - \dot{\varphi}_д). \qquad (9.7)$$

Энди иш машинасининг тенгламаси қуйидаги кўринишни олади:

$$J_м \ddot{\varphi}_м + \frac{1}{2}\frac{dJ_м}{d\varphi_м}\dot{\varphi}_м^2 = M_м(\varphi_м, \dot{\varphi}_м) - c(\varphi_м - \varphi_д) - k(\dot{\varphi}_м - \dot{\varphi}_д) \qquad (9.8)$$

Механизми исталган тузилишга эга бўлган двигателнинг тенгламасини тузамиз. $\varphi_{дв}$ координатали двигателнинг чиқиш валини бошланғич бўғин сифатида танлаймиз. Двигатель механизмига қўйилган ҳамма масса ва кучларни унга келтирган ҳолда қуйидагини ёзамиз:

$$J_{дв}\ddot{\varphi}_{дв} + \frac{1}{2}\frac{dJ_{дв}}{d\varphi_{дв}}\dot{\varphi}_{дв}^2 = M_{\Sigma дв}.$$

Келтирилган моментлар йиғиндиси $M_{\Sigma ДВ}$ га келтирилган юритувчи момент $M_{дв}(\varphi_{дв}, \dot{\varphi}_{дв})$ ва узатмадан двигатель валига қўйилган $M_{дву}$ момент киради.

Узатмани шартли вал билан алмаштириш (9.1-расм, *г*) двигателнинг кинематик хусусиятларини (9.2) тенгламаларга кўра унинг чиқиш кесимига келтириб ҳисоблашни талаб қилди. Шу сабабнинг ўзи двигателнинг келтирилган инерция моменти $J_{дв}$ ни ва унинг $dJ_{дв}/d\varphi_{дв}$ ҳосиласини, шунингдек $M_{дв}$ ва $M_{дву}$ моментларни қуйидаги тенгламаларга кўра узатманинг чиқиш кесимига келтириб ҳисоблашга мажбур қилади:

$$J_д = \frac{J_{дв}}{u_{ВА}^2}; \quad \frac{dJ_д}{d\varphi_д} = \frac{1}{u_{ВА}^3}\frac{dJ_{дв}}{d\varphi_{дв}}; \quad M_д = \frac{M_{дв}}{u_{ВА}}; \; M_{ду} = \frac{M_{дву}}{u_{ВА}}. \qquad (9.9)$$

9.1-расмда тасвирланган узатма учун $u_{ВА} = u_{52} = z_2\, z_4/(z_3\, z_5)$.

$M_{ду}$ момент иккита ташкил этувчидан иборат: $M_{дэ}$ ва $M_{дк}$ [(9.4) ва (9.6) тенгламаларга қаранг]. Буни ҳисобга олиб, шунингдек (9.2) ва (9.9) тенгламалардан фойдаланган ҳолда оддий ўзгартиришларни амалга оширгандан сўнг қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$J_д\ddot{\varphi}_д + \frac{1}{2}\frac{dJ_д}{d\varphi_д}\dot{\varphi}_д^2 = M_д(\varphi_д, \dot{\varphi}_д) - c(\varphi_д - \varphi_м) - k(\dot{\varphi}_д - \dot{\varphi}_м). \qquad (9.10)$$

(9.8) ва (9.10) тенгламалар системаси орқали узатма бўғинларининг эластиклигини ҳисобга олган ҳолда машинали агрегатда содир бўладиган динамик жараёнлар тавсифлаб берилади. $\varphi_д = \varphi_д(t)$ ва $\varphi_м = \varphi_м(t)$ умумлашган координаталар ушбу системадаги номаълум функциялар бўлади.

Олдинроқ, узатмани эластик вал билан алмаштирганда, ушбу вал *b* кесимининг $\varphi_м$, $\dot{\varphi}_м$, $\ddot{\varphi}_м$ кинематик хусусиятлари узатма чиқиш вали *B* кесимининг кинематик хусусиятларига айнан ўхшаш бўлиши лозимлиги шартлашиб олинган эди ва бу ҳол (9.1) тенгламалар кўринишида ёзилган эди. Бироқ бу шартнинг ўрнига тенг маъноли бошқа бир

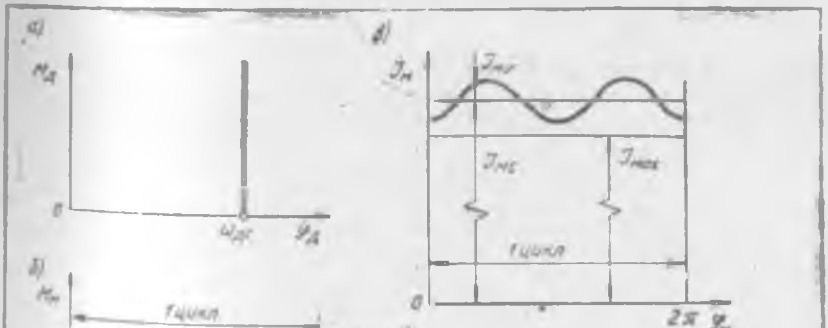
шартини ҳам илгари суриш мумкин эди: эластик вал a кесимининг $\varphi_д$, $\dot\varphi_д$, $\ddot\varphi_д$ кинематик хусусиятлари узатма кириш вали A кесимининг кинематик хусусиятларига айнан ўхшайди, яъни $\varphi_д = \varphi_{дв}$; $\dot\varphi_д = \dot\varphi_{дв}$; $\ddot\varphi_д = \ddot\varphi_{дв}$ бўлади. У ҳолда (9.1), (9.2) ва (9.9) тенгламалар ўз кучларини йўқотган бўларди. Иккинчи шарт илгари суриладиган бўлса, иш машинасининг кинематик, инерцион ва куч хусусиятларининг ҳаммасини узатма кириш валининг A кесимига келтириб ҳисоблаш лозим бўлар эди. Бу кесимга c бикрлик ва k қаршилик коэффициентларини келтириш зарур бўлар эди, яъни $c_{ab} = c_{ba}\ u^2_{bA}$, $k_{ab} = k_{ba}\ u^2_{bA}$.

Бундан кейинги келадиган баёнда биринчи шарт ва у билан боғлиқ бўлган (9.1), (9.2) ва (9.9) тенгламалардан фойдаланилишини айтиб ўтамиз.

9.2-§. Машинали агрегатнинг барқарор ҳаракати

Машинали агрегатнинг *кичик қийматли* нотекислик коэффициенти билан амалга ошувчи *барқарор* ҳаракатини кўриб чиқамиз. Агрегат двигатели — роторли машинадан, узатиш механизми — узатиш нисбати $u_{bA} = u_{52} = z_2\ z_4/(z_3\ z_5)$ га тенг тишли узатмадан (9.1-расм) иборат бўлган, иш машинаси эса ричагли, айтайлик, кривошип-ползунли механизмга эга бўлган типик мисолни кўриб чиқамиз.

(9.2) ва (9.9) тенгламалар бўйича двигателнинг ҳамма кинематик, инерцион ва куч хусусиятларини узатманинг чиқиш вали B кесимига келтириб ҳисоблаймиз. $c = c_{61}$ бикрлик коэффициентини ва $k = k_{61}$ қаршилик коэффициентини ҳам ана шу кесимга келтирамиз.



9.2- расм

Двигатель *мутлақо ўзгармас* хусусиятга эга бўлсин (9.2-расм, *а*); унинг моменти бурилиш бурчагига боғлиқ эмас: $M_{\text{д}} = \text{invar}(\varphi_{\text{д}})$; унинг роторининг инерция моменти эса ўзгармасдир: $J_{\text{д}} = \text{const}$. 4.11-§ да айтиб ўтганимиздек, иш машинасининг қаршилик моментини айланиш тезлигига боғлиқ эмас деб қараймиз: $M_{\text{м}} = \text{invar}\,(\dot{\varphi}_{\text{М}})$. Бироқ $M_{\text{м}}$ момент $\varphi_{\text{м}}$ бурилиш бурчагига анчагина боғлиқ (9.2-расм, *б*). $M_{\text{м}}$ моментни иккита қўшилувчининг йиғиндиси деб қараймиз: $M_{\text{м}} = M_{\text{мс}} + M_{\text{мо}}$, бунда $M_{\text{мс}} = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} M_{\text{м}}(\varphi_{\text{м}})\,d\varphi_{\text{м}} = \text{const}$; $M_{\text{мо}} = \text{var}$, бироқ $\int_0^{2\pi} M_{\text{мо}}(\varphi_{\text{м}})\,d\varphi_{\text{м}} = 0$.

Механизмнинг иш машинаси валига келтирилган $J_{\text{м}}$ инерция моменти ва унинг $dJ_{\text{м}}/d\varphi_{\text{м}}$ ҳосиласи 9.2-расм, *в*, *г* да кўрсатилган. $J_{\text{м}} = J_{\text{мс}} + J_{\text{мо}}$ деб оламиз; бунда

$$J_{\text{мс}} = \frac{1}{2\pi}\int_0^{2\pi} J_{\text{м}}(\varphi_{\text{м}})\,d\varphi_{\text{м}} = \text{const};$$

$$J_{\text{мо}} = \text{var}; \quad \int_0^{2\pi} J_{\text{мо}}(\varphi_{\text{м}})\,d\varphi_{\text{м}} = 0.$$

Бироқ

$$\frac{dJ_{\text{м}}}{d\varphi_{\text{м}}} = \frac{dJ_{\text{мо}}}{d\varphi_{\text{м}}} = J'_{\text{мо}}; \qquad \int_0^{2\pi} J'_{\text{мо}}(\varphi_{\text{м}})\,d\varphi_{\text{м}} = 0$$

эканлигини пайқаш қийин эмас.

Буни ҳисобга олган ҳолда машинали агрегатнинг ҳаракатига доир (9.8) ва (9.10) тенгламаларни қуйидаги кўринишда ёзамиз:

$$J_{\text{мс}}\ddot{\varphi}_{\text{м}} + J_{\text{мо}}\ddot{\varphi}_{\text{м}} + \frac{1}{2}J'_{\text{мо}}\dot{\varphi}_{\text{м}}^2 =$$

$$= M_{\text{мс}} + M_{\text{мо}} - c(\varphi_{\text{м}} - \varphi_{\text{д}}) - k(\dot{\varphi}_{\text{м}} - \dot{\varphi}_{\text{д}}); \quad (9.11)$$

$$J_{\text{д}}\ddot{\varphi}_{\text{д}} = M_{\text{д}} - c(\varphi_{\text{д}} - \varphi_{\text{м}}) - k(\dot{\varphi}_{\text{д}} - \dot{\varphi}_{\text{м}}). \quad (9.12)$$

(9.11) тенгламани қуйидаги кўринишда ёзамиз.

$$J_{\text{мс}}\ddot{\varphi} = M_{\text{му}} + M_{\text{мс}} + \left[M_{\text{мо}} + \left(-j_{\text{мо}}\ddot{\varphi}_{\text{м}} - \frac{1}{2}J'_{\text{мо}}\dot{\varphi}_{\text{м}}^2\right)\right],$$

бунда $M_{\text{му}}$ — узатмадан машинага қўйилган момент, у (9.7) тенгламадан аниқланади. $M_{\text{мс}} = \text{const}$ эканлигини эслатиб ўтамиз (9.2-расм, *б*). Катта қавслар ичига олинган ҳадлар $\varphi_{\text{м}}$ бурчак координатасига ошкор боғлиқ бўлиб (9.2-расм, *б*, *в*, *г* га қаранг), улар даврий равишда ўзгаради. Уларни битта белги билан бирлаштирамиз:

$$L_{мv}(\varphi_м) = M_{мv} + \left(-J_{мv}\ddot{\varphi}_м - \frac{1}{2}J'_{мv}\dot{\varphi}_м^2\right). \qquad (9.13)$$

Энди (9.11) тенглама қуйидаги кўринишни олади:

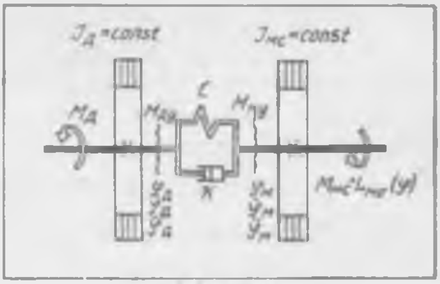
$$J_{мс}\ddot{\varphi}_м = M_{му} + M_{мс} + L_{мv}(\varphi_м). \qquad (9.14)$$

(9.12) тенгламани ҳам шу тарзда ёзамиз:

$$J_д\ddot{\varphi}_д = M_д + M_{ду}, \qquad (9.15)$$

бу ерда $M_{ду} = M_{дэ} + M_{ди}$ — узатмадан двигателга қўйилган момент [(9.4) ва (9.6) тенгламаларга қаранг].

Текширилаётган машинали агрегатнинг (9.14) ва (9.15) тенгламаларга кўра қурилган динамик нусхаси 9.3-расмда тасвирланган. (9.14) ва (9.15) тенгламаларни излаётган $\varphi_м(t)$ ва $\varphi_д(t)$ функцияларга нисбатан ечамиз.



9.3- расм

Двигателнинг хусусияти (характеристикаси) мутлақо ўзгармас бўлганлиги сабабли (яъни 9.2 даги вертикал чизиқ) $\varphi_д(t)$ ни ва унинг ҳосилаларини тезгина ечамиз:

$$\dot{\varphi}_д = \omega_д = \mathrm{const},$$

$$\varphi_д = \omega_д t; \qquad \ddot{\varphi}_д = 0. \qquad (9.16)$$

Шундай қилиб, двигатель вали $\omega_{дв} = \omega_д / u_{42} = \mathrm{const}$ бурчак тезлик билан бир текис айланади. Узатманинг кесимига келтириб ҳисобланган $M_д$ юритувчи момент, бинобарин, двигателнинг $M_{дв} = M_д u_{82}$ ҳақиқий моменти ўзгарувчан қийматга эга бўлади.

$M_д(t)$ момент $\varphi_м(t)$ топилгандан сўнг (9.12) тенгламадан аниқланади.

(9.16) тенгламани ечгандан сўнг (9.14) тенгламанинг ёйма шакли бўлган (9.11) тенглама фақат битта номаълум $\varphi_м(t)$ функцияни ўз ичига олишини кўрамиз ва ана шу функцияни шу тенгламанинг ўзидан аниқлаймиз. Кўриниб турганидек, у ўзгарувчан коэффициентлари бўлган чизиқсиз дифференциал тенгламадир. Уни ечиш учун чизиқсиз механикада кенг қўлланиладиган *кетма-кет яқинлаштиришлар усулидан* фойдаланамиз. Ушбу усулни машина ва механизмлар назариясидаги динамик масалаларга татбиқан биринчи бўлиб М. З. Коловский ишлаб чиқиб, муваффақият билан қўллаган эди.

(9.14) тенгламанинг ўнг томонида $\varphi_м$ бурчак координатасига ошкор боғлиқ бўлган $L_{мv}(\varphi_м)$ ҳаднинг ўзини қолдирамиз, қолган қўшилувчиларни эса чап томонига ўтказамиз ва уни (9.7) тенгламани ҳисобга олган ҳолда ёзамиз:

$$J_{мс}\ddot{\varphi}_м+k\dot{\varphi}_м+c\varphi_м-(k\dot{\varphi}_д+c\varphi_д+M_{мс})=L_{мо}(\varphi)_м. \quad (9.17)$$

(9.17) тенгламадаги $J_{мс}$, $M_{мс}$, k, c — ҳаракат жараёнида ўзгармайдиган катталиклар. Айни вақтда (9.17) тенгламанинг ўнг томонидаги $L_{мо}(\varphi_м)$ ҳад даврий равишда ўзгаради. У *тебранма жараённи келтириб чиқарувчи* таъсирнинг математик ифодасидир. Бу таъсир [(9.13) тенгламага қаранг] иш машинаси томонидан содир қилинади. Уни, биринчидан, иш машинасининг технологик жараёни $M_{мо}$ қўшилувчи ва, иккинчидан, машинанинг кривошип-ползунли механизми $-(-J_{мо}\ddot{\varphi}_м-J'_{мо}\dot{\varphi}^2_м/2)$ қўшилувчи вужудга келтиради. Бундан буён $L_{мо}(\varphi_м)$ кўпҳадни мажбурловчи момент деб атаймиз.

Изланаётган $\varphi_м(t)$ ҳаракат қонунини кетма-кет яқинлаштириш жараёнида аниқлаймиз.

1-яқинлаштириш. Иш машинаси валининг айланиш нотекислиги камлигини олдиндан билганимиз сабабли даставвал ушбу нотекисликни вужудга келтирувчи $L_{мо}(\varphi_м)$ моментни тахминан нолга тенг деб фараз қиламиз. Буни ҳисобга олган ҳолда (9.17) тенгламага (9.16 ечимини қўямиз. У ҳолда

$$J_{мс}\ddot{\varphi}+k(\dot{\varphi}_м-\omega_{дс})+c(\varphi_м-\omega_{дс}t)-M_{мс}=0.$$

Ушбу дифференциал тенгламанинг барқарорлашган тартиб учун ечими қуйидаги кўринишга эга бўлади: $\varphi_м=\omega_{дс}t-\Delta$; $\dot{\varphi}_м=\omega_{дс}=$ $=\text{const}$; $\ddot{\varphi}_м=0$, бу ерда

$$\Delta=-M_{мс}/c. \quad (9.18)$$

Шундай қилиб, биринчи яқинлаштиришда агрегатнинг иккала вали бир текис айланади: иш машинаси валининг бурчак тезлиги $\dot{\varphi}_м=\omega_{мс}=$ $=\omega_{дс}=\omega_{др}u_{52}=\text{const}$ га тенг. Узатманинг B чиқиш кесими ҳамда A кириш кесими координаталари (9.1-расм, *б*) $\varphi_м=\varphi_{дв}u_{52}-\Delta$ муносабат орқали боғланган, бу ерда $\Delta=\text{const}$ — узатманинг чиқиш кесимига келтирилган *статик деформацияси*.

2-яқинлаштириш. Энди $L_{мо}(\varphi_м)$ мажбурловчи моментнинг таъсирини ҳисоблаймиз. Бунинг учун унинг ифодасига [(9.13) тенгламага] 1-яқинлаштириш натижаларини қўямиз. У ҳолда $L_{Мо}=M_{Мо}-$ $-J'_{мг}\omega^2_{мс}/2$ ни ҳосил қиламиз, бу ерда $M_{мо}$ ва $J'_{мо}$ лар биринчи яқинлаштиришда олинган $\varphi_м=\omega_{мс}t-\Delta$ бурчакка, яъни t вақтга даврий тарзда боғлиқ бўлади. Шу сабабли $L_{мо}=L_{мо}(t)$ вақтнинг даврий функцияси бўлади.

Иккинчи яқинлаштириш учун (9.17) тенгламанинг $\varphi_м=\varphi_м(t)$ ечимини қуйидаги кўринишда излаймиз:

$$\varphi_м=\omega_{мс}t-\Delta+\eta, \quad (9.19)$$

бунда $\eta = \eta(t)$ — динамик деформация. (9.19) тенгламадан $\varphi_M = \omega_{MC} + \dot{\eta}$; $\ddot{\varphi}_M = \ddot{\eta}$ ларни аниқлаймиз. Олинган ифодаларни (9.17) тенгламага қўямиз ва мураккаб бўлмаган ўзгартиришларни амалга ошириб қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$J_{мс}\ddot{\eta} + k\dot{\eta} + c\eta = L_{мс}(t). \tag{9.20}$$

$L_{мс}(t)$ мажбурловчи моментни Фурье қаторига ёямиз:

$$L_{мс}(t) = L_{мA1}\cos(\omega_{мс}t - \Delta - \beta_1) + L_{мA2}\cos(2\omega_{мс}t - 2\Delta - \beta_2) + \ldots =$$
$$= \sum_{i=2}^{\infty} L_{мAi}\cos(i\omega_{мс}t - i\Delta - \beta_i);$$

$L_{мAi}$ амплитудалар ва β_i фазалар Фурье қаторига ёйиш формулаларидан аниқланади. Энди (9.20) тенгламани ечиш учун суперпозиция принципидан фойдаланиш мумкин:

$$\eta = \eta_1 + \eta_2 + \ldots = \sum_{i=2}^{\infty}\eta_i. \tag{9.21}$$

Биринчи қўшилувчи η_1 ни ўнг томонига Фурье қатори ёйилмасининг 1-гармоникаси қўйилган (9.20) дифференциал тенгламадан аниқлаймиз:

$$J_{мс}\ddot{\eta}_1 + k\dot{\eta}_1 + c\eta_1 = L_{мA1}\cos(\omega_{мс}t - \Delta - \beta_1).$$

Барқарор тартиб учун назарий механика курсидан яхши маълум бўлган ушбу тенгламанинг фақат хусусий ечимини топиш лозим:

$$\eta_1 = \frac{L_{мA1}}{\sqrt{(c - \omega^2_{мс}J_{мс})^2 + (k\omega_{мс})^2}}\cos(\omega_{мс}t - \Delta - \beta_1 - \gamma_1) =$$
$$= \eta_{A1}\cos(\omega_{мс}t - \Delta\beta_1 - \gamma_1), \tag{9.22}$$

бу ерда $\operatorname{tg}\gamma_1 = k\omega_{мс}/(c - \omega^2_{мс}J_{мс})$.

i-тартибли η_i қўшилувчи учун хусусий ечимни ҳам юқоридагидек ҳосил қиламиз:

$$\eta_i = \frac{L_{мAi}}{\sqrt{[c - (i\omega_{мс})^2 J_{мс}]^2 + (ki\omega_{мс})^2}}\cos(i\omega_{мс}t - i\Delta - \beta_i - \gamma_i) =$$
$$= \eta_{Ai}\cos(i\omega_{мс}t - i\Delta - \beta_i - \gamma_i),$$

бу ерда $\operatorname{tg}\gamma_i = ki\omega_{мс}/[c - (i\omega_{мс})^2 J_{мс}]$.

Шундай қилиб, $\eta = \eta(t)$ узатиш механизмининг мойиллиги вужудга келтирадиган ва машинали агрегатнинг асосий ҳаракатига қўшилиб кетадиган *динамик деформациядир* [(9.19) тенгламага қаранг]. Ушбу динамик деформация $\nu_1 = \omega_{мс}$, $\nu_2 = 2\omega_{мс}$, $\nu_3 = 3\omega_{мс}$, ... частоталар билан амалга ошадиган эластик гармоник тебранишлар йиғиндиси сифатида ифодаланади, бу ерда ω_{MC} — иш машинасининг ўртача бурчак тезлиги. Илгари айтилганидек,

$$\omega_{мс} = \omega_{мс} = \omega_{дв}u_{б2} = \text{const}. \tag{9.23}$$

(9.21) қатор одатда тезда яқинлашувини назарда тутиш лозим. Дарҳақиқат, $L_{мA1}$, $L_{мA2}$, $L_{мA3}$ ... амплитудалар қийматлари одатда (9.21) қатор ҳадининг i-тартиби ошиб бориши билан бир текис кичрайиб боради ва бунинг устига i-тартиб η_{A1}, η_{A2}, η_{A3} ... амплитудалар қийматларининг махражларида ҳам бўлади. Шу сабабли масалани тақрибан ечаётганда кўп ҳолларда 1-гармоника таъсиридан вужудга келадиган $\eta_1(t)$ функциянигина кўриб чиқиш кифоя.

9.3-§. Бўғинларнинг эластиклиги таъсирини текшириш

Агрегатнинг **хусусий тебранишлар частотасини** аниқлаймиз. Бунинг учун механизмдан мажбурловчи момент ($L_{м\varphi} = 0$) ва ковушоқ қаршилик ($k = 0$) ни олиб ташлаймиз. У ҳолда (9.20) дифференциал тенглама хусусий (эркин) тебранишларни ифодалайди ва қуйидаги кўринишда бўлади:

$$J_{мс}\ddot{\eta} + c\eta = 0.$$

Бундан назарий механика қоидаларига асосан хусусий тебранишлар частотасини аниқлаймиз:

$$p = \sqrt{c/J_{мс}}. \qquad (9.24)$$

Бу ерда p Гц да ўлчанадиган даврийлик жараёни частотаси эмас, балки бирлиги рад/с бўлган бурчак частотаси эканлигини таъкидлаб ўтамиз.

Узатманинг эластиклиги иш машинасининг ҳаракат қонунига қандай таъсир қилишини кўриб чиқамиз. (9.22) тенгламага мувофиқ ғалаёнлатувчи моментнинг фақат биринчи гармоникасини ҳисоблашда η_{A1} динамик деформация амплитудаси

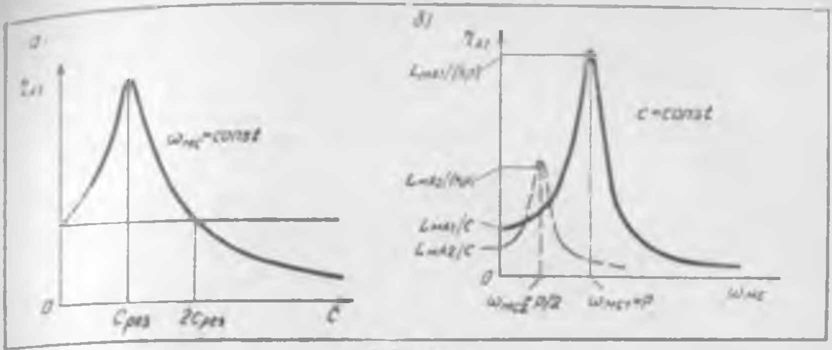
$$\eta_{A1} = \frac{L_{мA1}}{\sqrt{(c - \omega_{мс}^2 J_{мс})^2 + (k\omega_{мс})^2}}. \qquad (9.25)$$

Иш машинаси бурчак тезлиги $\omega_{мс}$ нинг қиймати ўзгармас бўлгандаги $\eta_{A1} = \eta_{A1}(c)$ функция 9.4-расм, *а* да келтирилган*.

Юк статик бўлганда бикрликнинг ошиши деформациянинг камайишига олиб келади. Бироқ, динамик тебраниш жараёни шароитида деформациянинг бикрликка боғлиқлиги *мураккаброқдир*. Агар бикрлик кичик бўлса ($c < c_{рез}$, бу ерда $c_{рез} = \omega_{мс}^2 J_{мс}$ — динамик деформациянинг энг юқори бўлишини таъминлайдиган бикрлик), у ҳолда даврий юкланишда бикрликнинг ошиши деформациянинг ошишига (камайишига эмас) сабаб бўлади (9.4-расм, *а*). Агар бикрлик катта бўлса ($c > c_{рез}$), у ҳолда бикрлик ошганда деформация камаяди. Конструктор узатиш ме-

---

* Бикрлик c нинг жуда кичик қийматларини конструктив жиҳатдан таъминлаб бўлмайди; шу сабабли унинг жуда кичик қийматлари ($c = 0$ ҳам) соҳасида $\eta_{A1}(c)$ графиги штрихлар билан кўрсатилган.



9.4- расм

ханизмини лойиҳалаётганида **р е з о н а н с** ҳодисасига дуч келмаслик учун бикрликнинг бундай таъсирини албатта ҳисобга олиши лозим.

9.4- расм, *б* да туташ чизиқ билан узатма бикрлиги *c* нинг берилган қийматидаги $\eta_{A1} = \eta_{A1}(\omega_{мс})$ боғлиқлик тасвирланган. Системада резонанс 1- гармониканинг ν_1 частотаси хусусий частота билан мос келганда, яъни $\nu_1 = p$ да бошланади. 1- гармоника частотаси иш машинасининг ўртача бурчак тезлигига тенг ($\nu_1 = \omega_{мс}$) бўлганлиги учун, резонанс $\omega_{мс} = \omega_{мс1} = p$ бўлганда ёки (9.24) тенгламага асосан $\omega_{мс} = \omega_{мс1} = \sqrt{c/J_{мс}}$ бўлганда бошланади. Шу сабабли резонансда $\eta_{A1} = L_{мА1}/(kp)$ бўлади [(9.25) тенгламага қаранг].

Назарий механика курсидан маълум бўлган **д и н а м и к л и к   к о э ф ф и ц и е н т и н и** киритамиз:

$$\sigma_1 = \frac{\eta_{A1}}{L_{мА1}/c},$$

бу ерда $L_{мА1}/c$ — мажбурловчи момент 1- гармоникасининг амплитуда қиймати $L_{мА1}$ га тенг бўлган момент вужудга келтира оладиган статик деформация. Шундай қилиб, бирдан катта бўлган σ_1 коэффициент динамик деформация туфайли агрегатнинг ортиқча юкланишини билдиради. $\omega_{мс} = p = \sqrt{c/J_{мс}}$ бўлгандаги резонанс ҳолатида

$$\sigma_{рез1} = c/(kp) = \sqrt{c\ J_{мс}}/k$$

бўлади.

Кўриниб турибдики, динамиклик коэффициентининг резонанс қиймати *k* қаршиликка боғлиқ экан. Агар қаршилик бўлмаганда эди ($k = 0$), у ҳолда $\sigma_{рез1} \to \infty$ бўлур эди. Бироқ оз бўлса ҳам ҳамма вақт қаршилик мавжуд бўлади. Бинобарин, $\delta_{рез1}$ чекланган катталикка эга бўлади, бироқ бу катталик 15 . . . 20 та қийматга етиши мумкин. Шу сабабли иш машинаси резонанс тартибида ($\omega_{мс} = \omega_{мс1}$) ишлаши *мумкин эмас*. Агар бу тартибдан қутулиш мумкин бўлмаса, у ҳолда сунъий равишда қаршиликни ошириб, $\sigma_{рез1}$ ни камайтирадиган *махсус демпфер* қўйиш лозим бўлади.

Ҳисоблашларнинг кўрсатишича, агар иш машинасининг ўрта бурчак тезлиги $\omega_{мс}$ хусусий частота p дан 1, 5 . . . 2 марта фарқ қилса, у ҳолда қаршилик, одатда, мажбурий тебранишлар амплитудаси η_{A1} катталигига деярли таъсир этмайди. Бу катталикни (9.25) формулага $b = 0$ ни қўйиб аниқлаш мумкин (қ.: *Феодосьев В. И.* Сопротивление материалов. М., 1974).

Иш машинаси ишлаётган вақтдаги ω_{MC} бурчак тезлиги унинг хусусий частотаси p дан кичик бўлса, у ҳолда 2-ва бундан юқори гармоникалар вужудга келтирадиган резонансларнинг йўқлигини текшириш лозим. Частотаси $\nu_2 = 2\omega_{мс}$ га тенг бўлган 2-гармоника учун резонанс $\nu_2 = p$ бўлганда бошланади, бундан $\omega_{мс2} = p/2$. 2-гармоника вужудга келтирадиган $\eta_{A2}(\omega_{MC})$ тебранишлар амплитудаси графиги 9.4-расм, *б* да штрихлар билан кўрсатилган.

Иш машинасидан узатмага тушадиган $M_{ум} = -M_{му}$ моментни, яъни *B* кесимдаги моментни (9.1-расм, *а*) кўриб чиқамиз. (9.7) тенгламага асосан

$$M_{ум} = k(\dot{\varphi}_м - \dot{\varphi}_д) + c(\varphi_м - \varphi_д).$$

Ушбу тенгламани (9.16), (9.18), (9.19) ва (9.23) тенгламаларни назарда тутган ҳолда ўзгартирамиз. Оддий ўзгартиришлардан сўнг қуйидагига эга бўламиз:

$$M_{ум} = M_{мс} + (k\dot{\eta} + c\eta). \tag{9.26}$$

(9.26) тенгламадаги биринчи қўшилувчи узатмага тушадиган $M_{мс}$ ўзгармас моментдир. Қавс ичига олинган иккиҳад $M_{уо} = k\dot{\eta} + c\eta$ юкнинг ўзгарувчан динамик ташкил этувчисидир. Фақат 1-гармоникага ғалаёнлантирувчи моментни киритган ҳолда $M_{уо}$ ташкил этувчини кўриб чиқамиз:

$$M_{уо1} = k\dot{\eta} + c\eta.$$

Бунинг учун дастлаб $\dot{\eta}_1(t)$ муносабатни аниқлаймиз.

(9.22) тенгламага асосан $\dot{\eta}_1 = -\eta_{A1}\,\omega_{MC}\sin(\omega_{MC}t - \alpha_1)$, бунда $\alpha_1 = \Delta + \beta_1 + \gamma_1$. Шу сабабли $M_{уо1} = -k\eta_{A1}\,\omega_{мс}\sin(\omega_{мс}t - \alpha_1) + c\eta_{A1}\cos(\omega_{мс}t - \alpha_1)$. Элементар тригонометрик ўзгартиришлардан сўнг ушбуни ҳосил қиламиз:

$$M_{уо1} = \eta_{A1}\sqrt{c^2 + (k\omega_{мс})^2}\,\cos(\omega_{мс}t - \alpha_1 + \delta_1) =$$
$$= M_{уA1}\cos(\omega_{мс}t - \alpha_1 + \delta_1).$$

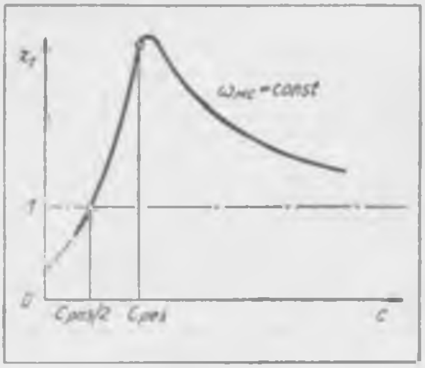
М. З. Коловский таклифига биноан **узатманинг динамик юкланганлик даражаси** χ_1 ни киритамиз. Уни (9.25) тенгламага эътибор берган ҳолда, $M_{уо}$ динамик ташкил этувчидаги 1-гармоника ампли-

тудаси M_{yA1} нинг $L_{мо}$ мажбурловчи моментнинг 1-гармоника амплитудаси $L_{мA1}$ га нисбатидан аниқлаймиз:

$$\chi_1 = \frac{M_{yA1}}{L_{мA1}} = \frac{\sqrt{c^2 + (k\,\omega_{мс})^2}}{\sqrt{\left(c - \omega_{мс}^2 J_{мс}\right)^2 + \left(k\,\omega_{мс}\right)^2}}. \qquad (9.27)$$

$\omega_{мс}$ нинг ўзгармас қийматидаги $\chi_1 = \chi_1(c)$ графиги 9.5-расмда кўрсатилган. Агар $\chi_1 > 1$ бўлса, узатиш механизмининг динамик ўта юкланиши содир бўлади. Резонансда, яъни $c = c_{рез} = \omega_{мс}^2\ J_{мс}$ бўлганда коэффициентнинг қиймати 1 дан анча ошиб кетиши мумкин.

(9.27) тенгламадан келиб чиқадики, $c = c_{рез}/2$ бўлганда χ_1 коэффициент бирга тенг бўлади. Шуни айтиш мумкинки, агар $c - c_{рез}/2$ қиймат учун биринчига қараганда юқорироқ тартибдаги гармоникаларнинг χ_1 коэффициенти ҳисоблаб топилса, у ҳолда $\chi_i < 1$ бўлади. Бошқача айтганда, агар бикрликни $c < c_{рез}/2 = \omega_{мс}^2 J_{мс}/2$ қилиб олинса, у ҳолда M_{yo} динамик момент ҳамма гармоникаларининг M_{yAi} амплитудалари $L_{мо}$ мажбурловчи моментнинг мос равишдаги $L_{мAi}$ амплитудасидан кичик бўлади. Ушбу ҳолдан машинали агрегат AB қисмининг (9.1-расм, *а*) *динамик хусусиятларини яхшилаш* учун фойдаланиш мумкин.



9.5- расм

Агар AB қисмда узатма $У$ билан кетма-кет равишда *эластик муфта* уласак ва унинг бикрлигини AB қисмнинг умумий бикрлиги $c_{рез}/2$ дан кам (яъни $\omega_{мс}^2\ J_{мс}/2$ дан кам) бўладиган қилиб танласак, у ҳолда узатмага тушувчи моментнинг M_{yo} динамик ташкил этувчиси $L_{мо}$ мажбурловчи моментдан кичик бўлади. Бироқ бунда шуни эсдан чиқармаслик лозимки, кичик қийматли бикрлик узатмани ўта юкланишдан сақлагани ҳолда ҳаддан ташқари катта деформациянинг вужудга келишига сабаб бўлиши мумкин. Шунинг учун AB қисм бикрлигининг камайиш чегарасини танлашда эҳтиёт бўлиш керак.

Бундан ташқари, $c < c_{рез}/2$ лигида агрегат ишга туширилганда унинг тезкор иш тартибига ўтиши муқаррар равишда резонанс соҳасини босиб ўтиш билан боғланган бўлади, чунки $c < c_{рез}/2$ бўлганда иш машинасининг ўртача бурчак тезлиги $\omega_{мс}$ агрегатнинг хусусий тебранишлар частотаси p дан катта бўлади (резонансдан кейинги тартиб). Резонанс соҳасидан ўтаётганда машина қисқа вақтга, аммо анча катта динамик ўта юкланади. Бу жиҳатдан қараганда тўхташ жараёни айниқса хавфли бўладики, бунда двигатели ўчирилганидан сўнг ўз ҳолига ташлаб қўйил-

ган машинали агрегат унча катта бўлмаган қаршиликлар (кинематик жуфтликлардаги ишқаланишлар ва шу кабилар) таъсирида тезлигини йўқота бошлайди. Бунда резонанс соҳасини қайта босиб ўтиш анча узоқ давом этиши мумкин, бунинг натижасида мажбурий тебранишларнинг амплитудаси йўл қўйиб бўлмайдиган қийматгача ошиб кетади. Айни вақтда катта бикрликка ($c > c_{рез}$) эга бўлган конструкция учун иш машинасининг ўртача бурчак тезлиги $\omega_{мс}$ агрегатнинг хусусий тебранишлар частотаси p дан кичик бўлади (резонансдан олдинги тартиб), шунинг учун резонанс соҳасидан ўтиш (ҳам олдинга, ҳам орқага) бўлмайди.

10-боб

ТИТРАШ АКТИВЛИГИ ВА МАШИНАЛАРНИ ТИТРАШДАН МУҲОФАЗАЛАШ

Иш унуми юқори бўлган машиналарнинг ва қуввати, юкланиши ва бошқа иш хусусиятлари оширилган тезюрар транспорт воситаларининг яратилиши муқаррар равишда титраш ва титраш акустикаси майдонлари спектрларининг кучайишига ва кенгайишига олиб келади. Санотда ва қурилишда кенг қўлланиладиган титраш ва титратиб зарб бериш жараёнлари асосида ишлайдиган янги, юқори даражада самарали машиналар ҳам яна шундай оқибатларга олиб келади. Зарарли титраш конструктор томонидан планлаштирилган машиналар, механизмлар ва бошқариш системаларининг харакат қонунларини бузади, иш жараёнларининг нобарқарорлигини вужудга келтиради ва бутун системанинг ишламай қолишига ёки бутунлай ишдан чиқишига сабаб бўлади. Титраш натижасида конструкция элементларида (механизмларнинг кинематик жуфтликларида, бирикиш жойларида ва хоказо) динамик зўриқишлар кучаяди, натижада деталларнинг кўтариб туриш қобилияти пасаяди, уларда дарзлар пайдо бўлади ҳамда толиқиш оқибатида улар емирилади. Титрашнинг таъсири материалларнинг ички ва ташқи структураларини ва машина деталларининг уриниш юзаларидаги ишқаланиш ҳамда ейилиш шароитларини ўзгартириб, конструкциянинг қизишига сабаб бўлиши мумкин.

Титраш инсон яшаётган муҳитнинг муҳим экологик кўрсаткичи бўлган шовқинни вужудга келтиради. Титраш инсонга тўғридан-тўғри таъсир кўрсатиб, унинг функционал имкониятлари ва ишлаш қобилиятини камайтиради. Шу сабабли титраш активлигини баҳолаш ва титраш даражасини камайтириш усуллари ва воситалари алоҳида аҳамият касб этади. Бундай усул ҳамда воситаларнинг биргаликда қўлланилишини титрашдан муҳофазалаш деб аташ қабул қилинган.

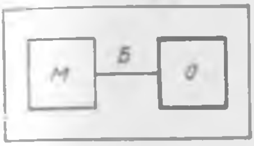
101-§. Тебраниш манбалари ва титрашдан муҳофазалаш объектлари

Титрашдан муҳофазалаш масаласи қўйилганда тадқиқ этилаётган механик системада одатда *Б* боғламалар орқали ўзаро боғланган иккита *М* ва *О* системачалар ажратиб кўрсатилади (10.1-расм). Тебранишни келтириб чиқарувчи физик жараёнлар кечадиган *М* системача **тебраниш манбаи** дейилади. *О* системача механик системанинг тебранишлари камайтирилиши лозим бўлган қисми бўлиб, титрашдан **муҳофазалаш объекти** деб аталади. Ушбу объектни тебраниш манбаи билан боғловчи *Б* боғламаларда вужудга келадиган ҳамда объектнинг тебранишига сабаб бўладиган кучлар **куч таъсирлари** (**динамик таъсирлар**) дейилади.

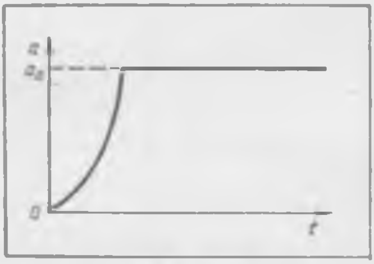
Мисоллар кўриб чиқамиз:

пойдеворга ўрнатилган двигатель (турбина, генератор, ички ёнув двигатели, исталган роторли механизм) мувозанатланмаган роторга эга. Бунда ротор — тебраниш манбаи, двигатель корпуси эса титрашдан муҳофазаланадиган объектдир; ротор таянчининг динамик акс таъсири динамик таъсирдан иборат. Титрашдан муҳофазалашнинг вазифаси роторнинг мувозанатланмаганлигидан пайдо бўладиган двигатель корпусининг тебранишини камайтиришдан иборат;

инсон-операторни, масалан, автомобилда ёки тракторда ишлайдиган операторни титрашдан муҳофазалаш масаласини ҳал этишда шассининг ва унга ўрнатилган ҳамма агрегатларнинг тебранишини камайтиришга, ҳайдовчи кабинасининг ёки фақат ўриндиқнинг тебранишини камайтиришга интилиш мумкин. Ҳар бир ҳолатда объект, манба ва динамик таъсир турлича аниқланади.



10.1- расм



10.2- расм

Баъзан динамик таъсирлар эмас, боғламаларнинг манбага маҳкамланиш нуқталарининг силжишлари берилган бўлади. Бундай таъсирлар **кинематик таъсирлар** дейилади. Куч ва кинематик таъсирлар аталари ўрнига кўпинча **механик таъсир** атамаси қўлланилади.

Механик таъсирларни уч синфга бўлиш қабул қилинган: чизиқли ўта юкланишлар; титраш тарзидаги таъсирлар; зарб тарзидаги таъсирлар.

Чизиқли ўта юкланиш деб, тебраниш манбаининг тезланувчан ҳаракатида вужудга келадиган кинематик таъсирга айтилади. Чизиқли ўта юкланиш транспорт машиналарида, айниқса, учиш аппаратларида тезлик оширилганда, тормозлаш-жараёнида, шунингдек кескин бурилиш, орқага қайтариш пайтида анча кучли бўлади. Доимий тезланиш a_0 (10.2- расм) ва тезланиш ўзгаришининг энг катта тезлиги da/dt чизиқли ўта юкланишнинг асосий кўрсаткичларидир.

Титраш таъсирлари (куч ва кинематик таъсирлар) тебраниш жараёнларидир. Куч таъсирлари объектга таъсир этувчи F (t) кучлар ёки M (t) куч моментлари ташкил этувчиларининг вақт функциялари билан ажралиб туради; кинематик таъсирлар титрашдан муҳофазалаш объекти билан боғланган тебраниш манбаи нуқталарининг тезланишлари a (t), уларнинг тезликлари v (t) ҳамда силжишлари s (t) билан ажралиб туради.

Титраш таъсирлари кўчмас (стационар), кўчма (ностационар) ва тасодифий турларга бўлинади. Гармоник таъсир кўчмас титраш таъсирларининг оддий туридир. Қуйидаги вақт функцияси орқали ифодаланиши мумкин бўлган жараён гармоник жараён дейилади:

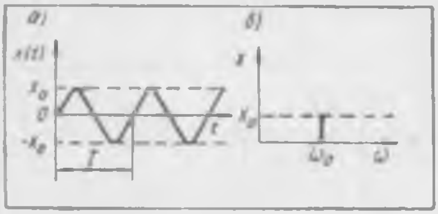
$$x(t) = X_0 \sin(\omega_0 t + \psi), \quad (10.1)$$

бунда: X_0 — амплитуда; ω_0 — частота; ψ — бошланғич фаза; t — вақт.

Гармоник жараён тадқиқ қилинганда кўпинча бошланғич фаза ҳисобга олинмайди ва (10.1) тенглама қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$x(t) = X_0 \sin\omega_0 t. \quad (10.2)$$

(10.2) ифода график тарзда вақт функциясида (10.3-расм, *а*) ёки амплитуда-частота характеристикаси — частота спектри (10.3-расм, *б*) кўринишида берилиши мумкин. Моддий нуқтанинг бир марта тўла тебраниши содир бўлиши учун кетган вақт T давр дейилади. Частота ва давр $T = 2\pi/\omega_0$ муносабат орқали боғланади. Частота спектри берилган частотадаги амплитуданинг битта ташкил этувчиси орқали кўрсатилади. Бундай спектр дискрет ёки чизиқли спектр деб ҳам аталади. Гармоник кучлар таъсирида бўлган тебранма системаларга мисол қилиб мувозанатланмаган роторнинг, поршенли машиналарнинг, мувозанатланмаган пишангли механизмларнинг ва шу кабиларнинг титрашини кўрсатиш мумкин.



10.3- расм

Циклик механизмлари бўлган машиналарнинг барқарор ҳаракатида даврий механик таъсирлар вужудга келади:

$$x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega_0 t + b_k \sin k\omega_0 t). \quad (10.3)$$

Бундай системалардаги биттасидан бошқа ҳамма гармоникалар таъсирини ҳисобга олмаган ҳолда, таъсирни гармоник деб ҳисоблаш мумкин. Бу ҳол гармоникалардан бири (одатда биринчиси) қолганларига қараганда анча кучли бўлганда ёки гармоникалардан бири мазкур объект учун резонанс гармоника бўлган тақдирда мумкин бўлади.

Кўпгина замонавий техник объектларда учраб турадиган титраш уйғонишлари одатда полигармоник тарзда бўлади, бунга кўп сонли мустақил титраш манбалари мавжудлиги ҳамда айрим физик жараёнларнинг (масалан, реактив двигателда ёниш жараёни, жисмга турбулент оқимнинг таъсири, портлаш ва зарбли жараёнлар) номунтазамлиги сабаб бўлади.

Бундай титраш жараёнлари ушбу кўринишдаги чексиз (ёки чекланган) миқдордаги k сонли гармоник ташкил этувчилар йиғиндиси тарзида намоён бўлиши мумкин:

$$x(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{k=1}^{\infty} (a_k \cos k\omega_1 t + b_k \sin k\omega_1 t) \quad (10.4)$$

бу ерда

$$a_k = \frac{2}{T}\int_0^T x(t)\cos k\omega_1 t dt; \qquad k = 0, 1, 2, \ldots,$$

$$b_k = \frac{2}{T}\int_0^T x(t)\sin k\omega_1 t dt; \qquad k = 1, 2, 3, \ldots$$

Полигармоник жараённи бошқа усулда ҳам ёзиш мумкин:

$$x(t) = X_0 + \sum_{k=1}^{\infty} X_k \sin(k\omega_1 t + \psi_k), \tag{10.5}$$

бу ерда

$$X_0 = \frac{a_0}{2}; \quad X_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}; \; \psi_k = \mathrm{arctg}\,(a_k/b_k); \quad k = 1, 2, 3, \ldots$$

(10.5) формула таҳлилидан келиб чиқадики, полигармоник жараён доимий X_0 қўшилувчидан ҳамда чексиз (ёки чекланган) миқдордаги синусоидал ташкил этувчилардан иборат бўлади. Синусоидал ташкил этувчилар гармоникалар деб аталади ва X_k амплитудалар ва ψ_k бошланғич фазаларга эга бўлади. Ҳамма гармоникалар частоталари асосий ω_1 частотага каррәлидир. Одатда титрашдан муҳофазаланувчи объект айнан полигармоник уйғонишга дучор бўлади ва шу сабабли ҳақиқий жараёнларни оддий гармоника функцияси орқали ифодалаш етарли бўлмайди. У ёки бу жараённи гармоника турларининг бирига киритилганда амалда полигармоник жараён ҳисобланган жараённинг тахминий тасаввури назарда тутилади. Масалан, машиналарнинг титраш спектрлари асосий иш частотаси билан бир қаторда каррали частоталарнинг жадал гармоник ташкил этилувчиларига ҳам эга бўлади.

Кўчма титратувчи таъсирларни кўпинча манбаларда содир бўлувчи ўтиш жараёнлари вужудга келтиради. Масалан, шиғов олиш жараёнида мувозанатланмаган роторли двигатель корпусига бўладиган куч таъсири тахминан қуйидагича ифода билан тавсифланиши мумкин:

$$x = a(\omega)\cos\omega(t)\, t, \tag{10.6}$$

бунда $\omega(t)$ — ротор бурчак тезлигининг ўзгариш қонуни.

Замонавий техник объектларда вужудга келадиган полигармоник таъсирлар частотасининг чегаралари жуда кенг. Чегаралари бир неча октавадан ошиб кетадиган $|\omega_{max/min} > 10|$ полигармоник таъсир кенг доирадаги таъсир дейилади; агар таъсирнинг чегаралари жараённинг ўртача частотасига қараганда кам бўлса, бундай таъсир тор доирадаги таъсир дейилади. Тор доирадаги таъсир тепиш тарзида намоён бўлади. Титрашдан муҳофазалаш масалаларини ҳал қилишда механик таъсир доирасининг кенглигини ҳисобга олиш биринчи даражали аҳамиятга эга. Хусусан, ҳимоя қилинувчи объектнинг динамик нусхаси (ҳисоблаш схемаси) таъсир доирасининг кенглигига қараб танланади; уни танлашда таъсир спектри соҳасида жойлашувчи объектнинг хусусий частоталари эътиборга олиниши лозим.

Юқори частотали титраш таъсирлари объектга уни манба билан боғловчи механик боғламалар элементлари орқалигина эмас, балки атроф-муҳит (ҳаво, сув) орқали ҳам узатилиши мумкин. Бундай таъсирлар акустик таъсирлар деб аталади ва замонавий реактив учиш аппаратларида айниқса жадал кечади. Акустик таъсирларнинг шиддати акустик майдон босимига боғлиқ. Абсолют ва нисбий жадалликлар орасидаги боғлиқлик қуйидаги формула билан ифодаланади:

$$p = p_0 10^{D/20},$$

бунда: p — босим, Па; D — нисбий босим, дБ; p_0 — бўсаға босими, $D = 0$ га мос келади; одатда $p_0 = 2 \cdot 10^{-5}$ Па қилиб олинади.

Ҳар хил частота чегаралари доирасидаги полигармоник кинематик таъсирлар алоҳида гармоникалари амплитудаларининг тахминий қийматлари қуйидагичадир:

Частоталар чегаралари, Гц	0,1 ... 10	10 ... 150	150...500	500...20000
Амплитудалар g, бирл	0,001 ... 1	0,5 ... 5	4...15	7...20

Гармоник ёки полигармоник уйғониш каби **тасодифий титраш** уйғонишларини ҳам кўпинча олдиндан тўла равишда башорат қилиб бўлмайди. Масалан, газ оқимининг аэродинамик шовқини, суюқликнинг трубопроводда тўхтаб-тўхтаб оқиши, устига бир қанча агрегат ўрнатилган платформаларнинг титраши, ишқаланувчи жуфтликларнинг ғадир-будирлигидан келиб чиқадиган титраш каби жараёнлар ўз табиатига кўра стохастикдир. Ушбу жараёнларни мунтазам функциялар орқали тахминий ифодалаб (аппроксимациялаб) бўлмайди. Стохастик сигнал олдиндан график тарзда берилиши мумкин эмас, чунки у тасодифийлик элементларини ўз ичига олувчи жараён билан боғлангандир.

Қисқа муддатли механик таъсирлар **зарбли** таъсирлар дейилади. Уларда кучнинг энг юқори қиймати жуда катта бўлади. Зарб вақтидаги кучнинг, куч моменти ёки тезланишнинг вақтга боғлиқлигини ифодаловчи функция зарб кўриниши дейилади. Зарбнинг давомлилиги ва амплитудаси, яъни зарб вақтидаги механик таъсирнинг энг катта қиймати зарб кўринишининг асосий характеристикаларидир.

Зарб кўринишидаги кинематик уйғонишлар манбанинг ҳаракат тезлиги кескин ўзгарганда (масалан, самолёт ерга қўндирилганда, ракета учирилганда, автомобиль ғилдираги чуқур ўйиққа тушиб қолганда ва ҳоказо) юз беради. Кўпинча бу ҳодисалар манба конструкцияларининг тебранишига ҳамда титраш таъсирининг вужудга келишига олиб келади.

Баъзи ҳолларда зарбли таъсирни манба ҳаракат тезлигининг «оний» ўзгаришидан ёки куч ва моментларнинг «оний» қўйилишидан иборат бўлган классик зарба деб қараш мумкин. Бундай ҳолларда

$$x(t) = \Delta q \, \delta(t),$$

бунда Δq — зарб вақтида тезликнинг, куч импульсининг ёки куч моментининг ортиши. Зарбнинг давомлилиги объектнинг хусусий тебраниш-

лари даврларининг энг кичигидан анча кам бўлгандагина шундай деб қараш мумкин. Қолган ҳолларда зарб кўринишини ҳисобга олиш зарур; у одатда табиий шароитда тўғридан-тўғри ўлчаш орқали аниқланади.

10.2. Механик таъсирларнинг техник объектга ва инсонга таъсири

Турли техник объектлар (машиналар, асбоблар, аппаратлар) ва инсонга механик таъсирларнинг оқибатини кўриб чиқамиз.

1. Линиядаги ўта юкланишлар таъсири объектнинг статик юкланишига эквивалентдир. Баъзи ҳолларда, айниқса, объектда куч орқали боғланадиган бирикмалар мавжуд бўлганда линиядаги ўта юкланиш таъсири системанинг ишини издан чиқариши (электр контактларнинг пружиналари ажралиши, релели қурилмалар ноўрин ишлаб кетиши ва ҳоказо) мумкин.

2. Титраш таъсирлари техник объектлар учун энг хавфли бўлади. Титраш таъсирларидан келиб чиқадиган ҳар хил ишорали зўриқишлар материалнинг толиқиш туфайли дарз кетишига ва емирилишига сабаб бўлади. Механик системаларда толиқиб зўриқишдан ташқари, титраш туфайли вужудга келадиган бошқа ҳодисалар ҳам, масалан, қўзғалмас бирикмаларининг аста-секин бўшашиши («лиқиллаб қолиши») кузатилади. Титраш таъсирлари машина деталларининг бирикмаларидаги туташ юзаларнинг бир-бирига нисбатан силжиб қолишига (оз миқдорда) олиб келади, бунда уринувчи деталлар юза қатламларининг структураси ўзгаради, улар ейилади, натижада бирикмадаги ишқаланиш кучи камаяди, бу эса объектнинг диссипатив хусусиятлари, ўз частотаси ўзгаришига сабаб бўлади ва ҳоказо.

Агар механизмда тирқишли (зазорли) қўзғалувчан бирикмалар мавжуд бўлса (масалан, механизмлардаги кинематик жуфтликлар), титраш таъсирлари туташ юзаларнинг ўзаро урилишига олиб келиши, бу эса уларнинг емирилишига ва шовқинининг кучайишига сабаб бўлиши мумкин. Кўп ҳолларда титраш таъсирида объектнинг емирилиши резонанс ҳодисалар вужудга келиши билан боғлиқ бўлади. Шу сабабли объектда резонансни вужудга келтирувчи гармоника полигармоник таъсирларнинг энг хавфлисидир.

3. Зарбли таъсирлар ҳам объектнинг емирилишига сабаб бўлиши мумкин. Зарб туфайли шикастланиш кўпинча мўрт емирилиш тарзида бўлади. Бироқ кўп марта такрорланувчи зарблар толиқиш натижасидаги емирилишга ҳам олиб келиши мумкинки; бу ҳол айниқса даврий зарбли таъсир объектнинг резонанс тебранишларини вужудга келтиришга қодир бўлганда содир бўлади.

4. Титраш ва зарбли таъсирлар объектнинг емирилишини вужудга келтирмаган ҳолда уларнинг ишини издан чиқариши мумкин. Масалан, металл қирқувчи дастгоҳлар ва бошқа технологик ускуналарнинг турли манбалар таъсирида титраши ишлов бериш аниқлиги ва тозалигининг пасаювига, шунингдек технологик жараёнларнинг бошқа бузилишларига олиб келади.

Механик таъсирлар ҳаракатни бошқариш системаларига ўрнатиладиган ҳамда ҳаракат параметрларини ўлчаш учун хизмат қиладиган асбоб-

ларнинг аниқлигини анчагина ўзгартиради. Титраш ва зарб таъсирида гироскопик асбоблар билан ўлчашда хатолар кескин ошади; маятник типидаги ўлчаш қурилмалари бўлган асбобларда ноль ҳолатга қайтмаслик мойиллик пайдо бўлади.

Емирилиш ёки тузатиб бўлмайдиган бошқа ўзгаришлар билан боғлиқ бўлмаган объект ишининг бузилиши **и ш л а м а й қ о л и ш** дейилади. Объектнинг механик таъсирлар натижасида емирилмаслик хусусияти **т и т р а ш г а ч и д а м л и л и к** деб, унинг меъёрида ишлаш хусусияти эса **т и т р а ш г а т у р ғ у н л и к** деб аталади.

5. Турли типлардаги машиналар ва қурилмалар ишлаётганда вужудга келадиган титраш титраш манбаи яқинида турган ёки у билан бевосита алоқада бўлган одамларга зарарли таъсир кўрсатади. Титраш инсон-операторнинг физиологик ва функционал ҳолати издан чиқишига сабаб бўлади. Бунинг натижасида юз берган турғун физиологик ўзгаришлар титраш касаллиги деб аталади. Функционал ўзгаришлар кўриш қобилиятининг пасаювида, вестибуляр аппарат реакциясининг ўзгаришида (ҳаракатлар мувофиқлиги бузилади; гавданинг ҳолатига боғлиқ бўлган галлюцинациялар вужудга келади ва ҳоказо) ҳамда тез чарчашда намоён бўлади.

Титраш, биринчи навбатда, қўлда бошқариладиган механизациялаштирилган ускуналардан фойдаланувчи ишчиларга, титрама машиналарда (қозиқ, труба ва шу кабиларни титратиб қоқадиган, титратиб болғалайдиган, титратиб штамплайдиган машиналар, титрама конвейерлар, титрама ғалтаклар, титратиб зичлагичлар, титратиб ажраткичлар, суюқ металлни титраткичлар,титратиб тозалаш воситалари ва ҳоказо), шунингдек кўпгина қурилиш, йўл ва қишлоқ хўжалиги машиналарида (бульдозерлар, грейдерлар, скреперлар, тракторлар, комбайнлар ва ҳоказо) ишлайдиган ходимларга зарарли таъсир кўрсатади. Таркибида мувозанатланмаган ҳаракатланувчи элементлари бўлган машина ва механизмларни, шунингдек ҳамма турдаги транспорт воситаларини ишлатувчи ходимларга титраш камроқ таъсир кўрсатади. Кўрсатиб ўтилган ҳолларда титрашнинг инсонга зарарли таъсирини чеклаш зарурияти туғилади.

Кишилар учун мумкин бўлган динамик таъсирлар санитария меъёрлари ва қоидаларида белгиланган. Инсон-операторни титрашдан якка тартибда ва комплекс тарзда ҳимоялашнинг самарали усуллари ва воситаларини яратиш *замонавий техниканинг энг муҳим техник-иқтисодий ва социал вазифаларидан биридир.*

10. 3-§. Титраш таъсирларини таҳлил қилиш

Титраш таъсирида объектлар (механизмлар, асбоблар) ишлаш шароитининг бузилиш тарзи механик таъсирлар турига ҳамда объектнинг хусусиятларига кўра аниқланади.

Объектнинг нусхаси (модели) реал системанинг динамик реакциясини баҳолашга таъсир қилувчи асосий хусусиятларини ўзида акс эттириши ва шу билан бирга натижаларни таҳлил қилиш ва изоҳлашга қулай бўлиши лозим. Бундай шароитда кичик тебранишларда конструкцияларнинг кенг синфи хусусиятларини етарли даражада ўзида акс эттира оладиган чизиқли нусха энг қулайдир. Титраш таъсирлари шароитида

чизиқли объект хусусиятларини тавсифлашнинг қулай кўриниши бўлиб объектнинг B нуқтасига кўрсатилган йўналишда қўйилган $G_B(t)$ кучни A нуқтанинг қандайдир йўналиш бўйича силжиш проекцияси билан боғловчи динамик мослашувчанлик операторлари $l_{BA}(p)$ хизмат қилади: $x_A(t)=l_{BA}(p)G_B(t)$. Тескари $k_{BA}(p)=l_{BA}^{-1}(p)$ операторлар динамик бикрлик операторлари дейилади. A нуқтага қўйилган кучни айни шу нуқтанинг кучнинг таъсир чизиғи йўналиши бўйича силжиш проекцияси билан боғловчи $l_A(p)$, $k_A(p)$ хусусиятлар A нуқтадаги динамик мослашувчанлик ва динамик бикрлик операторлари дейилади. Объектнинг $l_{BA}(i\omega)$, $k_{BA}(i\omega)$ частота хусусиятлари мос равишда динамик мослашувчанлик ва динамик бикрлик деб аталади.

Динамик мослашувчанлик операторининг математик ифодаси қуйидаги кўринишда берилиши мумкин:

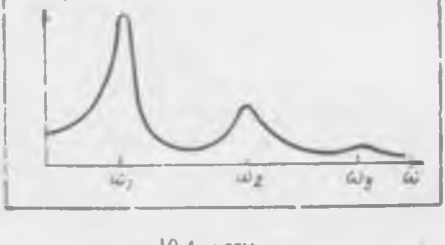
$$l_{BA}(p)=\sum_{\nu=1}^{n}\frac{g_{B\nu}\,g_{A\nu}}{p^2+2\beta_\nu\,\omega_\nu\,p+\omega_\nu^2}.$$

Бунда ω_ν — консерватив системанинг хусусий частоталари; $g_{B\nu}$ — A ва B нуқталардаги тебранишлар ν-нчи кўринишининг нормаланган коэффициентлари; β_ν — тебранишларнинг ν-нчи кўринишидаги чизиқли демпферлашнинг ўлчамсиз коэффициенти. $p=i\omega$ бўлганда иккинчи тартибли кичик ўлчамларни ташлаб юборган ҳолда объектнинг ушбу частота хусусиятига эга бўламиз:

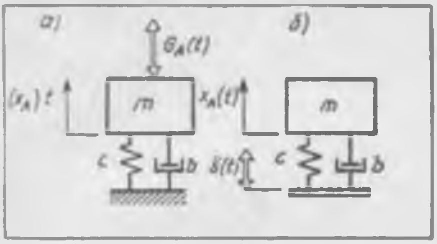
$$l_{BA}(i\omega)=\sum_{\nu=1}^{n}\frac{g_{B\nu}\,g_{A\nu}}{(\omega_\nu^2-\omega^2)+4\beta_\nu\,\omega_\nu^2\omega^2}\,(\omega_\nu^2-\omega^2-i2\beta_\nu\,\omega_\nu\omega).$$

Шундай қилиб, эркинлик даражалари сони n та бўлган объектнинг динамик мослашувчанлиги эркинлик даражаси битта бўлган, ўзининг хусусий консерватив система (тебраниш вақтида тўла механик энергияси ўзгармас бўлувчи система) частотасига эга бўлган n та системалар мослашувчанлигининг йиғиндиси кўринишида берилган. Ушбу частоталарда ($\omega=\omega_\nu$) махражда ν-нчи қўшилувчи $2\beta_\nu\omega_\nu$ кичик ҳаднинг пайдо бўлиши сабабли динамик мослашувчанлик модуль бўйича ортади. Тебранишлар кўринишининг ν номери оша бориши билан динамик мослашувчанлик модулининг энг катта қиймати камая боради. 10.4-расмда динамик мослашувчанлик модулининг частотага боғлиқлигининг тахминий кўриниши кўрсатилган.

Муайян бир чизиқли системанинг математик нусхасини кўриб чиқишда динамик мослашувчанлик ифодаларн ечимни тўғридан-тўғри ягона амплитудали гармоник куч таъсиридан излаб топиш йўли билан ҳисоблаш мумкин.



10.4- расм



10.5- расм

Кўп ҳолларда тебранишнинг устун турадиган биттасидан бошқа ҳамма кўринишларини ҳисобга олмаслик мумкин. Бундай объектлар одатда m массага, c эластиклик коэффициентига ва b ковушқоқ ишқаланиш коэффициентига эга бўлган, эркинлик даражаси битта бўлган система орқали моделлаштирилади (10.5-расм, *а*, *б*). Система $G(t)$ куч ёрдамида уйғотиладиган бўлса, динамик мосшувчанлик модули қуйидаги кўринишга эга бўлади:

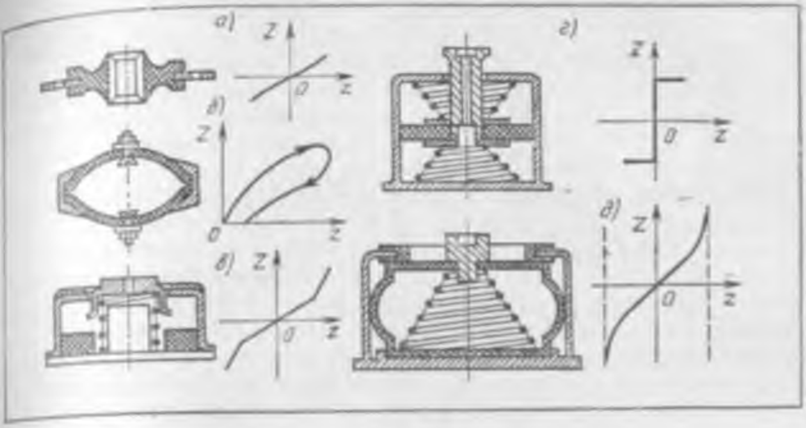
$$|l_A(i\omega)| = m^{-1}[(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4\beta^2\omega_0^2\omega^2]^{-1/2};$$

$$\beta = d/(2m\omega_0).$$

Объектнинг механик таъсирга реакцияси ҳам вақт тушунчаси асосида, ҳам частота тушунчаси асосида ҳисобланиши мумкин. Системанинг титраш таъсирига реакциясини частота тушунчаси асосида ҳисоблаш қулайроқдир. Гармоник ва полигармоник таъсирлар учун амплитуда ва фаза бузилишлар ҳисоблаш жараённинг ҳар бир гармоник ташкил этувчиси учун амалга оширилади. Объект чизиқли бўлгани сабабли бир қанча гармоник ташкил этувчилар таъсирларининг самараси алоҳида-алоҳида таъсирлар йиғиндисига тенг.

Титрашдан муҳофазаловчи системанинг элементи бўлмиш **виброизолятор** ёки амортизаторнинг энг муҳим қисми эластик элементдир. Ички ишқаланиш натижасида эластик элементда тебранишларнинг сўниши (демпферланиши) содир бўлади. Бундан ташқари, амортизаторларнинг қатор конструкцияларида тебранишлар энергиясини сўндириш учун махсус **сўндирувчи** (демпферловчи) қурилмалар қўлланилади. Амортизаторнинг динамик хусусиятлари унинг статик хусусиятларига кўп жиҳатдан боғлиқ, лекин уларнинг ҳар иккиси ҳам чизиқсиздир. Амортизатор хусусиятларининг чизиқсизлиги қатор сабаблар: эластик элемент (масалан, резина) хусусиятларининг чизиқсизлиги, эластик элементдаги ички ишқаланиш, амортизаторда чекловчи тираклар, қуруқлайин ишқаланиш демпферлари, чизиқсиз пружиналар ва шу каби конструктив элементларнинг мавжудлиги билан тушунтирилади. 10.6-расмда турли амортизаторлар ҳамда уларнинг куч хусусиятлари тасвирланган (абсциссалар ўқи силжишни, ординаталар ўқи реакция кучини билдиради): *а* — резинаметалл амортизатор; *б* — турли амортизатор; *в* — юришини чекловчи эластик элементлари бўлган амортизатор; *г* — демпферли амортизатор; *д* — конуссимон пружинали амортизатор.

Ҳар қандай амортизаторда шундай учта ўзаро перпендикуляр x, y, z йўналишларни белгилаш мумкинки, амортизаторни маҳкамлаш нуқтаси ана шу йўналишлардан бири бўйича силжиганда унга қарама-қарши йўналишда амортизаторнинг реакция кучи вужудга келади. Бундай йўналишлар бош йўналишлар дейилади. Агар амортизатор реакциясининг бош йўналишларга проекцияларини X, Y Z лар орқали белгиласак ва



10.6- расм

мавжуд амортизаторларнинг эластиклик ва сўндириш хусусиятларини ҳисобга олсак, у ҳолда қуйидагиларни фараз қилиш мумкин: бош йўналишлар бўйича реакция кучлари фақат мос тарздаги силжишларга ҳамда уларнинг вақт бўйича биринчи ҳосилаларига боғлиқ бўлади. У ҳолда

$$X = X(x, \dot{x}),\ Y = Y(y, \dot{y}),\ Z = Z(z, \dot{z}) \qquad (10.7)$$

функциялар амортизаторларнинг динамик хусусиятлари дейилади.

Амортизацияланадиган объектнинг мувозанат ҳолатига яқин кичик тебранишларини таҳлил қилишда x, y ва z силжишларни кам деб ҳисоблаш ҳамда (10.7) динамик хусусиятларни Маклорен қаторига ажратган ва биринчи тартибдан юқори бўлган ҳадларни ташлаб юборган ҳолда уларни чизиқли кўринишга келтириш мумкин:

$$X(x, \dot{x}) \approx c_x x + k_x \dot{x}, \qquad Y(y, \dot{y}) \approx c_y y + k_y \dot{y},$$

$$Z(z, \dot{z}) = c_z z + k_z \dot{z}, \qquad (10.8)$$

бу ерда

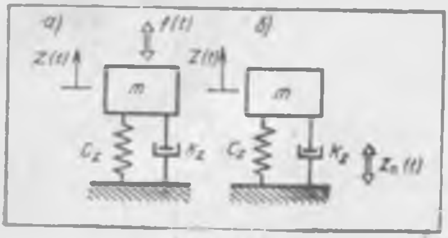
$$C_x = \frac{\partial X}{\partial x}(0,0); \qquad c_y = \frac{\partial Y}{\partial y}(0,0); \qquad c_z = \frac{\partial Z}{\partial z}(0,0)$$

лар амортизаторнинг бош йўналишлардаги бикрлик коэффициентларидир,

$$k_x = \frac{\partial X}{\partial \dot{x}}(0,0); \qquad k_y = \frac{\partial Y}{\partial \dot{y}}(0,0); \qquad k_z = \frac{\partial Z}{\partial \dot{z}}(0,0)$$

эса сўндириш коэффициентларидир.

m массали амортизацияланувчи объектнинг (10.7-расм, *а*) кичик тебранишларини кўриб чиқамиз. Амортизацияланувчи системанинг ҳаракат тенгламасини келтириб чиқариш учун Даламбер принципидан фойдаланиш мумкин. t вақтнинг исталган онида кузатилаётган координатанинг z қийматида m массага амортизаторнинг $Z(z\dot{z})$ реакцияси таъсир қилади. (10.8)



10.7- расм

тенгламага асосан, m массага қўйилган кучлар ва $m\ddot{z}$ инерция кучининг йиғиндисини нолга тенглаштириб m масса ҳаракатининг дифференциал тенгламасини ҳосил қиламиз:

$$m\ddot{z} + k_z\dot{z} + c_z z = 0. \quad (10.9)$$

Мос равишдаги хусусият тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$ms^2 + k_z s + c_z = 0. \quad (10.10)$$

Унинг илдизлари

$$S_{1,2} = \frac{1}{2m}\left(-k_z \pm \sqrt{k_z^2 - 4\,mc_z}\right).$$

(10.9) тенгламанинг умумий ечими қуйидаги кўринишга эга бўлади:

$$z = A_1 e^{s_1 t} + A_2 e^{s_2 t},$$

бунда: A_1 ва A_2 — бошлангич шартларга боғлиқ бўлган ихтиёрий ўзгармас миқдор; $S_{1,2}$ — (10.10) хусусият тенгламасининг илдизлари; қулайлик учун уларни қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$S_{1,2} = -\xi\omega_0 \pm \sqrt{\xi^2 - 1}\,\omega_0,$$

бунда:

$$c_z/m = \omega_0^2; \qquad k_z/\left(2\sqrt{c_z m}\right) = \xi;$$

ω_0 — амортизацияланган системанинг хусусий частотаси; ξ — ўлчамсиз сўниш коэффициенти.

10.7-расм, *б* да пойдеворни $z_п = Z_0 \sin\omega t$ тебранишлардан муҳофаза қилиш учун амортизация системассининг схемаси берилган.

10.4. Титрашдан муҳофазалашнинг асосий усуллари

Объектнинг тебраниш жадаллигини қуйидаги усуллар ёрдамида камайтириш мумкин.

Манбанинг титраш активлигини пасайтириш. Уйғотиш манбалари томонидан тебранишларнинг вужудга келтирилиш сабаблари турлича бўлиши мумкин. Уйғотувчи омилларни икки группага бўлиш қулай. Биринчи группага кинематик жуфтликлардаги ишқаланиш билан боғлиқ бўлган ҳодисалар киради. Ушбу группа омилларининг титраш активлигини камайтириш ишқаланувчи юзалар материалларининг хусусиятларини ўзгартириш билан боғланган бўлиб, бунга ҳар бир хусусий ҳол учун хос бўлган усуллар ёрдамида, масалан, махсус мойловчи материалларни қўллаш билан эришиш мумкин.

Уйғотувчи омилларнинг иккинчи группаси жисмларнинг ҳаракати

(роторларнинг айланиши, механизм бўғинларининг сурилиши) билан боғланган)дир.

Бу ҳолда манбанинг титраш активлигини камайтиришга ҳаракатланувчи массаларни мувозанатлаш орқали динамик реакция кучларини камайтириш йўли билан эришилади.

Объект конструкциясини ўзгартириш. Тебранишни камайтиришнинг барча механик системалар учун умумий бўлган икки усулини кўрсатиш мумкин. Биринчи усул резонанс ҳодисаларини бартараф этишдан иборат. Агар объект чизиқли хусусиятларга эга бўлса, у ҳолда вазифа унинг хусусий частоталарини керагича ўзгартиришдан иборат бўлади. Чизиқсиз хусусиятли объектлар учун резонанс ҳодисаларининг бўлмаслиги шарти бажарилиши лозим. Иккинчи усул объектда механик энергиянинг ютилишини кучайтиришга асосланган. Титрашдан муҳофазалашнинг сўндириш (демпферлаш) деб аталувчи ушбу усули кейинроқ кўриб чиқилади.

Тебранишларни динамик сўндириш. Динамик тебранишларни сўндиргич (қисқача — сўндиргич) объектнинг сўндиргич уланадиган нуқталарига қўйиладиган қўшимча динамик таъсирларни вужудга келтиради. Динамик сўндириш сўндиргичнинг шундай параметрларини танлаб амалга ошириладики, бунда ушбу қўшимча таъсирлар манба вужудга келтирувчи динамик таъсирларни қисман мувозанатлайди.

Титрашдан изоляциялаш. Титрашдан изоляциялашда манба ва объект орасидаги боғламалар бўшаштирилади, натижада объектга узатилувчи динамик таъсирлар камаяди. Боғламаларнинг бўшаштирилиши, одатда, бир қанча номақбул ҳодисалар пайдо бўлишига олиб келади: объектнинг статик силжишлари кўпаяди, паст частотали таъсирларда ҳамда зарбларда нисбий тебранишлар амплитудалари ортади, системанинг ташқи ўлчамлари катталашади. Шу сабабли титрашдан изоляциялашни титрашда муҳофазалаш усули сифатида қўллаш кўп ҳоларда қўйиладиган ҳамма талабларни қаноатлантирадиган ечимни топиш билан боғлиқдир.

Титрашдан муҳофазалаш қурилмалари ва уларнинг самарадорлиги. Демпферлар, динамик сўндиргичлар ва титраш изоляторлари биргаликда титрашдан муҳофазалаш қурилмаларини ташкил қилади. Инерцион, эластик ва диссипатив элементлардан ташкил топувчи қурилмалар пассив қурилмалардир. Актив қурилмалар, кўрсатиб ўтилгаларидан ташқари, механик бўлмаган элементларни ўз ичига олади ва одатда мустақил энергия манбаига эга бўлади. Титрашдан муҳофазалаш системасининг самарадорлигини титрашдан муҳофазаловчи қурилмали объектнинг бирорта ўзига хос параметри қийматини бундай қурилмаси бўлмаган объектнинг айни шу параметри қийматига бўлиш билан баҳолаш қабул қилинган. Бундай нисбат титрашдан муҳофазалашнинг самарадорлиги коэффициенти деб аталади.

10.5-§. Тебранишларни сўндириш (демпферлаш). Механик системанинг диссипатив хусусиятлари

Диссипатив кучлар. Эластик система тебранганда энергия атроф-муҳитга, шунингдек эластик элемент материалининг ўзида ва конструкция деталларининг бирикиш жойларида тарқалиб исроф бўлади. Бундай исроф-

ларга эластик бўлмаган қаршилик кучлари — диссипатив кучлар сабаб бўлади; уларни енгиш учун тебранувчи системанинг ёки тебранишни вужудга келтирувчи манбанинг энергияси узлуксиз ва қайтмас тарзда сарфланади. Диссипатив кучларни тавсифлаш учун диссипатив кучларнинг тебранувчи система массаларининг ҳаракат тезлигига ёки эластик элементнинг деформацияланиш тезлигига боғлиқлигини билдирувчи хусусиятларидан фойдаланилади. Кучнинг хусусияти тури қаршилик кучларининг табиатига кўра аниқланади. Диссипатив кучларнинг энг кенг тарқалган хусусиятлари 10.8-расмда кўрсатилган.

Қовушоқ қаршилик (10.8-расм, *а*) қаршилик коэффициенти b_1* билан ифодаланади ва қуйидаги ифода орқали тавсифланади:

$$F_{д}(\dot{x}) = b_1 \dot{x}. \tag{10.11}$$

Бундай хусусиятга диссипатив кучлар эга бўлади. Улар қовушоқ муҳит (газ ёки суюқлик) даги, шунингдек баъзи гидравлик демпферлардаги кичик тебранишларда юзага келади.

Титраш тезлиги катта бўлганда диссипатив куч билан тезлик орасида квадратик боғлиқлик мавжуд бўлади:

$$F_{д}(\dot{x}) = b_2 \dot{x}^2 \operatorname{sgn} \dot{x}. \tag{10.12}$$

Кўпинча демпферлар конструкцияларида қуруқлайин ишқаланиш элементидан фойдаланилади, унинг хусусияти (10.8-расм, *в*) қуйидаги кўринишдадир:

$$F_{д}(\dot{x}) = b_0 \operatorname{sgn} \dot{x}, \tag{10.13}$$

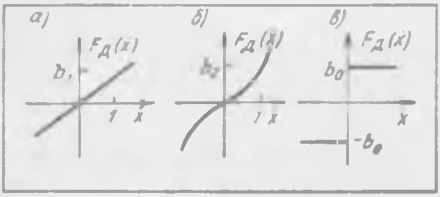
бунда $b_0 = \text{const}$ — қуруқлайин ишқаланиш кучи.

Келтирилган ҳамма боғлиқликларни чизиқсиз ягона хусусият орқали кўрсатиш мумкин:

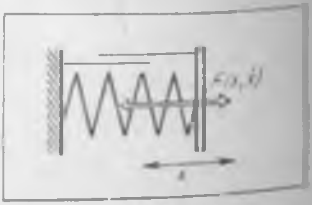
$$F_{д}(\dot{x}) = b_{\mu} |\dot{x}|^{\mu} \operatorname{sgn} \dot{x}, \tag{10.14}$$

бунда μ, b_{μ} — ўзгармас миқдорлар. μ нинг қиймати 1,2 ва 0 га тенг бўлганида мос равишда (10.11) — (10.13) хусусиятларга эга бўламиз.

Гистерезис. Кўп ҳолларда яхлит кучни эластик ва диссипатив кучларга ажратиш шартли бўлади. Бошқа ҳолларда эса мутлақо бундай қилиб бўлмайди. Бу гап даставвал эластик элемент материалидаги ички ишқаланиш кучларига ва қўзғалмас (парчин михли, резьбали, пресс-



10.8- расм



10.9- расм

*Қаршилик коэффициенти *b* ҳарфи билан ҳам, *k* ҳарфи билан ҳам белгиланади (9-бобнинг 10.3-§ ига ва 11-бобга қаранг).

ланган ва ҳоказо) бирикмалар деформацияланганда энергиянинг камайиши билан боғлиқ бўлган конструкцион сўндириш кучларига тааллуқлидир.

Агар эластик диссипатив элементни (10.9- расм) даврий тарзда деформациялашни, айтайлик,

$$x = a\cos\omega t \tag{10.15}$$

қонуният бўйича амалга оширсак, у ҳолда куч — силжиш диаграммасида (10.10- расм) турли юкланиш ва юксизланиш чизиқларини кўрамиз. Бу ҳодиса гистерезис деб аталади. Гистеризис ҳалқаси билан чегараланган юза деформацияланишнинг бир даврида йўқолган Ψ энергияни ифодалайди ва диссипатив кучлар бажарган ишни аниқлайди:

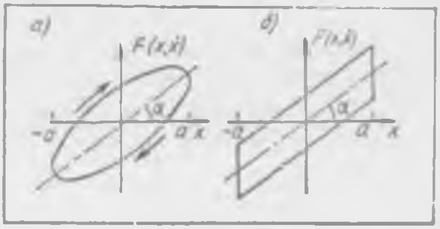
$$\Psi = \oint F(x, \dot{x})\mathrm{d}x = \int_0^T F_{д}(\dot{x})\dot{x}\,\mathrm{d}t, \tag{10.16}$$

бунда $T = 2\pi/\omega$ — деформацияланиш даври.

Масалан, эластик диссипатив элементнинг динамик хусусияти қуйидаги кўринишга эга бўлсин:

$$F(x, \dot{x}) = F_y(x) + F_{д}(\dot{x}),$$

бунда $F_y(x) = cx$ — чизиқли эластик ташкил этувчи. Чизиқли диссипатив кучга эга бўлган (10.11) бундай элементнинг гистерезис ҳалқаси (10.15) қонуният бўйича деформацияланганда эллипс шаклини олади (10.10- расм, *в*). Эллипс катта ўқининг α оғиш бурчаги элементнинг бикрлигини ифодалайди: $c = \mathrm{tg}\,\alpha$. Бир даврда (10.15) исроф бўлган энергия



10.10- расм

$$\Psi = \int_0^T b_1\dot{x}^2(t)\,\mathrm{d}t = b_1(a\,\omega^2)\int_0^T \sin^2\omega t\,\mathrm{d}t = \pi\,a^2\,\omega\,b_1.$$

10.10- расм, *б* да қуруқлайин ишқаланиш (10.13) элементининг гистерезис ҳалқаси кўрсатилган. Унинг учун йўқотилган энергия қуйидагича топилади:

$$\Psi = 4ab_0. \tag{10.17}$$

Диссипатив хусусияти (10.14) формула кўринишида бўлган элемент учун бир даврда йўқотилган энергия қуйидагига тенг:

$$\Psi = k_{\mu}a^{\mu+1}\omega^{\mu}b_{\mu}. \tag{10.18}$$

бу ерда $k_{\mu} = \int_0^{\pi} |\sin\tau|^{\mu+1}\,\mathrm{d}\tau.$

k_{μ} нинг айрим қийматлари қуйида келтирилади:

μ . . .	0	0,5	1,0	1,5	2	2,5	3
k_μ . . .	4,000	3,500	3,142	2,874	2,666	2,498	2,256

Эластик диссипатив система тебранганда энергиянинг исрофи ютилиш коэффициенти (7.1- § га қаранг) орқали баҳоланади. Хусусияти чизиқли эластик бўлган эластик элементнинг П потенциал энергияси

$$П = ca^2/2;$$

ютилиш коэффициенти

$$\psi = 2\,\Psi/(ca^2).$$

(10.17) — (10.18) формулаларга асосан ва диссипатив кучлар хусусиятининг турига кўра ютилиш коэффициенти: қовушоқ сўндиришда (10.11) частота функцияси бўлади:

$$\psi = 2\,\pi\, b_1\, \omega/c;$$

қуруқлайин ишқаланишда (10.13) амплитуда функцияси бўлади:

$$\psi = 8\, b_0/(ca);$$

умумий ҳолда эса (10.24) амплитуда ва частота функцияси бўлади:

$$\psi = 2\, k_\mu\, a^{\mu-1} \omega^\mu\, b_\mu/c.$$

Диссипатив хусусиятлари юқорида баён этилган усуллардан бири бўйича берилган системанинг (10.15) формула кўринишидаги даврий тебранишларини аниқлашда берилган $F(x, \dot{x})$ динамик хусусият унга эквивалент бўлган эластик қовушоқ нусха билан алмаштирилади:

$$F(x, \dot{x}) \approx c\,x + b\,\dot{x}. \qquad (10.19)$$

Эквивалент сўндириш коэффициенти b шундай танланадики, бунда дастлабки ҳамда алмаштирувчи схемалар бир хил ютиш қобилиятига эга бўлади. Чизиқли эквивалент демпфер йўқотган энергия (10.16)

$$\Psi = \pi\, a^2\, \omega\, b.$$

Эркинлиги даражаси битта бўлган системанинг мажбурий тебраниши. m массанинг ҳаракат тенгламаси қуйидагича ёзилади:

$$m\ddot{x} + cx + F(\dot{x}) = Q_0 \cos(\omega t - \varphi). \qquad (10.20)$$

(10.15) тенглама ечимини топиб ҳамда (10.19) формуладаги $F(\dot{x})$ чизиқсиз функцияни чизиқлига келтириб (10.20) тенглама ўрнига ушбуни ҳосил қиламиз:

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + cx = a_0 \cos(\omega t - \varphi). \qquad (10.21)$$

Чизиқли кўринишга келтирилган (10.21) тенгламани ечиб амплитуда топилади:

$$a = \frac{Q_0}{c\sqrt{\left(1 - \frac{\omega}{\omega_0}\right)^2 + \left(\frac{b\omega}{c}\right)^2}}$$

бунда $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ — системанинг хусусий частотаси.

b катталик амплитуда ва частота функциясидир, яъни $b = b(a,\omega)$. Шу сабабли ушбу муносабат умумий ҳолда ечими изланаётган амплитудани аниқлайдиган тенглама бўлади. $\omega \approx \omega_0$ частотали кичик сўндиришда эришилинадиган резонанс амплитудаси учун

$$a_{рез} = Q_0/(b\omega_0). \qquad (10.22)$$

Чизиқли система учун (10.22) муносабатни қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$a_{рез} = \pi Q_0/(c\delta),$$

бунда: $\delta = 2\pi n/\omega_0$ — тебранишларнинг логарифмик декременти; $n = b/(2m)$ — сўндириш коэффициенти.

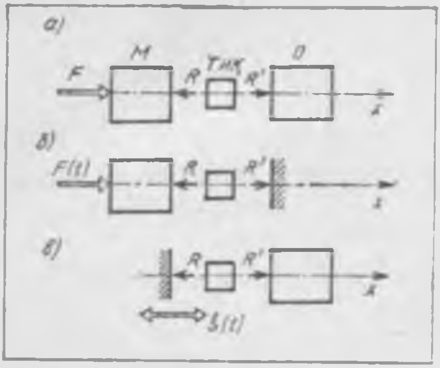
Материаллардаги ички ишқаланишини ҳисобга олиш. Кўпгина материалларнинг ютиш хусусиятлари деформацияланиш частотасига боғлиқ эмаслиги тажрибалар ўтказиб аниқланган. Шу сабабли материалнинг ютиш (диссипатив) хусусиятларини ютиш коэффициенти ψ орқали ёки у билан $\psi = 2\delta$ тенглик воситасида боғланган тебранишларнинг логарифмик декременти δ орқали ифодалаш қулай. Одатда, тажриба йўли билан аниқланадиган мазкур катталиклар нисбий деформациялар, нормал ёки уринма зўриқишлар амплитудалари кўринишида берилади.

Қўзғалмас бирикмалардаги конструкцион сўндириш. Механик системанинг тебранишларига ташқи сўндирувчи омиллар билан бир қаторда конструкциянинг ўз ичида содир бўладиган энергетик исрофлар (конструкцион сўндириш) ҳам сезиларли таъсир кўрсатиши мумкин. Бундай исрофлар ишқаланиш натижасида кинематик жуфтликларда, шунингдек прессланган, шлицли, резьбали, парчин михли ва шу каби бирикмаларда юз беради. Бундай бирикмаларни қўзғалмас деб аташ қабул қилинган бўлса-да, амалда эса улар юкланганда уриниш юзалари бўйича кичик сирпанишлар муқаррар равишда юз беради; мос равишдаги нисбий силжишлар чоғида ишқаланиш кучлари иш бажаради.

Бирикмаларнинг фақат айрим оддий схемаларида бир давр ичида ютиладиган энергияни назарий ҳисоблашлар ёрдамида ҳисоблаб чиқиш мумкин. Қанча энергия ютилишини тажриба йўли билан ё кўп гармоникали мажбурий тебранишлар тартибида резонанс чўққиси параметрларига кўра, ёки эркин сўнувчи тебранишларга ўтказилган умумий уринма эгри чизиққа кўра анча аниқ аниқлаш мумкин.

10.6- §. Титрашдан изоляциялаш асослари. Эркинлик даражаси битта бўлган титрашдан муҳофазалаш системалари

Ҳисоблаш нусхасининг элементлари ва уларнинг хусусияти. Титрашдан муҳофазалаш системасининг ҳисоблаш нусхасида учта асосий қисмни ажратиб кўрсатиш мумкин: таъсир ҳосил қилиш манбаи (M), ҳимояланувчи объект (O) ва титрашдан изоляциялаш қурилмаси ($ТИҚ$). Энг оддий ҳолда манба ва объект қандайдир x ўқи бўйича илгарилама ҳаракатланувчи қаттиқ жисмлар деб ҳисобланади. 10.11- расмда титрашдан муҳофазалаш системасининг принципиал схемаси берилган: $а$ — умумий ҳолдагиси; $б$ — $F = F(t)$ куч уйғотиладиган; $в$ — $\xi = \xi(t)$ кинематик уйғотиладигани. Системага қўйилган ташқи F кучлар (ғала-



10.11- расм

ёнлантирувчи кучлар), шунингдек манба ва объект оралигида жойлашган титрашдан изоляцияловчи қурилманинг манба ва объектга таъсир ўтказувчи R ва R' ички кучлари x ўқи бўйлаб йўналган ҳисобланади; шу билан бирга x ўқи титрашдан изоляцияловчи қурилманинг ўқи бўлиб ҳам хизмат қилади.

Кўп ҳолларда система жисмларидан биттасининг — манба ёки объектнинг массаси бошқа жисмнинг — мос равишда объект ёки манбанинг массасидан анча ортиқ бўлади. Бу ҳолда «катта» массали жисмнинг ҳаракати «кичик» массали жисмнинг ҳаракатига боғлиқ бўлмайди, деб ҳисобланиши мумкин. Хусусан, агар объект «катта» массага эга бўлса, одатда, у қўзғалмас деб ҳисобланади; бу ҳолда системани манбага ташқи томондан қўйилган $F = F(t)$ тарзидаги ғалаёнлантирувчи куч ҳаракатга келтиради (10.11- расм, *б*). Агар манба катта массага эга бўлса, у ҳолда $\xi = \xi(t)$ ҳаракат қонунини берилган деб ҳисоблаш мумкин; унинг ҳаракати объектнинг кинематик ғалаёнлантирувчиси ролини ўйнайди (10.11- расм, *в*). Иккала ҳолда ҳам «катта» массага эга бўлган жисмни кўтариб (тутиб) турувчи жисм ёки асос деб, «кичик» массали жисмни қўйилувчи жисм деб аташ мумкин.

10.11- расм, *б* да тасвирланган схемадан, одатда, бино, иншоот, тўсиқ ёки пойдеворларни уларга ўрнатилган ҳаракатланувчи қисмлари мувозанатланмаган машина ва механизмлар ёки бошқа бир титраш активлигига эга бўлган қурилмалар ҳосил қилувчи динамик таъсирлардан ҳимоялаш учун фойдаланиш мумкин. 10.11- расм, *в* да тасвирланган схемадан асбоблар, аппаратлар, аниқ механизмлар ёки дастгоҳларни, яъни титрашга сезгир бўлган ҳамда титровчи асосларга ёки ҳаракатланувчи объектларга ўрнатилувчи жиҳозларни титрашдан муҳофазалашда фойдаланилади.

Титрашдан изоляцияловчи қурилма титрашдан муҳофазалаш системасининг муҳим қисмидир; унинг вазифаси берилган ғалаёнланиш асосида шундай ҳаракат тартибини яратишдан иборатки, оқибатда объектни ҳимоялаш мақсади амалга ошадиган бўлсин. Кўп ҳолларда титрашдан изоляцияловчи инерциясиз қурилмани ишлатиш натижасида бунга эришиш мумкин; бу қурилма 10.11- расмда тасвирланган схемалар учун у бир ўқли титраш изоляция торидан иборатдир. Бундай титрашдан изоляцияловчи қурилмада R ва R' реакциялар қиймати бўйича ўзаро тенг бўлади ($R = R'$); қуйида кўриладиган оддий ҳол учун R реакцияни титрашдан изоляцияловчи қурилманинг деформацияланиши δ га ва деформацияланиш тезлиги $\dot{\delta}$ га пропорционал деб ҳисоблаш мумкин:

$$R = c\delta + b\dot{\delta}. \tag{10.23}$$

(10.23) муносабат титрашдан изоляцияловчи инерциясиз оддий қурилманинг чизиқли хусусиятини ифодалайди; c ва b коэффициентлар мос равишда сўндириш бикрлиги ҳамда сўндириш коэффициенти деб аталади. $b = 0$ бўлганда (10.23) тенглама идеал эластик элементнинг (пружинанинг) хусусиятини, $c = 0$ бўлганда эса чизиқли қовушоқ демпфер хусусиятини ифодалайди. Шундай қилиб, (10.23) хусусиятли титрашдан изоляцияловчи қурилманинг нусхаси системанинг хусусий частотасини белгилайди:

$$\omega_0 = \sqrt{c/m}.$$

c нинг қиймати ω_0 билан қуйидаги формула орқали боғланган титрашдан изоляцияловчи қурилманинг статик деформацияланиши $\delta_{ст}$ ни (чўкишини) аниқлайди:

$$\omega_0 = \sqrt{g \sin \alpha/\delta_{ст}},$$

бунда: $\delta_{ст}$ — ўқ бўйича йўналган статик $mg \sin \alpha$ юкланиш натижасида деформацияланиш; m — қўйилувчи жисмнинг массаси; α — титраш изолятори ўқининг уфққа нисбатан оғиш бурчаги. $\omega_0 = \omega_0(\delta_{ст})$ муносабат 10.12- расмда келтирилган.

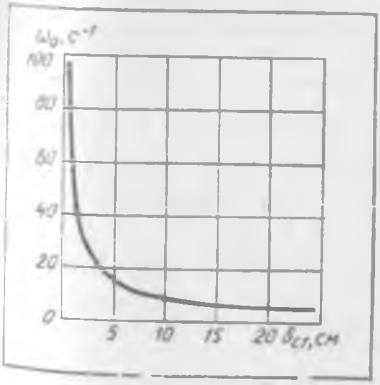
Эркинлик даражаси битта бўлган энг оддий титрашдан муҳофазаловчи системанинг ҳисоблаш нусхаси 10.13- расмда келтирилган; бу ерда m, x — мос равишда қўйилувчи жисмнинг массаси ва координатаси; F — қўйилувчи жисмга таъсир этувчи куч; c, b — мос равишда титрашдан изоляцияловчи қурилманинг сўндириш бикрлиги ва сўндириш коэффициенти. Бундай системанинг сўндириш хоссалари сўндириш коэффициенти

$$n = b/(2\,m)$$

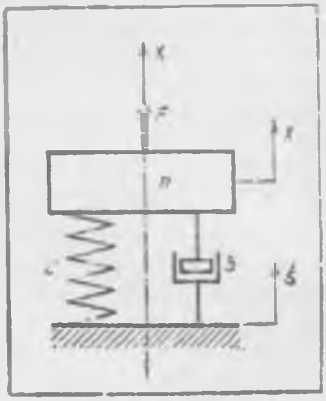
ҳамда нисбий сўндириш

$$\nu = n/\omega_0 = b/(2\sqrt{c\,m}$$

билан ифодаланади. $\nu = 1$ бўлганда системада критик сўндириш амалга ошади.



10.12- расм



10.13- расм

Титрашдан муҳофазалаш самарадорлиги. Гармоник уйғотишдаги самарадорлик коэффициентлари. Титрашдан муҳофазалаш самарадорлиги деганда титрашдан муҳофазалаш мақсадининг титрашдан муҳофазаловчи қурилма томонидан қай даражада амалга оширилганлиги тушунилади. Куч билан гармоник уйғотишда

$$F(t) = F_0 \sin \omega t; \quad \xi(t) = 0$$

бўлади. Бу ерда F_0 ва ω — мос равишда мажбурловчи кучнинг амплитудаси ва частотаси; муҳофазалаш мақсади қўзғалмас объектга узатилувчи кучнинг R_0 амплитудасини:

$$R_0 = \frac{F_0 \sqrt{\omega_0^4 + 4n^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}$$

ёки манбанинг барқарорлашган мажбурий тебранишлар амплитудаси X_0 ни камайтиришдан иборат бўлиши мумкин:

$$X_0 = \frac{F_0}{m\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}.$$

Кинематик

$$F(t) = 0; \quad \xi(t) = \xi_0 \sin \omega t$$

гармоник уйғотишда муҳофазалаш мақсади объектнинг абсолют тезланиш (ўта юкланиш) амплитудасини:

$$W = \frac{\xi_0\omega^2 \sqrt{\omega_0^4 + 4n^2\omega^2}}{\sqrt{(\omega_0^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2}}$$

ҳамда объектнинг асосга нисбатан тебранишлари амплитудасини камайтиришдан иборат бўлиши мумкин.

Титрашдан муҳофазалаш мақсадини амалга ошириш даражасини миқдорий жиҳатдан самарадорликнинг ўлчамсиз коэффициентлари қийматлари орқали ифодалаш мумкин. 10.13- расмда тасвирланган ҳисоблаш нусхаси учун куч билан уйғотишда қуйидаги коэффициентлар киритилади:

$$k_R = R_0/F_0; \qquad k_x = c X_0/F_0.$$

Кинематик уйғотишда эса қуйидаги коэффициентлардан фойдаланилади:

$$k_R = W/(\omega^2 \xi_0); \qquad k_{x'} = X_0'/\xi_0.$$

k_R ва k_x катталиклар мос равишда титрашдан изоляциялаш коэффициенти ҳамда динамиклик коэффициенти деб аталади.

k_R, k_x ва $k_{x'}$ ларнинг ўлчамсиз ν ва $z = \omega/\omega_0$ параметрларга боғлиқлиги қуйидаги кўринишда бўлади:

$$k_R = \sqrt{\frac{1 + 4\nu^2 z^2}{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}};$$

$$k_x = \frac{1}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}}; \qquad k_{x'} = \frac{z^2}{\sqrt{(1 - z^2)^2 + 4\nu^2 z^2}}.$$

Бикрликнинг ва сўндиришнинг эквивалент коэффициентлари. Титрашдан изоляцияловчи қурилма, одатда, мураккаб титраш изоляторини ҳосил қилувчи бир қанча титраш изоляторларининг бирикмаси тарзида ясалади. Маълум шароитларда бундай бирикманинг R реакцияси (10.23) муносабат орқали тахминий ифодаланиши мумкин, бу ерда δ — бирикманинг умумий деформацияланиши. У ҳолда қурилаётган мураккаб титраш изолятори манба ва объектга таъсир қилиш маъносида оддий изоляторга эквивалент бўлади; $c_э$ ва $b_э$ коэффициентлар бикрликнинг ҳамда сўндиришнинг эквивалент коэффициентлари дейилади.

Полигармоник таъсирларда титрашдан муҳофазалаш системаларининг самарадорлиги. Тугал тригонометрик йиғинди кўринишида келтириладиган жараён полигармоник жараён дейилади. Масалан, кинематик тарздаги полигармоник уйғотиш қуйидаги йиғинди орқали берилади:

$$\xi(t) = \sum_{j=1}^{n} \xi_{j0} \sin(\omega_j t + \alpha_j),$$

бу ерда ξ_{j0}, ω_j, α_j — мос равишда j-гармониканинг амплитудаси, частотаси ва бошланғич фазаси. ξ_{j0} $(j = 1, 2, \ldots, n)$ рақамлар биргаликда таъсир амплитудаси спектрини ташкил қилади. Бунда титрашдан муҳофазалашнинг самарадорлиги шарти таъсирнинг ҳар бир гармоникаси самарадорлиги шартларининг ҳаммаси билан бир хил деб қаралади. Масалан, агар титрашдан муҳофазалаш мақсади объектнинг $\max|\ddot{x}(t)|$ ўта юкланишини камайтириш бўлса, самарадорликнинг шарти n та тенгсизликнинг бажарилишига эквивалент бўлади: $k_{Rj}(\nu, s_j) < 1$, $(j = 1, 2, \ldots, n)$, бу эса системанинг берилган $s = s_j (j = 1, 2, \ldots, n)$ нуқталардаги амплитуда-частота хусусиятларининг ординаталари чекланган бўлиши шарт демакдир.

10.7-§. Тебранишларни динамик сўндириш

Тебранишларни динамик сўндириш усули титрашдан муҳофазаланувчи объектнинг титрашдаги ҳолатини ўзгартириш мақсадида унга қўшимча қурилмалар ўрнатишдан иборат. Динамик сўндиргичларнинг ишлаши объектга узатилувчи куч таъсирларини ҳосил қилишга асосланган. Динамик сўндириш титрашни камайтиришнинг бошқа усулидан, масалан, объектнинг бирор нуқтасини маҳкамлаш йўли билан унга қўшимча кинематик боғламалар киритиш усулидан шуниси билан фарқ қилади.

Динамик сўндиргич ўрнатиб объектнинг титрашдаги ҳолатини ўзгартириш тебраниш энергиясини объектдан сўндиргичга қайта тақсимлаш йўли билан ҳам, тебраниш энергиясининг ютилишини кучайтириш йўли билан ҳам амалга оширилиши мумкин. Биринчи усул системанинг эластик-инерцион хусусиятига тузатиш киритиш йўли билан объект — — сўндиргич системасининг таъсир этаётган титрашдан ғалаёнланишлар частотасига нисбатан созланишини ўзгартириш орқали амалга оширилади. Бу ҳолда объектга ўрнатиладиган қурилмалар инерцион дина-

мик сўндиргичлар дейилади. Инерцион сўндиргичлар моногармоник ёки тор доирадаги тасодифий тебранишларни сўндириш учун қўлланилади.

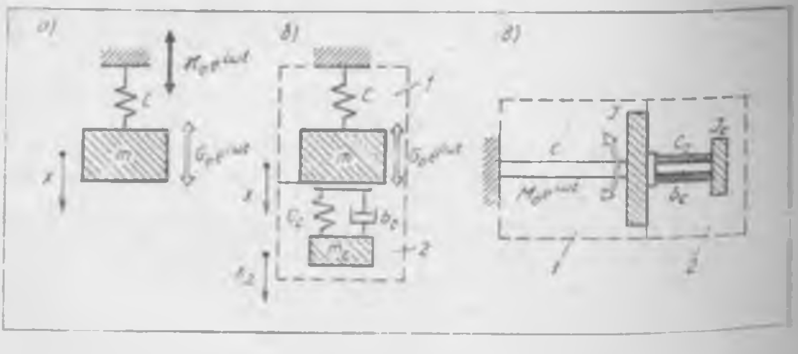
Кенг доирадаги частотали титраш юкланишлари таъсир этганда эса иккинчи усулдан фойдаланган маъқул. У объектга сўндирувчи қўшимча махсус элементлар ўрнатиб системанинг диссипатив хусусиятларини оширишга асосланган. Диссипатив динамик сўндиргичлар тебранишли юткичлар дейилади. Агар улар бир вақтнинг ўзида системанинг эластик-инерцион ва диссипатив хусусиятларини ўзгартирадиган бўлса, у ҳолда улар ишқаланувчи динамик сўндиргичлар дейилади.

Динамик сўндиргичлар конструктив жиҳатдан пассив элементлар (массалар, пружиналар, демпферлар) ҳамда ўз энергия манбаига эга бўлган актив элементлар асосида тайёрланиши мумкин. Кейинги ҳолда сўэ электр, гидравлик ва пневматик усулда бошқарилувчи элементлар қўлланилган автоматик ростлаш системаларини татбиқ этиш устида боради.

Динамик сўндириш усулини ҳамма турдаги: бўйлама, эгилма, буралма ва бошқа тебранишлар учун қўллаш мумкин, бунда ўрнатилган қурилма ҳосил қиладиган тебраниш тури, одатда, сўндирилиши лозим бўлган тебранишлар турига ўхшаш бўлади.

Пружинали, бир массали инерцион динамик сўндиргич (10.14-расм). Энг оддий динамик сўндиргич *2* (10.14-расм, *б*) тебранишлари сўндириладиган объект *1* га тебранишларини сўндириш талаб қилинувчи нуқтада эластик тарзда бириктириладиган қаттиқ жисм кўринишида ясалади. Объектнинг сўндиргич билан бирга ҳаракатланишининг натижаловчи хусусиятларига сўндиргичдаги диссипатив йўқотишлар анчагина таъсир кўрсатади. 10.14-расм, *а* да тебранишлари сўндириладиган объект асосига *c* бикрликка эга бўлган чизиқли пружина ёрдамида маҳкамланган *m* масса билан моделлаштириладиган энг содда ҳол кўрсатилган.

Сўндиргичли система бўйлама тебранишларининг дифференциал тенгламаси қуйидаги кўринишга эга:



10.14- расм

$$m\ddot{x} + b_c(\dot{x} + \dot{x}_c) + cx + c_c(x - x_c) = G_0 \ldots;$$

$$m_c\ddot{x}_c + b_c(\dot{x}_c - \dot{x}) + c_c(x_c - x) = 0, \qquad (10.24)$$

бу ерда x, x_c — массалар сурилишининг абсолют координаталари.

Буралма тебранишларни 10.14- расм, *в* да кўрсатилган схема бўйича динамик сўндиришда сўндирилувчи объект ва сўндиргич дискларининг абсолют бурилиш бурчаклари φ, φ_c га кўра ёзилган тенгламалар ҳам юқоридагига ўхшаш кўринишга эга бўлади:

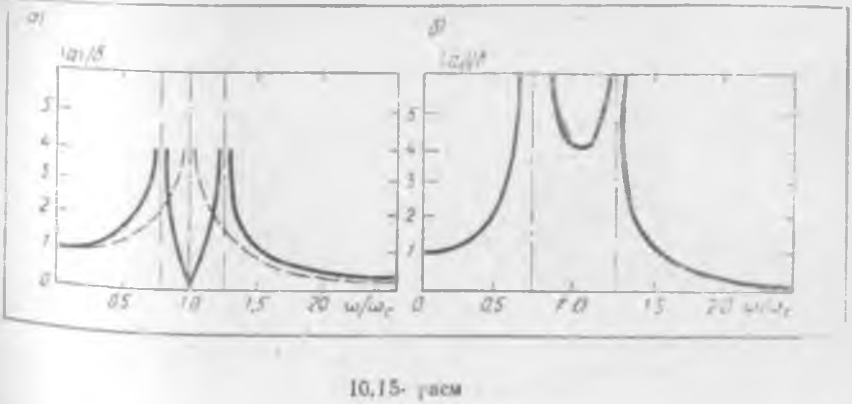
$$J\ddot{\varphi} + b_c(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_c) + c\varphi + c_c(\varphi - \varphi_c) = M_0 e^{i\omega t};$$

$$J_c\ddot{\varphi}_c + b_c(\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}) + c_c(\varphi_c - \varphi) = 0. \qquad (10.25)$$

Бу ерда J, J_c — сўндирилувчи объект ва сўндиргичнинг инерция моментлари; c, c_c — валларнинг буралишдаги бикрликлари; b_c — сўндиргичнинг парциал тебранишлардаги қовушоқликка исрофлар коэффициенти; M_0 — — сўндирилувчи система дискига тушувчи буровчи момент амплитудаси.

10.15- расмда кўрилаётган сўндиргичли системанинг (10.14- расм, *б* га қаранг) амплитуда- частота хусусиятлари келтирилган (*а* — сўндирилувчи объект учун, *б* — сўндиргич учун). Солиштириб кўриш мақсадида 10.15- расм, *а* да штрихли чизиқ билан объектнинг амплитуда- частота хусусияти (10.14- расм, *а* га қаранг) чизилган. Танлаб олинган созланишда сўндиргичнинг ўрнатилиши натижасида эркинлик даражаси иккита бўлган шундай натижаловчи система ҳосил бўладики, унинг уйғотиш частотасига антирезонанс тўғри келади. Бунда антирезонанс частотаси дастлабки системанинг резонанс частотасига ҳам мос келади.

Ғалтакли инерцион динамик сўндиргичлар. Сўндиргичда мувозанатловчи реакция кучлари вужудга келишини таъминлаш орқали инерцион динамик сўндиргичлардан фойдаланиш имконияти кенгайтирилиши мумкин. Хусусан, сўндиргич сифатида ўз частотасини уйғотиш частотасига мослаштириш имкониятига эга бўлган ноизохрон элементларни қўллаш



10.15- расм

орқали буига эришиш мумкин. Масалан, цилиндрсимон бўшлиқдаги цилиндр, цилиндрсимон ёки сферик бўшлиқдаги шар, стерженга кийгизилган ҳалқа каби ёпиқ ички юзада ғилдираб ҳаракатлана оладиган элементлар ноизохронлик хусусиятига эга. Бундай элементлар титровчи объектга маҳкамланса, улар амалга оширадиган ғилдиратма ҳаракат ташқи уйғотиш билан уйғунлашади. Бунда айланувчи элемент юзага келтираётган даврий реакция титрашдаги юкланишга қаршилик кўрсатади.

Мисол тариқасида эркинлик даражаси битта бўлган, гармоник $G(t) = G_0\cos(\omega t + \varphi)$ куч воситасида уйғотиладиган ҳамда ρ радиусли цилиндрсимон бўшлиқда жойлашувчи шарли ёки роликли, m_c массали ва ρ_c радиусли сўндиргич билан жиҳозланган сўндирилувчи объектни кўриб чиқамиз (10.16-расм). Кўрилаётган система қуйидаги дифференциал тенгламалар орқали тавсифланади:

$$(m + m_c)\ddot{x} + cx = G_0\cos(\omega t + \psi) + (\rho - \rho_c)m_c(\dot{\varphi}^2\cos\varphi + \ddot{\varphi}\sin\varphi);$$

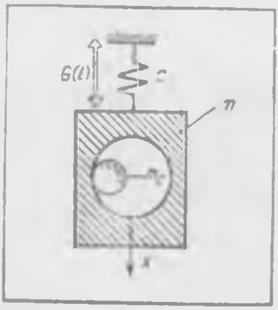
$$m_c(\rho - \rho_c)^2\ddot{\varphi} = m_c(\rho - \rho_c)\ddot{x}\sin\varphi. \qquad (10.26)$$

Бу ерда: x — объектнинг бўйлама координатаси; φ — вертикал ўқдан бошлаб ўлчанадиган сўндиргич ҳолатининг нисбий бурчак координатаси.

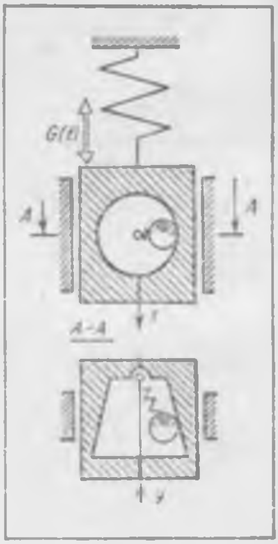
$x = \dot{x} = \ddot{x} = 0$ деб фараз қилган ҳолда объектнинг барқарорлашиши шартини аниқлаймиз. (10.26) га кўра

$$\varphi = \omega_c t + \varphi_0,$$

яъни сўндиргич равон айланади. Равон айланувчи жисм сўндирилувчи объектга узатилаётган марказдан қочма реакция уйғотишни тўла мувозанатлайди ва объектнинг барқарорлашувини таъминлайди. Кўрилаётган турдаги ғалтакли сўндиргичлар уйғотиш частотасини кузатар экан, созлаш частотасида уйғотиш амплитудасининг ўзгаришига сезгир бўлади. Баъзан частота ошиши билан дебаланс эксцентритети ҳам ортади.



10.16- расм



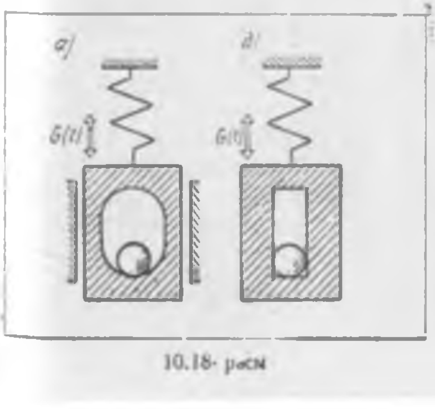
10.17- расм

Бу ҳолда барқарорликни тиклаш учун бўшлиқнинг $\rho(\omega)$ радиусини катталаштиришни сўндиргич конструкциясини 10.17-расмда кўрсатилгандек бажариш билан амалга ошириш мумкин. Юмалаш содир бўладиган сиртнинг шакли шундай тарзда ясалганки, частота, бинобарин, марказдан қочма реакция кучи ошиб бориши билан шарча ясовчининг айланиш ўқи y йўналишида силжийди. Пружинанинг хусусияти шарчани талаб қилинувчи радиусда ушланиб туриши таъминланадиган қилиб танланади.

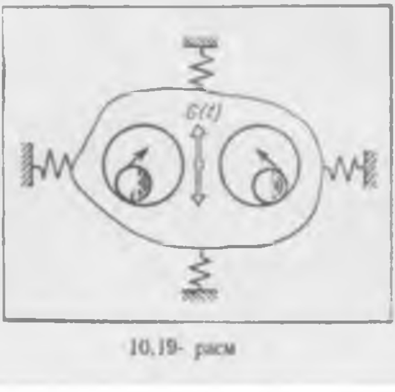
Бўшлиқнинг ўқ бўйича кесими шаклини танлаш орқали сўндиргичнинг даврий реакцияси спектрини маълум доирада ростлаш мумкин. Масалан, айланани эллипс шаклида чўзиб (10.18-расм, *а*) сўндиргичнинг реакцияси спектрида каррали частотали олий гармоникалар ролини ошириш мумкин. Бу тадбир уйғотиш таркибида ана шундай гармоникалар мавжуд бўлганда фойдалидир. Эллипс эксцентриситетини биргача ошира бориб, яъни бўшлиқни сўндиргич массасининг бир ўлчамли ҳаракатланишигагина имкон берадиган тарзда узайтирган ҳолда уни ясси сиртга айлантириб (10.18-расм, *б*) зарбли сўндиргич ғоясига назарий жиҳатдан келамиз; бу сўндиргичнинг реакцияси деярли бир текис бўлган каррали гармоникалар спектрига эга бўлади.

Битта ғалтакли сўндиргичдан фойдаланиш учун сўндирилувчи объектда йўналтирувчилар бўлиши керак; у сўндиргичнинг ён томондан бўладиган реакцияси таъсирини бартараф этади. Уйғотувчи кучнинг таъсир чизиғига нисбатан симметрик жойлашган ярим массали иккита бир хил сўндиргичлардан фойдаланилса (10.19-расм), йўналтирувчиларга зарурат қолмайди. Резонанс частотасидан ўтиб бўлганидан сўнг сўндиргичлар системаси ён томондан бўладиган юкланишларни мувозанатлаган ҳолда ўзининг қарама-қарши йўналишларида айланишларини мувофиқлаштиради. Шундай қилиб, бундай сўндиргичларнинг самарадорлиги доираси резонансдан ташқаридаги частоталар соҳаси бўлади.

Маятникли инерцион динамик сўндиргичлар. Динамик сўндиргич вужудга келтирадиган парциал частотанинг уйғотиш частотаси билан кенг доирада тенг бўлиб туриши таъминланиши учун маятникли тебранишларни сўндиргичлар қўлланилиши зарур. Улар тебранишнинг сабабчиси бўлмиш айланиш натижасида вужудга келувчи марказдан қочирма



10.18-расм

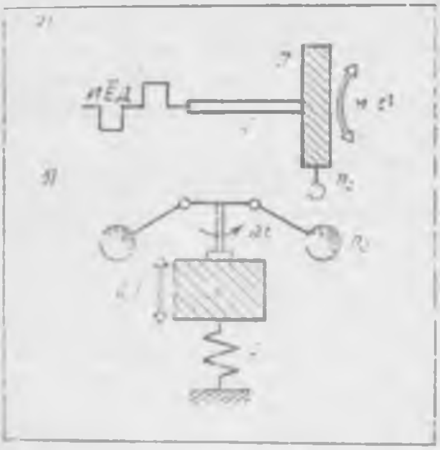


10.19-расм

кучлар майдонида жойлаштирилади. 10.20-расмда буралма (10.20-расм, *а*) ва бўйлама (10.20-расм, *б*) тебранишларни сўндириш учун мўлжалланган ана шундай сўндиргичларнинг схемалари кўрсатилган. Уларнинг ишлаш асосини маятникли буралма тебранишни сўндиргич мисолида кўриб чиқамиз. J инерция моментига эга бўлган ρ радиусли диск (10.20-расм, *а*)

$$\varphi_0(t) = \Omega t + \theta_0 e^{i\omega t}$$

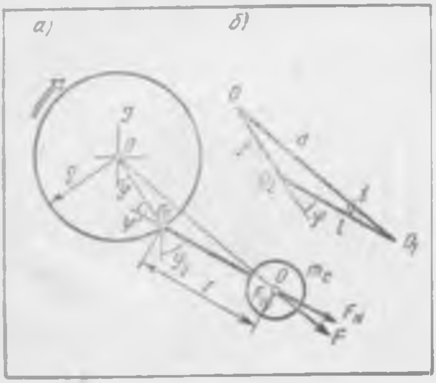
қонуният бўйича айланма ҳаракат қилаётган двигатель вали билан эластик тарзда боғланган бўлсин; тенгламада: Ω — валнинг ўртача бурчак тезлиги; θ_0 — айланишнинг нотекислигини ифодаловчи кўрсаткич; ω — валнинг буралма тебранишлари частотаси, бу ерда $\omega = n\Omega$, бунда $n = 1, 2 \ . \ . \ .$ — тебранишлар карралиги.



10.20-расм

Натижада дискка келтирилган титратувчи $M(t) = c\,\theta_0 e^{i\omega t}$ момент (c — валнинг двигатель билан диск оралиғидаги қисмининг буралишдаги бикрлиги) дискда буралма тебранишларни уйғотади. Кўрсатилган тебранишларни сўндириш учун дискка шарнир ёрдамида маятник маҳкамланган. Маятникнинг l узунликдаги вазнсиз таёқчаси охирига m_c масса ўрнатилган (10.21-расм).

Дискка бикр қилиб бириктирилган, Ω бурчак тезлик билан айланувчи координаталар системасида маятникнинг шу дискка нисбатан тебранишларини кўриб чиқамиз (10.21-расм, *а*). Маятникнинг массалар марказига $F = m_c\Omega^2 d$ марказдан қочирма куч қўйиб (бунда d — маятникнинг массалари марказидан дискнинг айланиш ўқигача бўлган масофа), уни иккита: маятник ўқи бўйлаб ва унга перпендикуляр тарзда йўналган F_N ва F_T ташкил этувчиларга ажратамиз. Бунда



10.21-расм

$$F_N = m_c\Omega^2 d \cos\gamma;$$

$$F_T = m_c\Omega^2 d \sin\gamma.$$

Маятникнинг дискка нисбатан оғиш бурчаги $\psi = \varphi_c - \varphi$ билан белгилаб (бунда φ, φ_c — диск ва маятникнинг абсолют оғиш бурчаклари) 10.21-расм, *б* даги учбурчакдан, ўткир бурчакларнинг кичиклигини ҳисобга олган ҳолда ушбуни топамиз:

$$\gamma = \rho\psi/(\rho + l).$$

Натижада маятникнинг кичик тебранишларида

$$F_N \approx m_c \Omega^2 (\rho + l); \quad F_T \approx m_c \Omega^2 \psi.$$

Эркинлиги даражаси иккита бўлган кўрилаётган системанинг тебранишини тавсифловчи дифференциал тенглама қуйидаги кўринишга эга:

$$J\ddot{\varphi} + b_c(\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_c) + c\varphi - m_c\Omega^2\rho(\rho + l)(\varphi_c - \varphi) = \theta_0 e^{i\omega t};$$

$$m_c l^2 \ddot{\varphi}_c + b_c(\dot{\varphi}_c - \dot{\varphi}) + m_c\Omega^2\rho l(\varphi_c - \varphi) + m_c\ddot{\varphi}\rho l = 0. \quad (10.27)$$

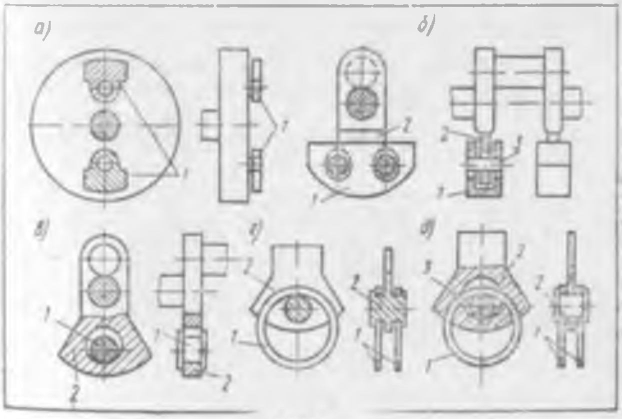
Иккинчи дифференциал тенгламани тузишда кичик бўлган кориолис кучлари ҳисобга олинмади, дискнинг кўчирма ҳаракати эса охирги ҳад орқали ҳисобга олинди. Ушбу тенгламага асосан маятникнинг парциал хусусий частотаси

$$\omega_c = \Omega\sqrt{\rho/l} = (\omega/n)\sqrt{\rho/l},$$

яъни, у валнинг бурчак тезлигига ёки тебраниш частотасига мутаносибдир. Шундай қилиб, сўндиргичнинг частотаси тебраниш частотасининг ўзгаришига қараб автоматик ўзгариб туради.

Соф буралма тебранишларни сўндиришда F_N кучнинг эгувчи таъсирини йўқотиш учун дискнинг қарама-қарши нуқталарида иккита маятник ўрнатиш мақсадга мувофиқдир. Уларнинг тебранишни сўндиришдаги динамик самараси таъсирлар йиғиндисидан иборат бўлади.

(10.22) га асосан созланишни конструктив жиҳатдан таъминлашнинг кўпгина ўзига хос томонлари бор. 10.22-расм, *а* да кўрсатилган турга



10.22-расм

онд оддий схема, одатда $n = 1$ бўлганда амалга ошиши мумкин. n оша бориши билан маятникларнинг узунликлари анчагина қисқаради. Қисқа l елкада осилиб туришни таъминлаш учун 10.22-расм, *б* — *д* да кўрсатилган конструкциялардан фойдаланилади. 10.22-расм, *а* да тирсакли вал кривошипи *2* нинг ρ_1 радиусли тешикли чиқиғига маятник-посангини бифиляр тарзда эркин ўрнатиш схемаси келтирилган. Посангида ҳам шундай радиусли думалоқ тешик бор. Тирсакли вал билан посанги ρ_2 радиусли, яъни тешиклар радиусидан кичик радиусли штифтлар *3* орқали туташтирилади. Бундай маҳкамлаш посангининг $l = 2(\rho_1 - \rho_2)$ радиусли айлана бўйича илгарилама ҳаракат қилишини таъминлайди.

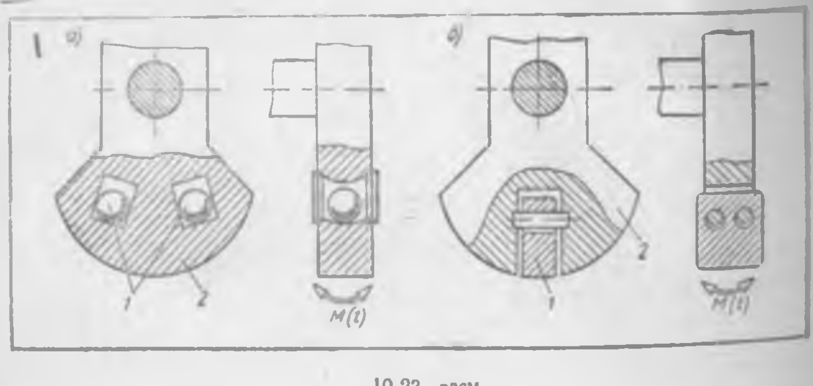
Қўрилаётган ҳолда маятник — посанги маҳкамлагичининг радиуси $\rho = h - l$ га тенг, бунда h — дискнинг айланиш марказидан посангининг массалари марказигача бўлган масофа.

Бифиляр осмали маятникни созлаш формуласи узил-кесил қуйидаги кўринишни олади:

$$2n^2(\rho_1 - \rho_2)/[h - 2(\rho_1 - \rho_2)] = 1.$$

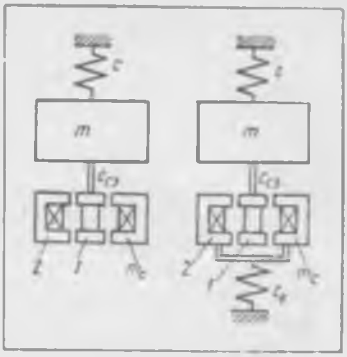
10.22-расм, *в* да тебранишлар кривошип *2* нинг посангисидаги цилиндрсимон тешикда эркин ўрнатилган роликли маятник *1* билан сўндирилади. Бундай схеманинг ташқи ўлчамлари катта бўлганидан кам қўлланилади, шу сабабли роликлар ўрнига баъзан ҳалқали маятниклар *1* қўлланилади (10.22-расм, *г*, *д*). «Маятник» элементлар конструктив жиҳатдан объект бўшлиқларида эркин жойлашувчи шарсимон ёки цилиндрсимон жисм тарзида амалга оширилади. Ана шундай конструкциялар, масалан, тирсакли *валларнинг эгилма тебранишларини сўндиришда* қўлланилади. Бунда битта ёки иккита жисм *1* (10.23-расм, *а*) кривошип *2* нинг ариқчаларига ўрнатилади. Улар чекланган цилиндрсимон ёки тороидал юзаларда юмалаган ҳолда эгри текислик бўйлаб тебранма ҳаракат қилади. Кўпинча бифиляр осма *1* ли маятникдан ҳам фойдаланилади (10.23-расм, *б*). Тирсакли валларнинг эгилма ва буралма тебранишларини сўндирадиган маятникларнинг ўрнатиш текисликлари ўзаро перпендикуляр жойлаштирилади.

Актив элементли инерцион динамик сўндиргичлар. Тебранишларни динамик сўндириш системаларида хусусий энергия манбаига эга бўлган



10.23- расм

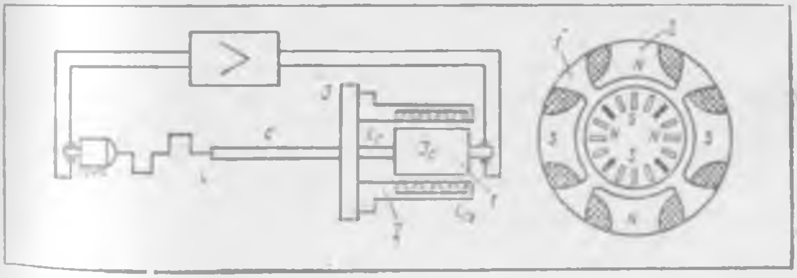
элементларининг ишлатилиши уларнинг функционал хусусиятларини кенгайтиради. Таъсир этувчи кучларнинг ўзгариб туриши сабабли сўндиргич параметрларини оддий тарзда ва кенг доирада созлашга, тақлид тартибида уларни узлуксиз бўладиган қилиб созлашга, компенсацияловчи реакциялар учун энг тўғри қонуниятларни танлаб амалга оширишга имконият туғилади. 10.24-расмда буйлама тебранишларни динамик сўндиргичнинг эквивалент бикрлиги ростлагичи сифатида электромагнитдан фойдаланиш схемалари келтирилган. Схемалар ўзак *1* нинг ва ғалтак *2* ли корпуснинг сўндирилувчи объектга ёки қўзғалмас асосга маҳкамланиши билан бир-биридан фарқ қилади.



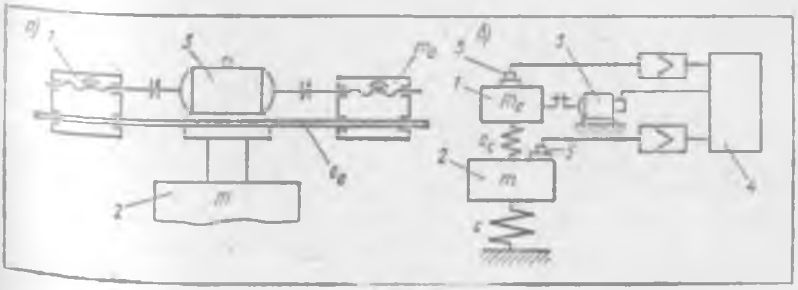
10.24- расм

Бундай схемалар *бошқариладиган буралма тебранишларни динамик сўндириш* учун амалга оширилиши мумкин. Ижрочи элемент сифатида ўзгармас ток двигателининг такомиллаштирилган конструкциясидан (10.25- расм) фойдаланиш қулай, бунинг учун ротор *1* ва статор *2* қутбларининг нисбий силжиши ҳамда тебраниш вақтида қутбларнинг алмашлаб уланиш эҳтимоли бартараф этилиши лозим.

Сўндиргичнинг бикрлигини динамик сўндиргич *1* массасини ростланувчи электр двигатель ёрдамида эластик балка бўйлаб силжитиш йўли билан ҳам ўзгартириш мумкин (10.26- расм, *а*). Энг яхши динамик



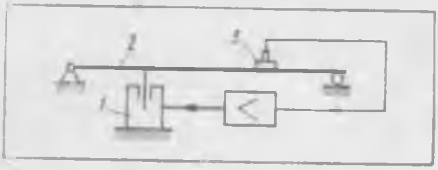
10.25- расм



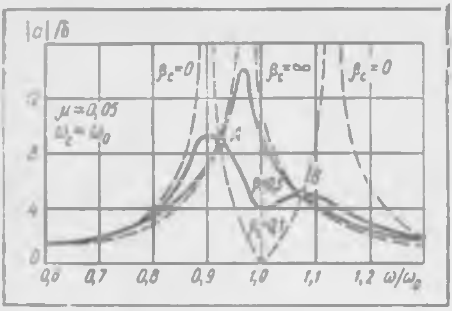
10.26- расм

сўндириш тартибида (антирезонанс) объект 2 ва сўндиргич 1 нинг тебраниш фазалари $\pi/2$ га силжиганлигини ҳисобга олган ҳолда бошқарувчи сигнал фаза дискриминатори 4 билан ҳосил қилинади (10.26- расм, б), унда объект ва сўндиргичнинг абсолют силжишлари тўғрисида датчиклар 5 берадиган маълумотлар солиштирилади. Фазаларнинг $\pi/2$ дан фарқ қиладиган силжишда реле ишга тушади ва компенсацияловчи созлашнинг керакли йўналишига мувофиқ электр двигателни ишлатади.

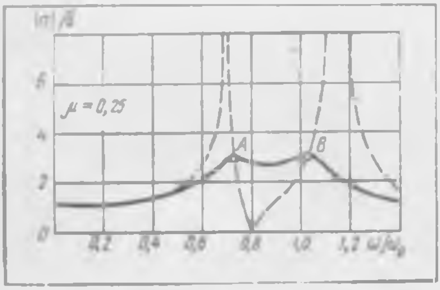
Актив динамик сўндиришнинг самарадорлиги бошқариш системасининг инерционлиги туфайли чеклангандир. Объектга бириктириладиган қисмларнинг массасини камайтириш учун актив сўндиргич ижрочи қурилмасининг корпуси 1 (10.27- расм) баъзан қўзғалмас асосга ўрнатилади ва титраши сўндирилиши керак бўлган бошқа нуқталар (масалан, 3) нинг тебранишини ўлчаш натижаларига кўра куч таъсири эластик объект 2 нинг бирор нуқтасига узатиладиган қилинади.



10.27- расм



10.28-расм



10,29- расм

Ҳаракатланувчи объектларнинг, масалан, транспорт қурилмасининг тебранишини сўндириш амалга оширилган ҳолларда қўзғалмас система (компенсацияловчи кучлар ана шу системага нисбатан ҳосил қилинади ва объектга узатилади) гироскопик қурилмалар ёрдамида ташкил қилиниши мумкин.

Пружинали, бир массали, ишқаланишли динамик сўндиргич. Тебранишни динамик сўндириш, амалга ошириладиган частота доирасининг кенгайишига пружинали, бир массали сўндиргичнинг диссипатив хоссаларидан оқилона фойдаланиш билан ҳам эришиш мумкин. 10.28-расмда объектнинг амплитуда-частота хусусиятлари (10.14-расм, б га қаранг) қовушоқ ишқаланишнинг турли β_c коэффициентлари учун келтирилган. Бу ерда $|a|$ — амплитуда. Қолдиқ тебранишлар амплитудасининг қиймати энг юқори бўлишини таъминлаш учун β_c сўнишни шундай танлаш лозимки, бунда A ёки B нуқталарда амплитуда-частота хусусияти экстремум қийматга эришадиган бўлсин. 10.29- расмда ишқаланишли динамик сўндиргичнинг амплитуда-частота

хусусияти келтирилган. Бунда: $\mu = m_c/m$ (m_c — сўндиргичнинг массаси; m — объектнинг массаси); $\delta = G_0/c$ (G_0 — ташқи уйғотувчи таъсир). Сўндиргичнинг ташқи ўлчамларини ва пружинадаги зўриқишни аниқлаш учун сўндирилувчи системага нисбатан сўндиргич массасининг тебранишлар амплитудаси $|a_0|$ ни аниқлаш лозим. Умумий ҳолда ушбу катталик (10.24) дифференциал тенгламалар системасидан аниқланиши мумкин. Аммо амалда эса энергетик тенгликка асосланган содда тақрибий муносабатдан фойдаланилади.

Сўндирилувчи системанинг $|a|$ амплитудали $x(t)$ гармоник ҳаракатида $G(t)$ гармоник кучнинг бажарган иши қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$E_{\text{в}} = \pi G_0 |a| \sin\varphi \approx \pi G_0 |a|,$$

бунда φ — фазанинг $\pi/2$ га яқин бўлган қиймати. m ва m_c массаларнинг нисбий ҳаракатланиши натижасида қовушоқ демпферда тарқаладиган энергия:

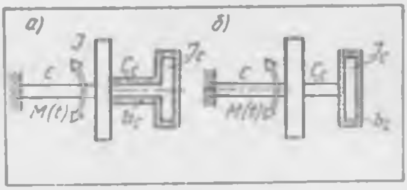
$$E_{\text{қ}} = \pi b_c \omega |a_0|^2 .$$

$E_{\text{в}}$ ва $E_{\text{қ}}$ ларни тенглаштириб ушбуни ҳосил қиламиз:

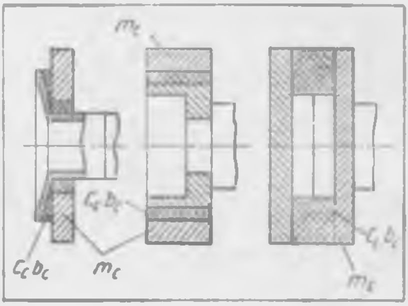
$$\frac{|a_0|}{\delta} = \sqrt{\frac{|a_0|}{\delta}\,\frac{1}{2\mu\xi\gamma\beta_c}}\,,$$

бу ерда $\xi = \omega/\omega_0$; $\gamma = \omega_c/\omega_0$; $\beta_c = b_c/\left(2\sqrt{c_c m_c}\right)$.

Ишқаланишли динамик сўндиргичнинг конструкциясини эластик ва сўндирувчи элементлари параллел (10.30-расм, *а*) ҳамда кетма-кет (10.30-расм, *б*) уланадиган қилиб яратиш мумкин. Эластик сўндирувчи элементи бир бутун резина деталь тарзидаги сўндиргич муваффақиятли чиққан ҳисобланади. 10.31-расмда буралма тебранишни сўндириш учун мўлжалланган ана шундай конструкцияга мисоллар келтирилган. Шунга ўхшаш деталлар ёрдамида тебранишни сўндиргичли резина-металл таянчлар ҳам ясалади (10.32-расм).

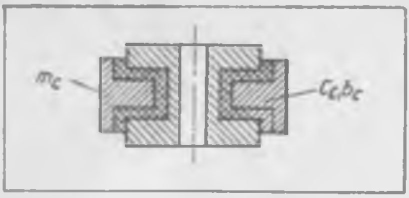


10.30- расм



10.31- расм

Гироскопли тебранишни сўндиргичлар. Транспорт объектларининг тебранишнни сўндиришда ва бир қанча бошқа махсус ҳолларда гироскоплардан фойдаланишга асосланган динамик сўндиргичлар қўлланилади. Тузилиши ва ишлаш асослари ҳар хил бўлса ҳам, бундай системаларнинг таъсири ишқаланишли пружинали сўндиргич ишига эквивалент тарзда ўхшаш бўлади. 10.33-расмда кемалар чайқалишини тинчлантир-

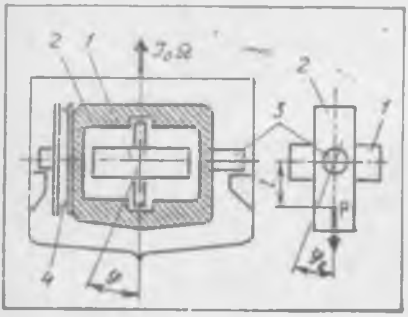


10.32- расм

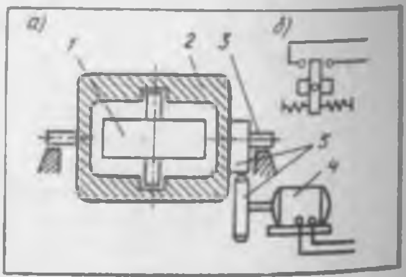
гичнинг схемаси келтирилган. Гироскоп *1* нинг ротори қобиқ *2* ичига ўрнатилган, қобиқнинг ўзи эса кеманинг бўйлама ўқига перпендикуляр жойлашган ўқ *3* атрофида кемага нисбатан тебраниши мумкин. Бунда қобиқнинг оғирлик маркази тебраниш ўқидан *l* масофа пастда жойлашади. Қобиқнинг тебранишини тормозловчи барабан *4* сўндиради. Одатда, роторнинг массаси кема массасининг ~ ~ 1 % ни ташкил қилади.

Кеманинг чайқалишини сўндиришда, кўриб чиқилган схема билан бир қаторда, тескари алоқали гироскопик схема ҳам қўлланилади. Ротор *1* ли ижрочи гироскопнинг қобиги *2* ҳаракат ўқи *3* га нисбатан концентрик тарзда жойлашган. Қобиқни серводвигатель *4* тишли узатма *5* орқали кичик йўналтирувчи гироскоп сигналлари (10.34- расм, *б*) ёрдамида буриб туради. Кичик йўналтирувчи гироскоп ижрочи гироскоп каби ўрнатилган ва унинг жуда кичиклаштирилган нусхаси ҳисобланади. Кема чайқалганда кичик йўналтирувчи гироскоп қобигининг бурилиши натижасида реленинг тегишли контактлари уланиб серводвигателни ишга туширади. Натижада ижрочи гироскопнинг қобиғи шундай буриладики, вужудга келувчи реак ив момент қобиқ таянчларига таъсир этади ва чайқалишга қаршилик кўрсатади.

Кўпгина замонавий кемаларда чайқалишни сўндириш учун бошқарилувчи ёки қўзғалмас қанотлардан фойдаланишга асосланган қурилмалар қўлланилади. Кемалар оғган пайтда қанотларнинг таъсир бурчаги шундай ўзгарадики, уларнинг атрофидан оқиб ўтаётган сув кўтариш кучини вужудга келтириб кеманинг чайқалишига тўсқинлик қилади. Гироскопик тинчлантиргичлардан фарқли ўлароқ, бундай қурилмалар фақат сузиш вақтида кемаларнинг чайқалишини сўндиради.



10.33- расм



10.34- расм

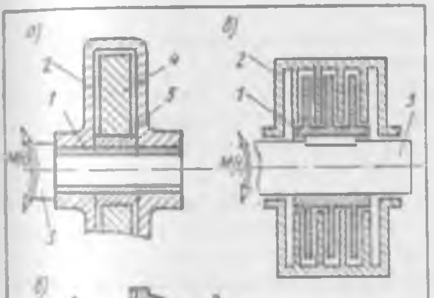
10.8-§. Ковушоқ ва қуруқлайин ишқаланишли тебранишни юткичлар

Ковушоқ ишқаланишли тебранишни юткичлар. 10.35-расмда эркинлик даражаси битта бўлган сўндирилувчи объектга уланган энг содда ковушоқ тебранишни юткичларнинг схемалари кўрсатилган. Юткичлар ҳам бўйлама, ҳам буралма тебранишларни сўндиришда кенг миқёсда қўлланилади; улар исталган қонуният бўйича ўзгарувчи тебранишларни сўндира олади. Моногармоник тебранишларни сўндиришда тебранишни юткичларнинг самарадорлиги ишқаланишли динамик сўндиргичларникига қараганда пастроқ бўлади. Бироқ бунга қарамай, конструкциясининг соддалиги ва таркибида толиқиб синишга мойил эластик элементнинг йўқлиги туфайли кўп ҳолларда улар афзал кўрилади.

Кўрилаётган система ҳам бўйлама тебраниш ҳолларида (10.24) тенглама орқали ёки $c_c = 0$ бўлганда буралма тебраниш ҳолларида (10.25) тенглама орқали тавсифланади.

$\beta_0 = b/(2m_c\omega_0) = 0$ ва $\beta_0 = \infty$ бўлганда системанинг эркинлик даражаси битта бўлади; унинг амплитуда-частота хусусияти 10.36-расмда кўрсатилган. Юткичнинг энг яхши созланиши B нуқтада энг катта амплитудани беради. B нуқтада хусусият экстремумини (туташ чизиқ) таъминловчи β_0 катталик қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$\beta_0 = \sqrt{1/[2(2+\mu)(1+\mu)]}.$$

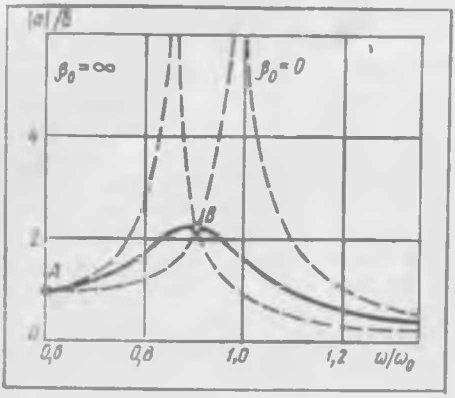


10.35-расм

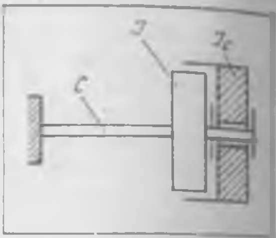
Ковушоқ тебранишни юткичнинг энг содда конструкцияси 10.35-расм, *а* да келтирилган. Тебранма ҳаракати сўндирилиши талаб қилинадиган вал *3* га қобиқ *2* билан бикр қилиб бириктирилган втулка *1* ўрнатилган. Қобиқ ичида маховик *4* жойлашган бўлиб, у ишқаланиш коэффициенти кичик бўлган вкладиш *5* туфайли втулкага нисбатан сирпана олади. Қобиқ ва маховик орасидаги торгина бўшлиқ юқори ковушоқликка эга бўлган суюқлик билан тўлдирилади.

10.35-расм, *б* да тасвирланган схемада сўндириш самараси вал *3* га бикр қилиб ўтқазилган, куракчалари бўлган, маховик *2* га нисбатан бурила оладиган гупчак *1* тебранганида юзага келади; ички камералар ковушоқ суюқлик билан тўлдирилган.

10.35- расм, *в* да етакчи вал *3* ичида тўсиқлари *6* бўлган ва қобиқ *2* маҳкамланган бўшлиққа эга бўлган ярим муфтани айлантиради. Қобиқ *2* етакланувчи вал *5* га бикр қилиб



10.36- расм

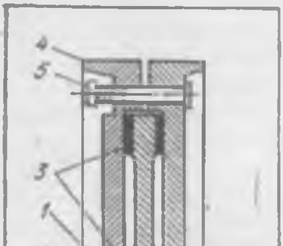


10.37- расм

бириктирилган худди шундай иккинчи яриммуфтага нисбатан эркин айланади. Яриммуфталар орасидаги бўшлиқ қовушоқлиги юқори бўлмаган суюқлик билан тўлдирилган. Етакчи ва етакланувчи валларнинг ҳаракат тезликлари ҳар хиллиги туфайли марказдан қочирма кучларнинг фарқи таъсирида суюқлик стрелка билан кўрсатилган йўналишида айланиб юради. Бунинг натижасида вужудга келадиган кориолис кучлари буровчи моментни узатади.

10.35- расм, *г* даги юткичда сўндирувчи куч диафрагма *1* мой билан тўлдирилган ва эркин ўтқазилган қобиқ *2* га нисбатан тебранганда кичик тешиклар орқали мой оқиб ўтганда юзага келади.

Қуруқлайин ишқаланишли тебранишни юткичлар. Қуруқлайин ишқаланишли тебранишни юткичлар конструкциясининг соддалиги ҳамда хизмат кўрсатишнинг осонлиги ва бошқа юткичларга нисбатан ихчамлиги туфайли кенг қўлланилади. Улардан ҳам буралма, ҳам бўйлама тебранишларни сўндиришда фойдаланилади. Ана шундай юткичнинг ишлаш асосларини эркинлик даражаси битта бўлган объектнинг (10.37-расм) буралма тебранишларини сўндириш мисолида кўриб чиқамиз. Ушбу ҳолда J_c инерция моментига эга бўлган диск объект билан қуруқлайин ишқаланувчи жуфтлик орқали қўшилади. Жуфтлик нисбий тебранишларда объект ва юткичнинг нисбий силжишига қаршилик кўрсатувчи ўзгармас катталикдаги Θ моментни ҳосил қилади.



10.38-расм.

Системанинг (10.25) га ўхшаш бўлган дифференциал тенгламалари қуйидагича бўлади:

$$J\ddot{\varphi} + \Theta \operatorname{sgn} (\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_c) + c\varphi = M_0^{ei\omega t}$$

$$J_c \ddot{\varphi}_c - \Theta \operatorname{sgn} (\dot{\varphi} - \dot{\varphi}_c) = 0.$$

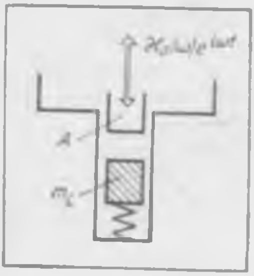
10.38-расмда қуруқлайин ишқаланишли юткичнинг конструкцияси кўрсатилган. Вал 2 билан бикр боғланган гупчак 1 фрикцион диск 3 орқали валга эркин ўтқазилган маховик 4 ни айлантиради. Қуруқлайин ишқаланиш кучининг ростланишини пружина 5 нинг сиқилиш даражаси таъминлайди. Вал тебранганда маховик ва гупчак ўзаро сирпанади, шунда фрикцион юзалар орасидаги ишқаланиш натижасида энергиянинг ютилиши содир бўлади.

Цикл давомида энергиянинг энг кўп ютилишини таъминловчи қуруқлайин ишқаланиш кучларининг оптимал моменти $\Theta = (\sqrt{2}/\pi) J_c \omega^2 \theta_0$ кўринишида ифодаланади, бунда θ — демпфер бўлмаганда бурчак тебранишлар амплитудаси.

Ишқаланувчи юзаларининг ейилиши ва ифлосланиши натижасида ишқаланиш моментининг доимий бўлмаслиги, шунингдек дискларнинг қийшайиб ҳамда қадалиб қолиши мумкинлиги қуруқлайин ишқаланишли юткичларнинг камчиликларидир.

10.9-§. Тебранишларини зарб орқали (урилма) сўндиргичлар

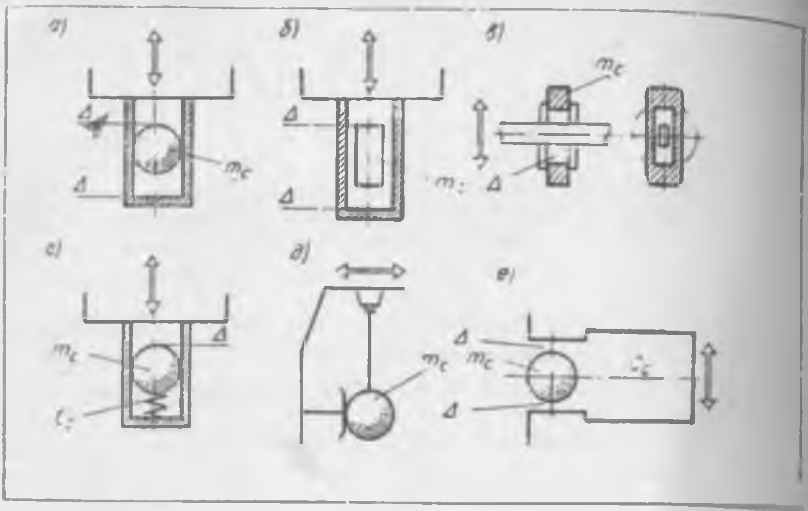
Тебранишини камайтириш лозим бўлган сўндирилувчи системанинг A элементига уриладиган m_c массали жисм (10.39-расм) титрашни зарб орқали сўндиргичнинг асосий қисмидир. 2Δ га тенг тирқиш билан эркин ўрнатиладиган шар, цилиндр, ҳалқа кўринишида ясалган зарбли сўндиргичлар (10.40-расм, *а, б, в*) энг кўп қўлланилади. Эркин ўрнатилган сўндиргичлар ҳаракат даври ичида ҳар бир чеклагичга навбат билан икки марта уриладиган қилиб созланади, бу эса бундай қурилмалар учун энг катта самара бе ади. Шу билан бир қаторда ўзига хос сўндиргич осмасига эга бўлган пружинали (10.40-расм, *г*) ва маятникли (10.40-шакл, *д*) урилма сўндиргичлардан ҳам фойдаланилади. Бундай қурилмалар, одатда, бир давр ичида бир марта уриладиган қилиб созланади. Бундай қурилмаларнинг икки томонлама таъсир қилувчи турлари кам қўлланилади.



10.39 расм

10.41-расмда сўндиргичлар ўрнатилишининг асосий вариантлари учун объектнинг деформацияланувчи A нуқтасига нисбатан сўндиргич y силжишининг $f(y)$ статик эластик хусусиятлари келтирилган (*а* — эркин ўрнатилган сўндиргичлар учун; *б* — бир томонлама таъсир қилувчи пружинали сўндиргичлар учун; *в* — икки томонлама таъсир қилувчи пружинали сўндиргичлар учун).

Кўрсатилган статик хусусиятларни тўғридан-тўғри гармоник тарзда чизиқлаштириб бўлмайди, чунки урилиш чоғида уларнинг қийматла и турлича бўлади. Нисбий сурилишнинг сўндиргичнинг «эластик» реакция-

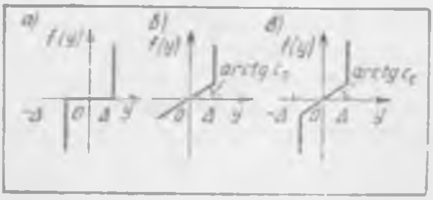


10.40- расм

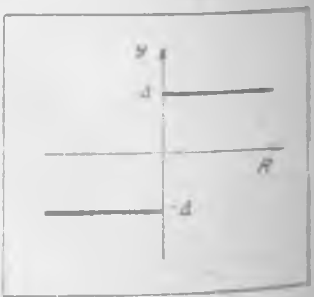
снга боғлиқлигини ифодаловчи $y = Q(R)$ тескари функцияларни гармоник тарзда чизиқлаштириш қулай усул ҳисбланади. Масалан, эркин ўрнатилган сўндиргич учун (10.42-расм) $y = \Delta \operatorname{sgn} R$ бўлади. Оддий усуллар ёрдамида функцияларни гармоник тарзда чизиқлашти иб $y \approx q(R_0)R$ га эга бўламиз, бунда $q(R_0)$ — энди сўндиргичнинг даврий реакцияси амплитудаси R_0 га боғлик бўлган гармоник чизиқлаштириш коэффициенти; бунда $q = c_c^{-1}$.

Уринувчи жуфтликлар учун қовушоқлик-пластиклик хоссалари паст бўлган материаллар, масалан, подшипниклар учун тобланган пўлат ишлатиш йўли билан тиклаш коэффициентини ошириш мумкин. Бундан ташқари, сўндиргич массаси корпусга нисбатан тебранганда бўладиган қаршиликни камайтириш лозим. Думалоқ жисмлардан фойдаланиш ҳам яхши натижалар беради.

$m_c\ \Delta = (\pi/4)\varepsilon m_k$ шартдан сўндиргич параметрларини танлаш орқали чеклагичларга кетма-кет урилиш тартиби мавжудлигининг кенг частотали дои-

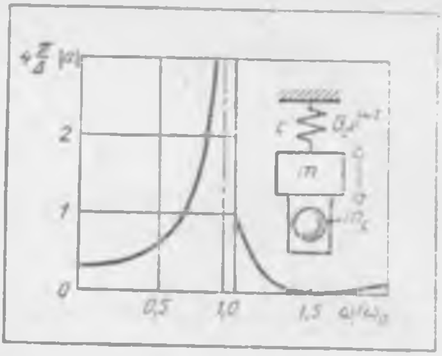


10.41- расм



10.42- расм

рисида тебранишларнинг сўндирилишини таъминлаш мумкин, бунда: m_A — айланувчи мувозанатланмаган масса; e — m_A массанинг ўрнатилиш эксцентриситети; m_c — сўндиргич массаси. 10.43-расмда $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ частотага эга бўлган, эркин турдаги зарбли сўндиргич билан таъминланган ва ўзгармас амплитудали даврий куч билан уйғотиладиган, эркинлик даражаси битта бўлган системанинг амплитуда-частота хусусияти келтирилган. Сўндирилувчи системанинг хусусий частотасидан ўтилгандагина тебранишнинг сўндирилишига эришилади. Резонансга қадар соҳада системанинг $\omega = \sqrt{c/(m+m_c)}$ частота билан кучли тебраниши юз бериши мумкин.

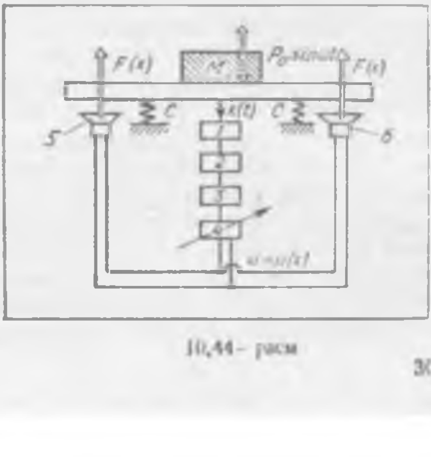


10.43- расм

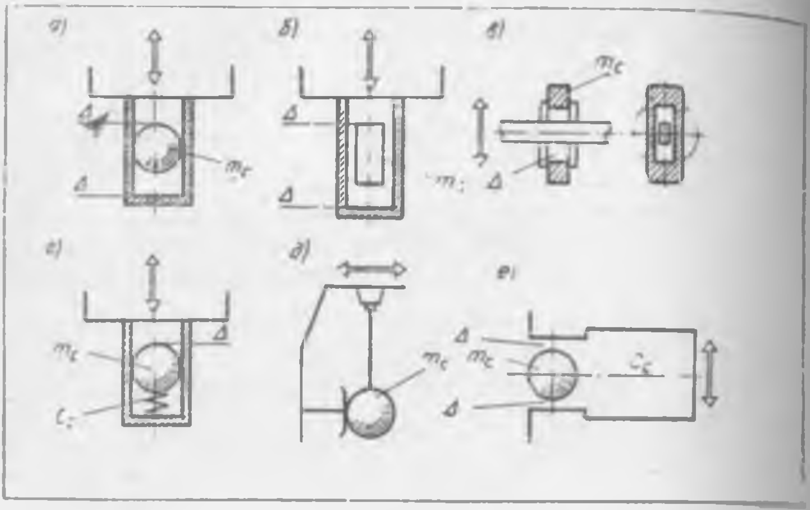
Шундай қилиб, эркин ўрнатилган зарбли сўндиргичнинг хусусий тебранишлари даври ана шу тебранишларнинг амплитудасига анчагина боғлиқ бўлгани учун у частоталарнинг кенг доирасида уйғотиш частотасига созланиб, ўзи маҳкамланган нуқтанинг тебранишларига акс таъсир кўрсатиш хусусиятига эга. Зарб вақтида энергиянинг ютилиши ана шу диапазонни юқоридан чеклаб туради. Кўрсатилган чегарани ошириш учун урилувчи элемент пружинада маҳкамланади, бироқ бунда бу частотанинг пастки чегараси $\sqrt{c_c/m_c}$ га қадар ортади.

10.10-§. Титрашдан актив муҳофазалаш системаларининг асосий схемалари

Ҳозирга қадар титрашдан актив муҳофазалаш системаларининг кўплаб схемалари ишлаб чиқилган. 10.44-расмда бошқарилувчи электродинамик титрашни сўндиргич схемаси кўрсатилган бўлиб, ундаги тебранувчи система параметрларининг ўзгариши электрон элементларни бошқариш натижасида амалга ошади. Бу эса мазкур схемани *ўтиш тартибларида ишлайдиган системанинг тебранишини сўндириш учун қўллашга имкон туғдиради.* Бунда M массали тебранувчи агрегат эластик бикрлик боғламаларига ҳамда магнитоэлектр ўзгартгичларга (динамиклар *5* ва *6* га) таянади. Тебранувчи масса билан боғланган силжишлар датчиги *1* кучайтиргич *2* га, кейин дифференци-



10.44- расм

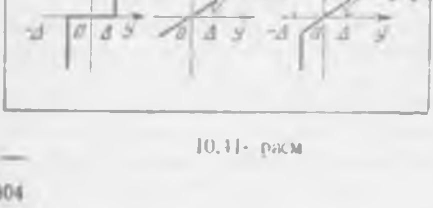


10.40- расм

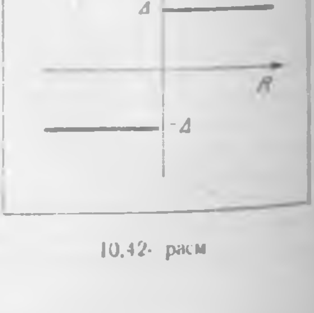
сига боғлиқлигини ифодаловчи $y = Q(R)$ тескари функцияларни гармоник тарзда чизиқлаштириш қулай усул ҳисбланади. Масалан, эркин ўрнатилган сўндиргич учун (10.42-расм) $y = \Delta \,\mathrm{sgn}\, R$ бўлади. Оддий усуллар ёрдамида функцияларни гармоник тарзда чизиқлашти иб $y \approx q(R_0)R$ га эга бўламиз, бунда $q(R_0)$ — энди сўндиргичнинг даврий реакцияси амплитудаси R_0 га боғлиқ бўлган гармоник чизиқлаштириш коэффициенти; бунда $q = c_c^{-1}$.

Уринувчи жуфтликлар учун қовушоқлик-пластиклик хоссалари паст бўлган материаллар, масалан, подшипниклар учун тобланган пўлат ишлатиш йўли билан тиклаш коэффициентини ошириш мумкин. Бундан ташқари, сўндиргич массаси корпусга нисбатан тебранганда бўладиган қаршиликни камайтириш лозим. Думалоқ жисмлардан фойдаланиш ҳам яхши натижалар беради.

$m_c\,\Delta = (\pi/4)e m_k$ шартдан сўндиргич параметрларини танлаш орқали чеклагичларга кетма-кет урилиш тартиби мавжудлигининг кенг частотали соҳ-

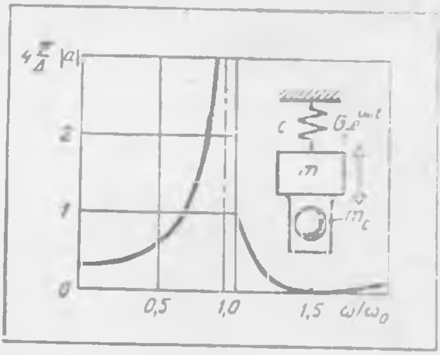


10.41- расм



10.42- расм

расида тебранишларнинг сўндирилишини таъминлаш мумкин, бунда: m_A — айланувчи мувозанатланмаган масса; e — m_A массанинг ўрнатилиш эксцентриситети; m_c — сўндиргич массаси. 10.43-расмда $\omega_0 = \sqrt{c/m}$ частотага эга бўлган, эркин турдаги зарбли сўндиргич билан таъминланган ва ўзгармас амплитудали даврий куч билан уйғотиладиган, эркинлик даражаси битта бўлган системанинг амплитуда-частота хусусияти келтирилган. Сўндирилувчи системанинг хусусий частотасидан ўтилгандагина тебранишнинг сўндирилишига эришилади. Резонансга қадар соҳада системанинг $\omega = \sqrt{c/(m+m_c)}$ частота билан кучли тебраниши юз бериши мумкин.

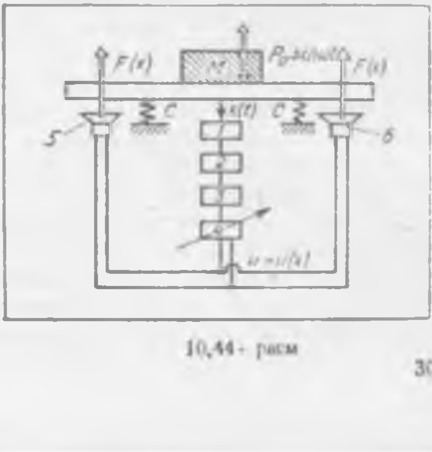


10.43- расм

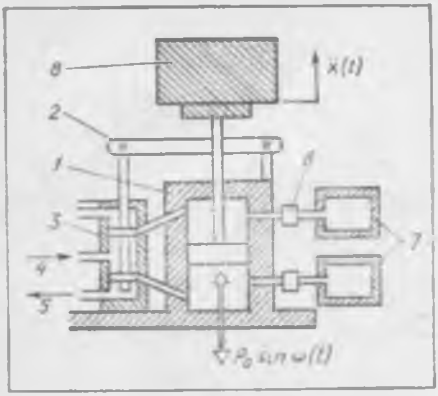
Шундай қилиб, эркин ўрнатилган зарбли сўндиргичнинг хусусий тебранишлари даври ана шу тебранишларнинг амплитудасига анчагина боғлиқ бўлгани учун у частоталарнинг кенг доирасида уйғотиш частотасига созланиб, ўзи маҳкамланган нуқтанинг тебранишларига акс таъсир кўрсатиш хусусиятига эга. Зарб вақтида энергиянинг ютилиши ана шу диапазонни юқоридан чеклаб туради. Кўрсатилган чегарани ошириш учун урилувчи элемент пружинада маҳкамланади, бироқ бунда бу частотанинг пастки чегараси $\sqrt{c_c/m_c}$ га қадар ортади.

10.10-§. Титрашдан актив муҳофазалаш системаларининг асосий схемалари

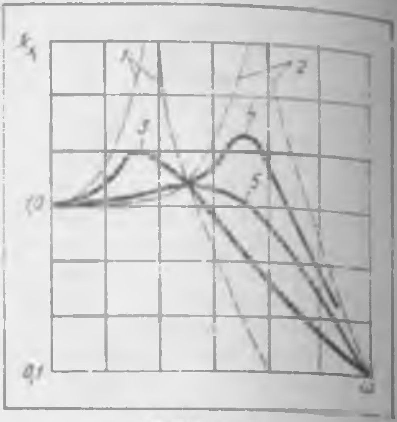
Ҳозирга қадар титрашдан актив муҳофазалаш системаларининг кўплаб схемалари ишлаб чиқилган. 10.44-расмда бошқарилувчи электродинамик титрашни сўндиргич схемаси кўрсатилган бўлиб, ундаги тебранувчи система параметрларининг ўзгариши электрон элементларни бошқариш натижасида амалга ошади. Бу эса мазкур схемани *ўтиш тартибларида ишлайдиган системанинг тебранишини сўндириш учун қўллашга имкон туғдиради.* Бунда M массали тебранувчи агрегат эластик бикрлик боғламаларига ҳамда магнитоэлектр ўзгартгичларга (динамиклар 5 ва 6 га) таянади. Тебранувчи масса билан боғланган силжишлар датчиги 1 кучайтиргич 2 га, кейин дифференци-



10.44- расм



10.45- расм



10.46- расм

аллгвчи қурилма *3* га ва магнитоэлектр ўзгарткичларни таъминловчи кучайтиргич *4* га $x(t)$ сигнал узатади. Схемадан кўриниб турибдики, ушбу элементлар электромеханик тескари боғланиш ҳалқасини ҳосил қилади. Ҳалқа параметрини ўзгартириш орқали схема параметрини ўзгартириш, бинобарин, унинг резонанс хоссаларини кенг доирада ўзгартириш мумкин.

10.45- расмда пневматик уйғоткичи (куч цилиндри) бўлган икки томонлама ишловчи пневмомеханик титрашдан муҳофазалаш системасининг схемаси тасвирланган (*1* — пневмомеханик уйғоткич; *2* — силжиш бўйича механик тескари боғланиш; *3* — сервоклапан; *4* — кириш канали; *5* — чиқиш канали; *6* — дроссель, *7* — идиш; *8* — изоляцияланувчи объект).

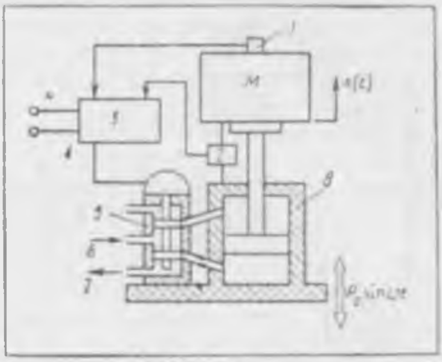
Силжиш бўйича механик тескари боғланиш золотникли қурилма орқали ташқи энергия манбаидан бериладиган газнинг сарфланишини бошқариб туради. Золотникни сурадиган силжиш бўйича тескари боғланиш мавжудлиги туфайли уйғоткичнинг чиқиш кучи нисбий силжиш интегралининг функцияси бўлади. Силжиш интегралига кўра бошқариш фақат паст частоталардагина самарали бўлиши мумкин. Шу сабабли силжиш бўйича тескари боғланишдан фақат ҳимояланувчи объектни маълум ҳолатга келтиришдагина фойдаланилади. Титрашдан ва зарблардан ҳимоялашнинг сифати эса пассив пневматик системанинг бикрлиги ва сўндиришига боғлиқдир. Системанинг изоляцияланувчи масса катталигининг ўзгаришига нисбатан сезгирлиги паст.

Қўшимча идишларга эга бўлган пневмомеханик тарздаги титрашдан муҳофазалаш системаси учун силжиш бўйича k_x коэффициентнинг ω частотага боғлиқлиги 10.46- расмда логарифмик масштабда кўрсатилди. Бунда: *1* — ноль, *2* — чексиз, *3* — паст, *4* — юқори, *5* — энг мақбул сўндиришдаги эгри чизиқлар.

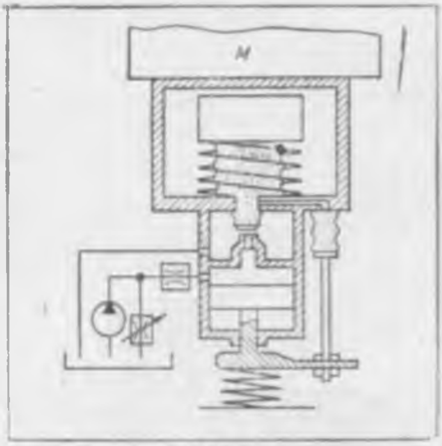
3 ва *4* эгри чизиқлар дросселлаш бўлмаган ҳамда уйғоткич билан қўшимча идишлар орасида газ оқими тўхтатилган ҳолларда ҳосил бўлади. Энг мақбул сўндириш динамик резонанс коэффициентини энг кичик қийматга келтириш орқали аниқланади. Сўндириш қийматининг энг мақбул қийматдан анчагина фарқ қилиши k_x га кам таъсир кўрсатади.

10.47-расмда икки томонлама таъсир қилувчи куч цилиндри бўлган электрогидравлик титрашдан муҳофазалаш системасининг схемаси келтирилган (*1* — тезланиш датчиги; *2* — нисбий силжиш датчиги; *3*—сервокучайтиргич; *4*—электр токи билан таъминлагич; *5* — сервозолотник; *6* — кириш канали; *7* — чиқиш канали; *8* — гидравлик уйғоткич). Ушбу схемада тезланиш ва нисбий силжиш датчикларининг сигналлари электр токи билан таъминланувчи кучайтиргичга берилади. Кучайтиргич куч ҳосил қилувчи цилиндрдан (ташқи гидравлик энергия манбадан) кам даражада сиқилган иш суюқлигининг берилишини ва унинг куч цилиндридан тўкилишини ростловчи золотникнинг ҳаракатини бошқарувчи сигнал ҳосил қилади. Золотник орқали иш суюқлиги оқимининг тезланиши, нисбий тезлиги, нисбий силжиш ва нисбий силжиш интеграли ростланади. Ҳар бир тескари алоқа (боғланиш) каналига кўра кучайиш коэффициентлари мустақил тарзда созланади.

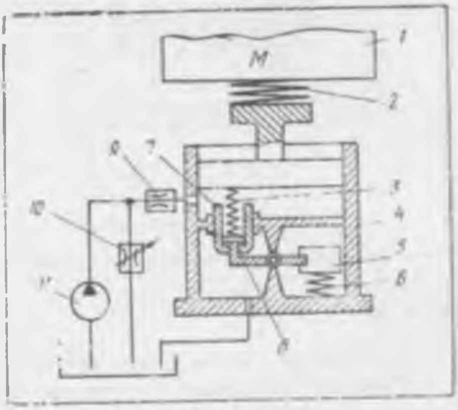
Қопқоқ (заслонка) пишангининг шарнирли бирикмаларидаги тирқишлардан ҳамда юқори частоталарда унинг деформацияланишидан келиб чиқадиган амплитуда ва фаза бузилишларини йўқотиш учун гидравлик титрашдан муҳофазалаш системаси схемасида (10.48-расм) «гидравлик пишанг» қўлланилади. У ҳар хил диаметрли иккита сильфондан тайёрланиб, сиқилмайдиган суюқлик билан тўлдирилади. Изоляцияланувчи объектнинг куч системаси поршенига нисбатан ҳолатини бар-



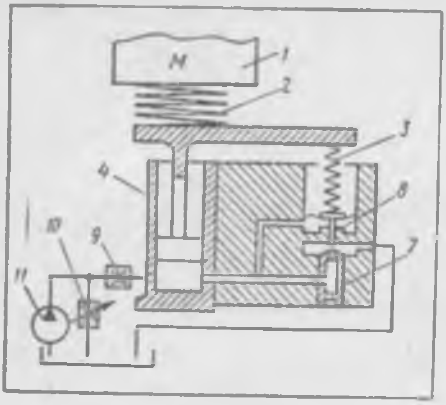
10.47- расм



10.48- расм

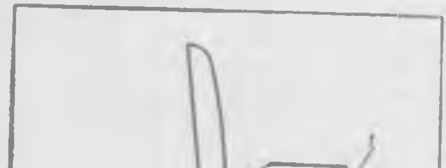


10.49- расм



10. 50- расм

қарорлаштириш учун, шунингдек суюқликнинг иссиқликдан кенгайишини компенсациялаш мақсадида сильфонларда нисбий силжиш бўйича тескари боғланиш сигналини ҳосил қилувчи ҳолатни автоматик ростлаш системаси қўлланилган. Ана шундай титрашдан муҳофазалаш системасининг динамик нусхаси 10.49-расмда кўрсатилган *1* — изоляцияланувчи масса; *2* — эластик элемент; *3* — ҳолат бўйича тескари боғланиш; *4* — куч гидроцилиндри; *5* — масса; *6* — пружина; *7* — сопло; *8* — қопқоқ (заслонка). *9* — доимий дроссель, *10* — ростланувчи дроссель; *11* — таъминловчи насос).



10.51- расм

Кўрсатилган схемаларда самарадорликнинг қуйи чегараси титрашдаги силжиш датчигининг хусусий частотаси қиймати билан чекланган. Динамик нусхаси 10.50-расмда келтирилган (позицияларнинг тавсифи 10.49-расмда берилган гидравлик титрашдан муҳофазалаш системасида ушбу чекланиш йўқ. Бу ерда гидроцилиндр кўринишидаги куч системаси бошқариш системаси билан битта корпусда жойлашган. Бошқариш системасида иш суюқлиги босимини ростловчи механизм бўлиб, у куч цилиндри бўшлиғидаги босимнинг ўзгаришларини қайд қилувчи сезгир мембрана кўринишидаги датчикдан ва мембранага бикр қилиб маҳкамланган қопқоқдан тузилган: бу қопқоқ сопло билан биргаликда бошқарувчи сигнал ҳосил қилувчи элементни ташкил қилади.

10.51-расмда инсон-операторнинг курсиси (кресло) *1* ни титрашдан муҳофазаловчи гидравлик системанинг схемаси келтирилган (*2* — эластик элемент; *3* — гидроцилиндр; *4* — иш суюқлиги оқими датчиги ва сопло—

қопқоқ кўринишидаги элементлардан ташкил топган куч стабилизатори; 5, 6 — ҳолат ва тезланиш бўйича тескари боғланишлар). Ҳолат бўйича тескари боғланиш курсининг пойдеворга нисбатан турғун ҳолатда бўлишини таъминлайди. Тезланиш бўйича тескари боғланиш уйғотишни компенсациялаш ва инсон-оператор танасининг резонанс соҳаларида системанинг самарадорлигини ошириш учун зарур бўладиган илгарилама уйғотувчи таъсирнинг олдини олиш мақсадида киритилган. Система операторнинг курси билан бирга вертикал тебранишини мумкин қадар камайтиришга имкон беради.

ИККИНЧИ БЎЛИМ

МЕХАНИЗМЛАРНИНГ АСОСИЙ ТУРЛАРИ СХЕМАЛАРИНИ ЛОЙИҲАЛАШ УСУЛЛАРИ

11-боб

ҚУЙИ ЖУФТЛИКЛИ МЕХАНИЗМЛАР СХЕМАЛАРИНИ КИНЕМАТИК СИНТЕЗЛАШ. РОБОТ-МАНИПУЛЯТОР МЕХАНИЗМЛАРИ

3-бобда механизмнинг тузилиш схемасини ва унинг бўғинлари ўлчамларини билган ҳолда механизм бўғинлари ва нуқталарининг ҳолат функцияларини ҳамда узатиш функцияларини қандай аниқлаш, яъни унинг кинематик хусусиятларини қандай аниқлаш мумкинлиги кўрсатилган эди. Механизмни лойиҳалашда тескари масалани ҳам ҳал этиш лозим бўлади: танланган тузилиш схемасига ва берилган кинематик хусусиятларга кўра, лойиҳаланувчи механизм бўғинларининг шундай ўлчамларини аниқлаш кераки, бу ўлчамларда улар талаб қилинувчи ҳаракатни амалга оширадиган бўлсин. Бундай масала механизмнинг кинематик схемасини синтезлаш дейилади ва уни ечиш усуллари китобнинг II бўлими бобларида баён этилади.

Қуйи кинематик жуфтликли механизмларни (пишанғли механизмларни) кинематик синтезлаш кўпгина муайян масалаларни ўз ичига олади, улардан қуйидагиларни кўрсатиш мумкин: бўғинларнинг бир қанча берилган дискрет ҳолатларига кўра синтезлаш; берилган аналитик ҳолат функцияларига кўра ёки алоҳида берилган кинематик параметрларга кўра (ўртача тезликка, олдинга ва орқага юришлардаги ўртача тезликлар нисбатига кўра ва ҳоказо) синтезлаш; бўғин нуқтасининг кўрсатилган траекториясига кўра синтезлаш.

Эркинлик даражаси битта бўлган пишангли механизмларни кинематик синтезлаш усуллари, шунингдек ёпиқ бўлмаган кинематик занжирли ҳамда эркинлик даражалари сони биттадан кўп бўлган механизмларни (манипулятор ва робот механизмларини) тадқиқ этиш йўллари ушбу бобда баён этилади.

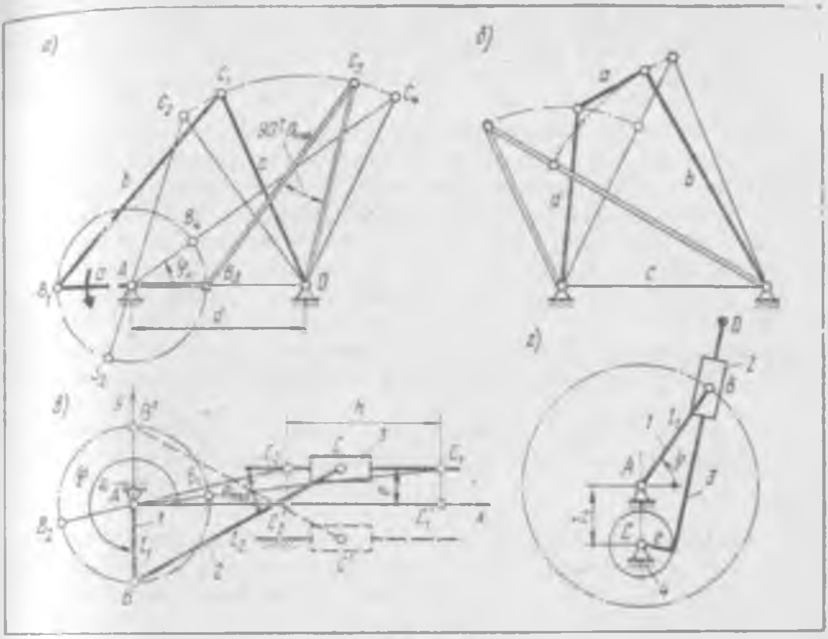
11.1-§. Тўрт бўғинли текис механизмларда кривошипнинг мавжудлиги шарти

Механизмни синтезлашда бўғинларининг узунликлари нисбатига боғлиқ бўлган уларнинг бурила олувчанлиги (унда бир ёки иккита кривошипнинг мавжудлиги) унинг муҳим кинематик хусусияти ҳисобланади [1]. Даставвал бўғинларининг узунлиги a,b,c ва d га тенг бўлган шарнирли, тўрт бўғинли текис $ABCD$ механизмни (11.1-расм, a) кўриб чиқамиз. AB бўғин кривошип бўла олиши учун у айланиш чоғида чекка чап (AB_1) ва ўнг (AB_2) ҳолатлардан олдинма-кетин ўтиши лозим.

a — энг қисқа бўғиннинг, d — энг узун бўғиннинг узунликлари деб фараз қилиб ва учбурчак томонлари узунликлари орасидаги маълум муносабатдан фойдаланиб (учбурчак исталган томонининг узунлиги унинг қолган томонлари узунликларининг йиғиндисидан кичик бўлади) қуйидаги тенгсизликларни ёзамиз:

ΔB_1C_1D дан

$$d + a < b + c, \tag{11.1}$$



11.1- расм

ΔB_3C_3D дан

$$d - a < b + c. \qquad (11.2)$$

b ва c узунликлар муносабатидан қатъи назар, (11.1) тенгсизлик ҳамма вақт (11.2) тенгсизликнинг бажарилишини таъминлайди.

Агар BC ёки CD бўғин энг узун бўғин бўлса ($b > c > d$ ёки $c > b > d$) у ҳолда (11.1) тенгсизлик фақат кучаяди.

AB_2 ва AB_4 ҳолатлар CD коромислонинг чекка ҳолатларини ифодалайди. 11.1-расм, a га кўра BC бўғин AD стойкага нисбатан тўла айлана олмайди ва шу сабабли у шатун бўлади.

(11.1) тенгсизлик шарнирли, тўрт бўғинли текис механизм бўғинининг бурила олиш шартини қуйидагича умумий ифодалашга имкон беради: шарнирли тўрт бўғинли механизмдаги энг қисқа ва энг узун бўғинларнинг йиғиндиси қолган бўғинлар йиғиндисидан кичик бўлса, у ҳолда энг қисқа бўғини кривошип бўла олади. Ушбу қоида Грасгоф қоидаси дейилади.

Ушбу қоидага мувофиқ шарнирли, тўрт бўғинли механизмларни уч туркумга бўлиш мумкин:

агар бўғинларининг ўлчамлари қоида талабларини қаноатлантирса ва энг қисқа бўғини билан ёнма-ён жойлашган бўғини стойка қилиб олинса, бундай механизм кривошип-коромислоли механизм бўлади (11.1-расм, a);

агар энг қисқа ва энг узун бўғинлари узунликларининг йиғиндиси қолган бўғинларн узунликлари йиғиндисидан кичик ва энг қисқа бўғини

стойка (қўзғалмас бўғин) бўлса, бу механизм икки кривошипли механизм ҳисобланади; бу қоида ушбу ҳолдан келиб чиқади: агар Грасгоф қоидасига амал қилинганда кривошип стойка ва шатунга нисбатан тўла айлана олса, у ҳолда бу бўғинлар ҳам кривошипга нисбатан тўла айлана олади;

агар бўғинлари ўлчамлари қоидани қаноатлантирмаса, шунингдек энг қисқа ҳамда энг узун бўғинларининг узунликлари йиғиндиси қолган бўғинлари узунликлари йиғиндисидан кичик бўлса, аммо энг қисқа бўғини шатун ҳисобланса (11.1-расм, *б*), бундай механизм икки коромислоли бўлади, чунки бу ҳолда қисқа бўғин стойка билан ёнма-ён жойлаша олмаганлиги сабабли энди у кривошип бўла олмайди.

(11.1) тенгсизлик тенгликка айланган хусусий ҳолда механизмнинг ҳамма бўғинлари унинг энг четки ҳолатларидан бирида битта тўғри чизиқда жойлашади. Натижада чиқиш бўғинининг ҳаракатида ноаниқлик пайдо бўлади (яъни бўғин ё у, ёки бошқа йўналишда ҳаракатлана олади).

Агар айланиш чоғида кривошип $\varphi = 90$ ва $270°$ га тенг ҳолатлардан ўтса, *ўқдош бўлмаган кривошип-ползунли механизмда* (11.1-расм, *в*)

$$l_1 < l_2 - |e|$$

шарт бажарилганд бўғин *1* кривошип бўла олади, бунда e — ўқдан четга чиқиш (дезаксиал). $e < 0$ бўлган ҳол учун схема штрих чизиқ билан кўрсатилган. Агар $l_1 > l_2 - |e|$ бўлса, бўғин *1* коромисло ҳисобланади; бундай механизмни коромисло-ползунли механизм деб аташ тўғри бўлади.

Кулисали механизмда (11-расм, *г*) бўғин *1* ҳамма вақт кривошип бўла олади; агар *CD* бўғин (кулиса) айланиш чоғида $\varphi = 270°$ га тенг ҳолатдан ўтса, у ҳам кривошип бўлади, аммо бунинг учун қуйидаги шарт бажарилиши керак:

$$l_1 > l_4 + e,$$

бунда e — кулисанинг ўқдан четга чиқиши; бу ҳолда механизм айланувчи кулисали механизм ҳисобланади. Агар $l_1 < l_4 + e$ бўлса, у ҳолда *CD* кулиса коромисло бўлади (тебранувчи кулисали механизм). Ўқдан четга чиқиши $e = 0$ бўлган кулисали механизмлар энг кўп учрайди.

11.2-§. Тўрт бўғинли механизмларни бўғинларнинг икки ҳолатига кўра синтезлаш

Кривошип-ползунли механизм. Ўқдан четга чиқиши $e = 0$ бўлган марказий кривошип-ползунли механизм (11.2-расм, *а*) учун ползун *3* нинг йўли (унинг энг катта силжиши) кривошип узунлигидан икки марта ортиқ; $h = 2l_1$. Ползуннинг четки ҳолатлари кривошипнинг $\varphi = 0$ ва $180°$ бурчак координаталарига тўғри келади.

Илгари айтилганидек, механизмларни лойиҳалашда механизмнинг кучларни узатиш шартини ва ишлаш қобилиятини ифодалайдиган жуда муҳим параметрни — босим бурчаги θ ни эътиборга олиш лозим (θ — етакланувчи бўғинга қўйилган куч вектори билан ҳаракатлантирувчи куч қўйилган нуқтанинг тезлик вектори орасидаги бурчак; бунда иш-

қаланиш ҳамда массаларнинг тезланувчан ҳаракатлари ҳозирча ҳисобга олинмайди). Босим бурчаги рухсат этилган қийматдан ошиб кетилмаслиги керак: $\theta_{max} < \theta_{р.э}$. Куч етакланувчи бўғинга узатиладиган бўлса, θ бурчак механизм схемасида унинг қайси бўғини етакланувчи эканлигига боғлиқ равишда кўрсатилади. Агар етакланувчи бўғин ползун *3* бўлса, у ҳолда унга $\bar{F}_{32}$ куч θ_{32} босим бурчаги билан узатилади, агар кривошип *1* бўлса, у ҳолда F_{12} куч $\bar{v}_B$ тезлик вектори билан θ_{12} бурчакни ҳосил қилади.

Кривошип етакланувчи бўлганда цикл ичида θ_{12} босим бурчаги икки марта (шатун ва кривошип битта чизиқда жойлашган ҳолларда) 90° га тенг бўлган энг катта қийматга эга бўлади. Кривошип ушбу ҳолатлардан кривошип *1* билан бикр боғланган деталларнинг айланувчи массалари инерцияси туфайли ўтади.

Энг катта $\theta_{32\,max}$ босим бурчаги $\theta_{32} = \theta_{32}(\varphi)$ функцияни тадқиқ этиб аниқланади. Марказий механизм учун ($e = 0$) босим бурчагининг энг катта қиймати $\theta_{32\,max} = \arcsin l_1/l_2$ $\varphi = 90$ ёки 270° бўлганда юзага келади. Бинобарин, $\lambda_2 = l_2/l_1$ нинг қиймати қанча кичик бўлса, механизмнинг ўлчамлари шунча кичик (кривошип узунлигига нисбатан), бироқ босим бурчаклари шунча катта бўлади. $\theta_{32\,max}$ нинг қиймати ошиб бориши билан, қайси бўғин етакланувчи бўлишидан қатъи назар, ползун билан йўналтирувчи орасидаги (ползун билан поршенли машина цилиндрининг девори орасидаги) куч катталашади. Шу сабабли ички ёнув двигателларининг механизмлари учун λ_2 ни $\lambda_2 = 3 \ldots 5$ атрофида танлаш қабул қилинган, бу эса $\theta_{32\,max} = 19 \ldots 11°$ га мос келади (қаранг: *Баранов Г. Г.* Курс теории механизмов и машин. М.: 1967).

Марказий бўлмаган кривошип-ползунли механизмда (11.1-расм, *в*) поршень йўли (унинг энг катта силжиши) $\triangle AC_1C_1'$ ва $\triangle AC_2C_2'$ лардан аниқланади:

$$h = l_{C1C2} = \sqrt{(l_1 + l_2)^2 - e^2} - \sqrt{(l_2 - l_1)^2 - e^2}, \qquad (11.3)$$

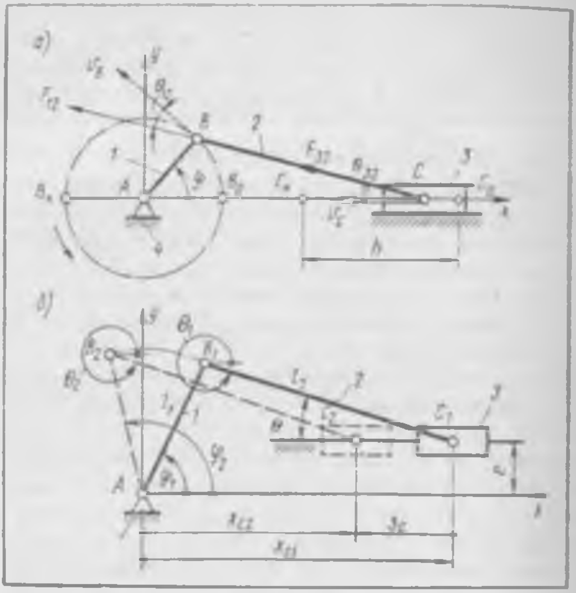
бундан, агар h, e ва $\lambda_2 = l_2/l_1$ берилган бўлса, l_1ни топиш мумкин (масалан l_1 нинг $h/2$ га яқин бўлган бир қанча қийматларини қабул қилган ва ҳамма тенгламаларнинг чап ва ўнг томонларининг тенглигини текширган ҳолда интерполяцион яқинлаштириш усули билан). $e > 0$ бўлганда энг катта босим бурчаги ($\theta_{32\,max}$) $\varphi = 270°$ да юз беради; $e < 0$ бўлганда эса $\varphi = 90°$ да юз беради.

Агар кривошипнинг φ_1 ва φ_2 координаталар билан аниқланадиган икки ҳолати (11.2- расм, *б*), ползуннинг s_C силжиши (11.2-расм, *б* да $s_C < 0$) ва $\lambda_2 = l_2/l_1$ ҳамда $\lambda_e = e/l_1$ нисбатлар берилган бўлса, у ҳолда l_1 ва l_2 бўғинларнинг узунлиги қуйидагича аниқланади. $\bar{l}_1 + \bar{l}_2$ вектор занжирини *у* ўқига проекцияласак, исталган ҳолат учун $l_1 \sin\varphi + l_2 \sin\Theta = e$ га эга бўламиз, бундан *1* ва *2* ҳолатлар учун бўғин *2* нинг бурчак координатаси қуйидагига тенг бўлади:

$$\Theta_{1,2} = \arcsin[(\lambda_e - \sin\varphi_{1,2})/\lambda_2].$$

Ўша занжирни *x* ўқига проекциялаб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$s_C = x_{C2} - x_{C1} = (l_1 \cos\varphi_2 + l_2 \cos\Theta_2) - (l_1 \cos\varphi_1 + l_2 \cos\Theta_1).$$



11.2- расм

бундан $l_2 = \lambda_2 l_1$ ни ўрнига қўйиб ушбуга эга бўламиз:

$$l_1 = s_C/[\cos\varphi_2 - \cos\varphi_1 + \lambda_2 (\cos\Theta_2 - \cos\Theta_1)].$$

Сўнгра λ_2 дан l_2 аниқланади.

Кривошип-коромислоли механизм (11.3-шакл). Агар стойканинг узунлиги l_4, етакланувчи коромислонинг узунлиги l_3 ва унинг четки ҳолатлардаги координаталари γ_1, γ_2 берилган бўлса, l_1 ва l_2 бўғинларнинг номаълум узунлиги қуйидагича аниқланади. C_1 ва C_2 нуқталарни тўғри чизиқлар орқали A нуқта билан туташтириб ушбуни ҳосил қиламиз:

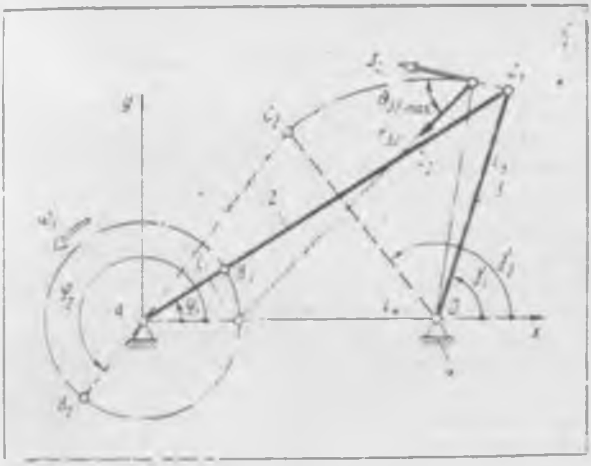
$$l_{AC_1} = l_1 + l_2; \qquad l_{AC_2} = l_2 - l_1,$$

бундан

$$l_1 = (l_{AC_1} - l_{AC_2})/2; \qquad l_2 = (l_{AC_1} + l_{AC_2})/2. \qquad (11.4)$$

θ_{32max} энг катта босим бурчаги $\varphi = 0$ ёки 180° бўлганда вужудга келади.

Цилиндри қайтма-айланма (**тебранма**) **ҳаракатланувчи механизм.** Гидроюритмаларда қўлланиладиган ушбу механизм 11.4-расм, *а* да AB_1C ва AB_2C четки ҳолатларда тасвирланган. Бир четки ҳолатдан бошқа четки ҳолатга ўтишда поршень $2h$ масофага сурилади (поршень йўли), l_1 узунликка эга бўлган етакланувчи коромисло 1 эса талаб қилинувчи β бурчакка бурилади. Поршеннинг юришида цилиндрдан тўла фойдала-



11.3- расм

ниш учун цилиндр узунлиги $l_3 \approx l_{B1C}$ нинг поршень йўли h га нисбатига асосланилади. Бу нисбат конструктив тарзда аниқланади ва $k = l_3/h > 1$ коэффициент кўринишида берилади. Масалан, $k = 1,3$; 1,4 ва ҳоказо.

Шунингдек, $\overline{F}_{12}$ куч узатиладиган цилиндр ўқи билан ана шу куч қўйилувчи нуқта тезлиги вектори $\overline{v}_B$ орасидаги бурчак кўринишидаги босим бурчаги θ ни ҳам хисобга олишга тўғри келади. Ушбу бурчак ўзгарувчан бўлади, шу сабабли лойиҳалашда θ_p, рухсат этилган босим бурчагига амал қилинади, шунда механизм ишлаётганда бу бурчак белгиланган қийматдан катталашиб кетмайди.

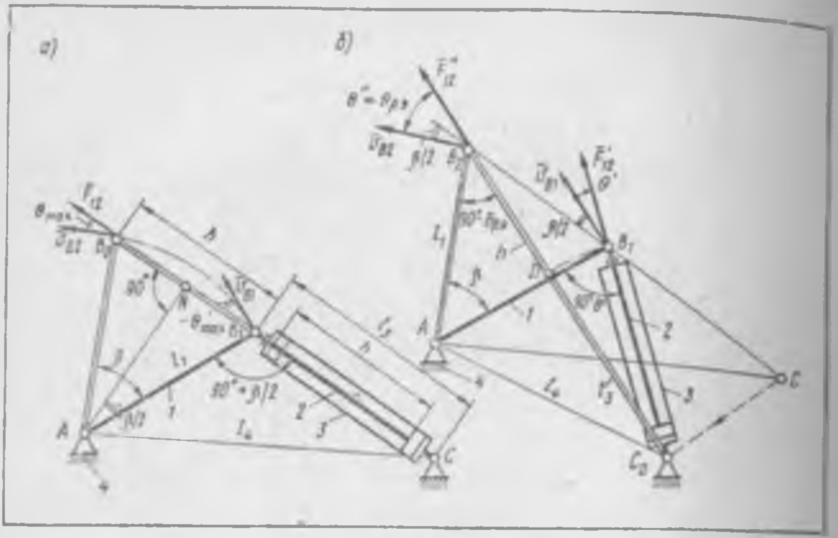
Берилган l_1, k_1, β ларга асосан бундай механизм схемасини *босим бурчакларига кўра энг мақбул синтезлаш* (11.4-расм, *а*) қуйидагича амалга оширилади. Етакланувчи бўғин *1* нинг икки AB_1 ва AB_2 ҳолатларини ясаб, поршень йўлини $k = l_{B1B2}$ га тенг қилиб оламиз. B_2B_1 чизиқнинг давомида $l_3 = l_{B1C} = kh$ кесмани белгилаб C нуқтани ҳосил қиламиз. ΔAB_1N ва ΔAB_2N лардан кўриниб турганиде, механизмнинг четки ҳолатларида босим бурчагининг абсолют қиймати энг катта бўлади: $\theta_{max} = \beta/2$.

Қолган ҳамма ҳолатларда босим бурчаги кичик бўлади, чунки B нуқта B_1 ҳолатдан B_2 ҳолатга ўтганида унинг ишораси ўзгаради, бинобарин, у ноль қийматдан ўтади. ΔAB_1N дан

$$h = 2l_1 \sin (\beta/2).$$

ΔAB_1C дан стойканинг узунлиги косинуслар теоремасига кўра аниқланади:

$$l_4 = l_{AC} = \sqrt{l_1^2 + l_3^2 + 2l_1 l_3 \sin \beta/2}\ .$$



11.4- расм

β бурчакнинг кичик қийматларида ушбу схемада θ_{max} бурчак $\theta_{р.з}$ бурчакдан анчагина кичик бўлади ҳамда l_4 стойка узунлигини кичрайтириш орқали механизмни ихчамлаштириш нуқтаи назаридан кинематик схеманинг ушбу вариантини яхшилаш мумкин.

$\theta_{max} = \theta_{р.з}$ бўлган ҳол учун механизмнинг *ташқи ўлчамларга кўра энг мақбул* схемасини қуйидагича ҳосил қиламиз (11.4-расм,*б*). l_1, k_1, β_1, $\theta_{р.з}$ параметрлар берилган бўлсин. Схеманинг дастлабки вариантини чизамиз. Сўнгра *C* нуқтани янги C_0 ҳолатга кўчирамиз; C_0 ҳолат учун механизмнинг *2* ҳолатида босим бурчаги рухсат этилган қийматгача ортади: $\theta'' = \theta_{р.з}$. *C* нуқта силжитилганда *1* ҳолатдаги босим бурчаги ҳам ўзгаради: дастлаб у кичиклашади, сўнгра ноль қийматдан ўтиб ишорасини ўзгартириши ва яна катталашиши мумкин.

Энди поршень йўли $h = l_{B2D} < l_{B1B2}$ га тенг бўлади; уни косинуслар теоремасидан фойдаланган ҳолда $\Delta C_0B_1B_2$ дан ҳосил қилинган квадрат тенгламани ечиб топиш мумкин:

$$(B_1C_0)^2 = (B_1B_2)^2 + (C_0B_2)^2 - 2B_1B_2 \cdot C_0B_2 \cos(\theta_{р.з} - \beta/2),$$

бу ерда

$$B_1C_0 = kh,\quad B_1B_2 = 2l_1 \sin(\beta_2/2),\quad C_0B_2 = kh + h = (k+1)h.$$

Ечиш натижасида қуйидаги формула ҳосил бўлади:

$$h = -b/2 + \sqrt{b^2/4 + c}\ ,$$

бу ерда

$$b = -4l_1\,(k+1)\,\sin(\beta/2)\cos(\theta_{р.з} - \beta/2)/(2k+1);$$

$$c = [2l_1 \sin(\beta/2)]^2/(2k+1).$$

Сўнгра $l_3 = kh$ аниқланади ҳамда ΔAC_0B_3 дан стойканинг узунлиги топилади:

$$l_4 = \sqrt{l_1^2 + (l_3+h)^2 - 2l_1(l_3+h)\sin\theta_{р.з}}\ .$$

Ҳаракат бошланишида етакланувчи бўғиндаги катта юкланиш қаршилигини енгиш лозим бўлган ҳол учун кинематик схеманинг ушбу варианти жуда мақсадга мувофиқ бўлади, чунки босим бурчаги $\theta' < \theta'' = \theta_{р.з}$ га тенг, натижада юритувчи (ҳаракатлантирувчи) $\overline{F}_{12}$ кучнинг A ўққа нисбатан моменти ошади ва кинематик жуфтликларда ишқаланишга бўладиган исрофлар камаяди.

Кинематик жуфтликларни шундай танлаш лозимки, оқибатда механизм статик аниқ бўлсин, агар буни амалга ошириш қийинчилик туғдирса, у ҳолда ортиқча боғламалар сони имкони борича камаядиган бўлсин. Агар A жуфтлик айланма, B ва C жуфтликлар сферик, поршень-цилиндр жуфтлиги цилиндрсимон бўлса, қурилаётган ҳолда механизм статик аниқ (ортиқча боғламаларсиз) бўлади. У ҳолда механизмнинг эркинлик даражалари сони $W = W_{а} + W_{м} = 1 + 2 = 3$ эканлигини ҳисобга олсак (икки маҳаллий қўзғалувчанлик-поршеннинг шток билан бирга айланиши ва цилиндрнинг ўз ўқларига нисбатан мустақил айланиши), Малишев формуласига асосан $q = 0$ ни ҳосил қиламиз.

11.3-§. Бўғинларининг уч ҳолатига кўра тўрт бўғинли механизмларни синтезлаш

Шарнирли тўрт бўғинли механизм. Стойканинг узунлиги l_4, кириш бўғини *1* нинг учта ҳолатидаги бурчак координаталари $\varphi = \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3$ ва унга мос келувчи чиқиш бўғинини *3* нинг бурчак координаталари $\gamma = \gamma_1, \gamma_2, \gamma_3$ берилган бўлсин (11.5-расм, *а*). l_1, l_2, l_3 бўғинларнинг узунлиги аниқлансин.

ABCDA вектор контурини кўриб чиқамиз, унинг учун механизмнинг исталган ҳолатида $\overline{l}_1 + \overline{l}_2 = \overline{l}_4 + \overline{l}_3$ бўлади. Ушбу контурни x ва y координата ўқларига проекциялаб ушбуга эга бўламиз:

$$l_1\cos\varphi + l_2\cos\Theta = l_4 + l_3\cos\gamma; \tag{11.5}$$

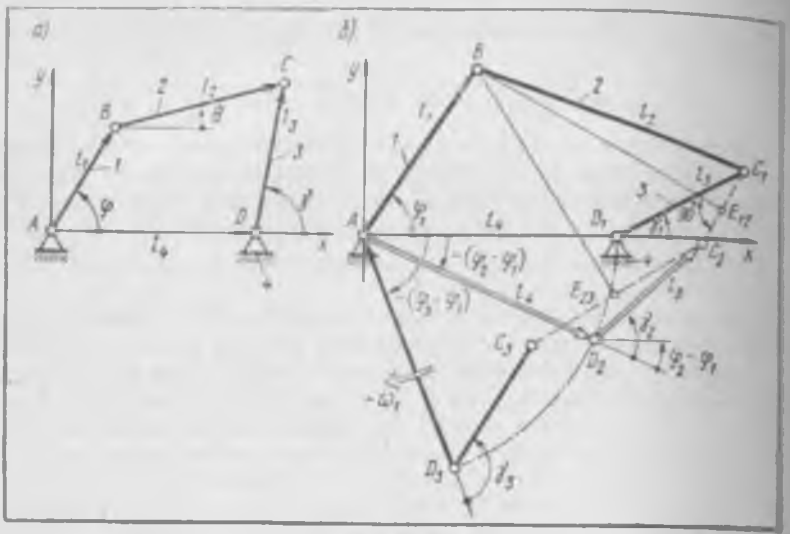
$$l_1\sin\varphi + l_2\sin\Theta = l_3\sin\gamma. \tag{11.6}$$

(11.5) ва (11.6) тенгламаларни Θ ли қўшилувчиларга нисбатан ечиб ҳосил бўлган тенгликларни квадратга кўтариб ва уларни қўшиб Θ бурчакни йўқотамиз:

$$l_2^2 = l_1^2 + l_3^2 + l_4^2 + 2l_3l_4\cos\gamma - 2l_1l_4\cos\varphi - 2l_1l_3\cos(\varphi - \gamma).$$

$2l_3l_4$ га бўлиб ҳамда φ ва γ бурчак қийматларини берилган φ_i ва γ_i ларга ($i = 1, 2, 3$) алмаштириб учта чизиқли тенгламалар системасини ҳосил қиламиз:

$$\frac{l_1}{l_4}\cos(\varphi_i - \gamma_i) + \frac{l_1}{l_3}\cos\varphi_i + \frac{l_2^2 - l_1^2 - l_3^2 - l_4^2}{2l_3l_4} = \cos\gamma_i,$$



11.5- расм

ёки

$$p_1\cos(\varphi_i - \gamma_i) + p_2\cos\varphi i + p_3 = \cos\gamma i \quad (i = 1, 2, 3), \qquad (11.7)$$

бу ерда ўлчамсиз параметрлар номаълум бўлади:

$$p_1 = \frac{l_1}{l_4}; \quad p_2 = \frac{l_1}{l_3}; \quad p_3 = \frac{l_2^2 - l_1^2 - l_3^2 - l_4^2}{2l_3l_4}. \qquad (11.8)$$

(11.7) системадан p_1, p_2, p_3 ларни топамиз, сўнгра (11.8) га асосан бўғинларнинг изланаётган узунлигини қуйидаги формулаларга кўра аниқлаймиз:

$$l_1 = p_1l_4; \quad l_3 = l_1/p_2; \quad l_2 = \sqrt{2l_3l_4p_3 + l_1^2 + l_3^2 + l_4^2}.$$

Шарнирли тўрт бўғинли механизмни чиқиш бўғинининг учта ҳолатига кўра ҳамда кириш бўғинининг мос учта бурилиш бурчагига кўра синтезлаш масаласини ҳаракатни тескари йўналтириш усулидан фойдаланиб ечиш мумкин. Бу ҳолда l_4, l_3 бўғинлар узунлиги чиқиш бўғини *3* нинг учта ҳолатдаги γ_1, γ_2, γ_3 координаталари ва кириш бўғинининг бурилиш бурчаклари $(\varphi_2 - \varphi_1)$ ва $\varphi_3 - \varphi_1)$ берилган бўлади. l_1, l_2 бўғинлар узунлиги ва бошланғич (*I* ҳолатдаги) φ_1 бурчак координатасини топиш талаб қилинади.

Берилган шартларга кўра *B* шарнирнинг ҳолати бутун механизмни *A* марказ атрофида $(-\omega_1)$ бурчак тезлик билан айлантириш орқали аниқланади. Натижада *Axy* координаталар системасида *AB* бўғин қўзғалмас бўлиб қолади, унинг ўрнига AD_1 стойка (11.5-расм, *б*) қарама-қарши томонга айлана бошлайди. Механизмнинг *2* ва *3* ҳолатларида стойканинг абсциссалар ўқига нисбатан бурчак координаталари $-(\varphi_2 - \varphi_1)$ ва $-(\varphi_3 -$

$-\varphi_1$) бўлади. C шарнирнинг ҳолати стойкага нисбатан аниқ бўлиб, берилган γ_1, γ_2, γ_3 бурчакларни ясаш билан аниқланади (C_1, C_2, C_3 нуқталар). BC шатуннинг узунлиги берилган учала ҳолатда ҳам ўзгармаслиги сабабли ($BC = BC_i$, $i = 1, 2, 3$), C_i нуқта B марказ атрофида чизилган айланада жойлашади. Бинобарин, номаълум B нуқтанинг ҳолатини топиш учун C_i нуқталар C_1C_2 ва C_2C_3 тўғри чизиқлар орқали туташтирилади, сўнгра уларнинг ўрталари E_{12}, E_{23} дан перпендикуляр чизиқлар ўтказилади ва уларнинг кесишув нуқтаси топилади. Масалани аналитик усулда ечишда C_i нуқтанинг x_i, y_i координаталарини ҳосил қилувчи формулани тузиш учун AD_iC_i кинематик занжир $\overline{l}_4$ ва $\overline{l}_3$ векторлар йиғиндиси кўринишида кўрсатилган. C_i нуқтанинг координаталари кўрсатилган вектор занжирини координата ўқларига проекциялаш орқали аниқланади:

$$x_i = l_4 \cos(\varphi_i - \varphi_1) + l_3 \cos[\gamma_i - (\varphi_i - \varphi_1)];$$
$$y_i = -l_4 \sin(\varphi_i - \varphi_1) + l_3 \sin[\gamma_i - (\varphi_i - \varphi_1)].$$

B нуқтанинг координаталарини B марказдан l_2 радиус билан чизилган айлана тенгламалари системасидан топамиз:

$$(x_i - x_B)^2 + (y_i - y_B)^2 = l_2^2; \; i = 1, 2, 3. \tag{11.9}$$

Учта x_B, y_B ва l_2 номаълумли учта (11.9) тенгламалар системаси x_B^2 ва h_B^2 ларни йўқотиш мақсадида унча мураккаб бўлмаган ўзгартиришлардан сўнг чизиқли кўринишга келтирилади. x_B ва y_B координаталарга кўра механизм кинематик схемасининг изланаётган қуйидаги параметрлари аниқланади:

кириш бўғинини I нинг узунлиги

$$l_{AB} = l_1 = \sqrt{x_B^2 + y_B^2}; \tag{10.10}$$

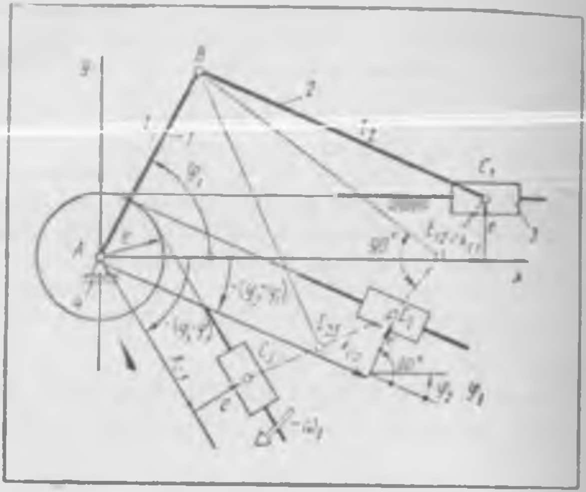
BC шатуннинг узунлиги [B (x_B, y_B) ва C_1 (x_1, y_1) нуқталар орасидаги масофа тарзида]

$$l_{BC} = l_2 = \sqrt{(x_1 - x_B)^2 + (y_1 - y_B)^2}; \tag{11.11}$$

кириш бўғинининг бошланғич бурчак координатаси

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg}(y_B/x_B). \tag{11.12}$$

Кривошип-ползунли механизм. Бундай механизмнинг схемасини кириш ва чиқиш бўғинларнинг учта ҳолатига кўра лойиҳалаш (11.6-расм) Axy координаталар системасида тўрт шарнирли механизмни синтезлаш каби амалга оширилади. Вазифа бўғинларнинг номаълум l_1 ва l_2 узунлигини аниқлашдан, шунингдек белгиланган ўқдан четга чиқиш (эксцентриситет) e га кўра, ползун C нуқтасининг учта чизиқли x_{C1}, x_{C2}, x_{C3} координаталарига кўра ва биринчи бўғиннинг унинг бошланғич (дастлабки) ҳолатига нисбатан бурилиш бурчаклари $\varphi_2 - \varphi_1$ ва $\varphi_3 - \varphi_1$ га кўра унинг дастлабки бурчак координатаси φ_1 ни топишдан иборат.



11.6- расм

Ана шу шартларга кўра 3 шарнирнинг ҳолатини аниқлаш учун ҳаракатни тескари йўналтириш усулидан фойдаланилади, яъни бутун механизм A нуқта атрофида $(-\omega_1)$ бурчак тезлик билан айлантирилади. Натижада AB бўғин қўзғалмас бўлиб қолади, унинг ўрнига эса қарама-қарши йўналишда стойка, бинобарин, ползуннинг йўналтирувчи ўқи айланади. e эксцентриситет мавжуд бўлганда ушбу ўқ ҳамма ҳолатларда e радиусли айланага уринма бўлади.

График тарзда B шарнирнинг маркази C_1C_2 ва C_2C_3 кесмаларнинг ўртасидан чиқарилган BE_{12} ва BE_{23} перпендикуляр чизиқларнинг кесишув нуқтаси каби аниқланади.

Масалани аналитик усулда ечишда. $\overline{x}_{Ci}+\overline{e}$ векторлар йиғиндисининг координата ўқларига проекциялари тенгламаларидан C_i ползун нуқталарининг $(i = 1, 2, 3)$ x_i ва y_i координаталари аниқланади:

$$x_i = x_{Ci}\cos\,[-(\varphi_i - \varphi_1)] + e\cos\,[90^\circ - (\varphi_i - \varphi_1)];$$

$$y_i = x_{Ci}\,\sin\,[-(\varphi i - \varphi_1)] + e\sin\,[90^\circ - (\varphi_i - \varphi_1)],$$

ёки керакли ўзгартиришлардан сўнг қуйидагилар ҳосил қилинади:

$$x_i = x_{Ci}\cos\,(\varphi_i - \varphi_1) + e\sin\,(\varphi_i - \varphi_1);$$

$$y_i = -x_{Ci}\sin\,(\varphi_i - \varphi_1) + e\cos\,(\varphi_i - \varphi_1).$$

Масала ечимининг давоми тўрт шарнирли механизмнинг ечимига ўхшаш бўлиб, (11.9)—(11.12) формулаларга асосан амалга оширилади.

11.4-§. Механизмларни бўғиннинг ўртача тезлигига ва чиқиш бўғини ўртача тезлигининг ўзгариш коэффициентига кўра синтезлаш

Кривошип-коромислоли механизм. Чиқиш бўғинининг узунлиги l_3 ва унинг четки ҳолатлари координаталари γ_1 ва γ_2 берилган (11.7-шакл). $\gamma_2 - \gamma_1 = \beta$ айирма чиқиш бўғинининг бурчак йўли бўлади. AB кривошип равон айланиб, унинг маркази x ўқида ётувчи ҳозирча номаълум бўлган қандайдир A нуқтада жойлашади.

Коромислонинг *1* ҳолатдан *2* ҳолатга кўчишини тўғри юриш деб, унинг қарама-қарши томонга ҳаракатини тескари юриш деб қабул қиламиз.

Чиқиш бўғини ўртача бурчак тезликларининг нисбати тескари ва тўғри юришда бирор берилган $k_\omega = \omega_{тес}/\omega_{тўғ}$ катталикка (чиқиш бўғини ўртача тезлигининг ўзгариш коэффициентига) тенг бўлган механизмнинг кинематик схемасини лойиҳалаш талаб қилинади.

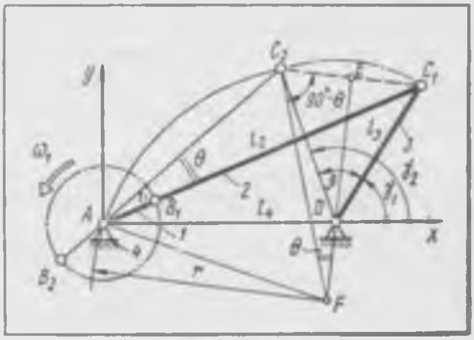
11.7-расмда механизмнинг иккита четки ҳолати тасвирланган бўлиб, уларнинг ҳар бирида кривошип ва шатун битта тўғри чизиқда ётади; ана шу AC_1 ва AC_2 чизиқлар орасидаги бурчак Θ билан белгиланган. Чизмадан кўриниб турибдики, $t_{тўғ}$ тўғри юриш вақтида кривошип $(180° + \Theta)$ бурчакка бурилади, $t_{тес}$ тескари юриш вақтида эса $(180° - \Theta)$ бурчакка бурилади. Бинобарин, кривошип равон айланганда

$$K_\omega = \frac{\beta/t_{тес}}{\beta/t_{тўғ}} = \frac{180° + \Theta}{180° - \Theta},$$

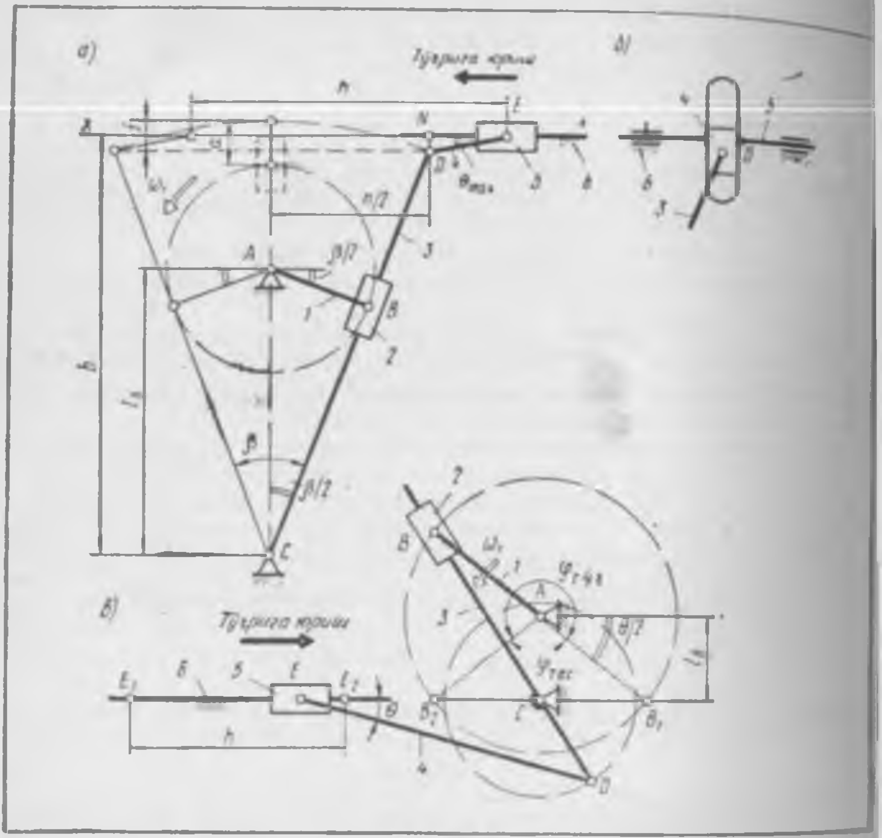
бундан

$$\Theta = 180° \frac{K_\omega - 1}{K_\omega + 1}.$$

Агар β бурчак йўлини тенг иккига бўлувчи DE тўғри чизиқ ўтказсак ҳамда C_2 нуқтадан DE чизиқ билан Θ бурчак ҳосил қилувчи C_2F чизиқни чизсак, у DE чизиқ билан қандайдир F нуқтада кесишади. $l_{FC2} = r$ радиусли айлана кривошипнинг изланаётган A айланиш марказларининг геометрик ўрни бўлади, чунки ушбу айлананинг исталган нуқтасида чизилган $\angle C_1AC_2$ ўша C_1C_2 ёйга таяниб турувчи марказий $\angle C_1FC_2 = 2\Theta$ бурчакнинг ярмига, яъни Θ бурчакка тенг бўлади. Ушбу айлананинг абсциссалар ўқи билан кесишиш нуқтаси масалада берилган ўлчамларга асосан A кривошипнинг айланиш маркази бўлади. Бундан сўнг масала механизмни бўғин *3* нинг иккита четки ҳолатига



11.7- расм



11.8- расм

кўра синтезлашдан иборат бўлади (11.2-§ га қаранг); l_1 кривошипнинг ва l_2 шатуннинг узунлиги (11.4) формулалардан аниқланади.

Агар лойиҳаланган механизмда босим бурчагининг энг катта қиймати рухсат этилган қийматдан катта бўлса, r радиусли айланада кривошипнинг айланиш маркази ҳолатини ўзгартириш (A нуқтадан юқорироқ олиш) лозим.

Кривошип-ползунли механизм. Машиналарни лойиҳалашда баъзида ползуннинг (поршеннинг) ўртача тезлиги $v_{ўр}$ (м/с) берилади. Марказий кривошип-ползунли механизм (11.2-расм, *а*) учун кривошипнинг бир марта айланишига мос келувчи ползуннинг (поршеннинг) қўш йўли $2h = 4l_1$ га тенг.

Агар кривошип валининг айланиш частотаси (секундига айланишлари сони) n (1/с) га тенг бўлса, у ҳолда

$$v_{ўр} = 2hn = 4l_1 n,$$

бунда кривошипнинг узунлиги (м) $l_1 = v_{ўр}/(4n)$.

Сўнгра берилган $\lambda_2 = l_2/l_1$ га кўра шатуннинг l_2 узунлигини аниқлаш мумкин.

Тебранувчи кулисали механизм. Олти бўғинли кулисали механизм (11.8-расм, *a*) кривошип *1* нинг айланма ҳаракатини ползун *5* нинг илгарилама-қайтма ҳаракатига ўзгартириб беради, бунда ползуннинг орқага қайтишидаги $v_{тес}$ ўртача тезлиги тўғри юришидаги $v_{тўғ}$ ўртача тезлигидан K_v марта катта бўлади. Одатда чиқиш бўғини *5* нинг *h* йўли ва унинг ўртача тезлигининг ўзгариш коэффициенти $K_v = v_{тес}/v_{тўғ}$ берилган бўлади.

Масалан, рандалаш ва тешик ўйиш дастгоҳларида буюм кесувчи асбобнинг берилган кесиш тезлиги билан бир ўйишида ишланади, асбобнинг салт (тескари) юриши эса ундан каттароқ ўртача тезликда амалга ошади; бу ҳолда $K_v > 1$ бўлади.

$\omega_1 = \text{const}$ бўлганда K_v коэффициент ва кулисанинг β оғиш бурчаги (бурчак йўли) ўзаро қуйидаги муносабат орқали боғланган бўлади:

$$K_v = \frac{h/t_{тес}}{h/t_{тўғ}} = \frac{180° + \beta}{180° - \beta},$$

бундан

$$\beta = 180° \frac{K_v - 1}{K_v + 1},$$

Кулисанинг четки ҳолатидаги узунлиги ушбу формуладан аниқланади:

$$l_3 = l_{CD} = h/[2\sin(\beta/2)].$$

CD кулисанинг ўрта (вертикал) ҳолатида l_3, $l_6 = l_{AC}$ (стойка) ва $l_1 = l_{AB}$ бўғинларнинг узунлиги қуйидаги муносабат орқали боғланган бўлади:

$$l_3 = l_6 + l_1 + a, \qquad (11.13)$$

бу ерда *a* ўлчам кулиса узунлигидан тўлароқ фойдаланиш мақсадида конструкция нуқтаи назаридан танланади. Бошқа томондан, $\triangle ABC$ дан

$$l_1 = l_6 \sin(\beta/2). \qquad (11.14)$$

l_1 қийматини (11.13) ифодага қўйиб стойканинг узунлиги (ўқлар орасидаги масофа) топилади:

$$l_6 = (l_3 - a)/[1 + \sin(\beta/2)].$$

l_6 ҳисоблаб топилгандан сўнг (11.14) формуладан l_1 ни аниқлаш мумкин; қурилган турдаги механизмлар учун одатда $l_6/l_1 \geqslant 2$.

Кулисали механизмнинг афзаллиги шундаки, кривошип етакчи бўлганда кулиса тоши (ползун) *2* дан кулиса *3* га куч узатилганда босим бурчаги нолга тенг бўлади: $\theta_{32} = 0$. Бўғин *4* дан етакланувчи ползун *5* га куч узатилганда босим бурчаклари энг кичик бўлиши учун *xx* ўқининг ҳолатини шундай танлаш керакки, у *f* сегмент стрелкасини тенг иккига бўлсин. У ҳолда тўғри бурчакли $\triangle NDE$ да бўғин *4* нинг узунлиги

$$l_4 = l_{DE} > f/(2\sin\theta_{p.э}),$$

бу ерда

$$f = l_3 - l_3 \cos(\beta/2);$$

бу ҳолда $\theta_{max} \leqslant \theta_{p.э}$ муносабат таъминланади.

Кулисанинг айланиш ўқи билан ползун 5 нинг йўналтирувчи ўқи орасидаги масофа қуйидаги формуладан топилади: $b = l_3 - f/2$.

Икки тизгинли бўғин 4, 5 лар группасининг иккита илгарилама ва битта айланма жуфтликли бошқа варианти ҳам қўлланилади (11.8-расм, *б*). Босим бурчаклари нуқтаи назаридан бу вариант олдингисидан яхшироқдир: $\theta_{54} = 0$.

Айланувчи кулисали механизм. Бундай механизмнинг энг кўп учрайдиган варианти схемаси 11.8-расм, *в* да тасвирланган. Қуйидагилар берилган: кривошипнинг $l_1 = l_{AB}$ узунлиги, ползун 5 нинг h йўли ва унинг ўртача тезлигининг ўзгариш коэффициенти $K_v = v_{тес}/v_{тўғ} > 1$.

Ползун 5 нинг тўғри юриши кривошип 1 $\varphi_{тўғ} = 180° + \Theta$ бурчакка бурилганда, орқага қайтиши эса кривошип $\varphi_{тес} = 180° - \Theta$ бурчакка бурилганда содир бўлади. Шу сабабли $\omega_1 = \text{const}$ бўлганда

$$K_v = \frac{h/t_{тес}}{h/t_{тўғ}} = \frac{180° + \Theta}{180° - \Theta},$$

бу ерда

$$\Theta = 180° \frac{K_v - 1}{K_v + 1}.$$

Кривошип 1 ва кулиса 3 нинг айланиш ўқлари орасидаги $l_6 = l_{AC}$ масофа $\triangle AB_1C$ дан қуйидаги формулага кўра аниқланади:

$$l_6 = l_1 \sin(\Theta/2);$$

одатда, бундай турдаги механизмлар учун $l_1/l_6 > 2$.

Ползун E нуқтасининг четки ҳолатлари (E_1 ва E_2) кулиса 3 ва шатун 4 нинг йўналишлари мос бўлганда B нуқтанинг ҳолатларига (B_1 ва B_2) кўра аниқланади, шу сабабли CD кривошипнинг узунлиги $l_{CD} = h/2$ га тенг.

Шатун 4 нинг узунлиги шундай бўлиши лозимки, босим бурчагининг энг катта қиймати $\theta = \theta_{54}$ рухсат этилган $\theta_{p.э}$ қийматидан ошиб кетмасин, шу сабабли

$$l_4 > h/(2\sin\theta_{p.э}).$$

Шатун 4 ни чекли узунликдан ҳам узун қилиб олиш ярамайди, чунки бунда механизмнинг ўзи ҳам катталашиб кетади. Кулисали жуфтлик 2-3 (тош — кулиса) да энг кичик кучлар ҳосил қилиш учун кривошип 1 нинг узунлигини иложи борича катта қилиб олиш даркор, бироқ бунда механизмнинг ўзи катталашиб кетишини назарда тутиш керак.

Пишангли механизмларни берилган узлуксиз ҳолат функциясига кўра ҳамда кўрсатилган траекторияга кўра синтезлашга доир мураккаброқ масалаларни ёзиш методикаси ушбу дарсликда кўриб чиқилмайди; ушбу методикани [5] дан ўқиб олишингиз мумкин.

11.5-§. Манипуляторлар, уларнинг тузилиши ва ишлатилиш соҳаси

Манипулятор деб, инсон қўлининг ишини бажариш учун мўлжалланган техник қурилмага айтилади. Манипуляторнинг асосий механизми бир қанча эркинлик даражасига эга бўлган очиқ кинематик занжирли, пишангли фазовий механизмдир. Манипуляторлар ёрдамида инсон учун хавфли ёки зарарли шароит билан боғлиқ бўлган ишлар, шунингдек кўп меҳнат талаб қиладиган ва бир зайлдаги ишлар бажарилади. Манипуляторлар темирчилик-пресслаш ва қуймакорлик ишларида (масалан, оғир хом ашёни штампга жойлаш, қум пуркаш машиналарига хизмат кўрсатиш), кўмир қазиш саноатидаги бурғулаш машиналарида, соат йиғишда, машинасозликдаги пайвандлаш, йиғиш, буюмларни бўяш каби технологик жараёнларда қўлланилади.

Қўл билан бошқариладиган механик манипуляторлар ва автоматик бошқариладиган манипуляторлар бор.

Қўл билан бошқариладиган манипуляторлар инсон-оператор қўлининг ҳаракатлари ва кучини тақлидий тарзда такрорлайди (тақлид қилувчи манипуляторлар), бунда баъзи ҳолларда ижрочи механизм берилаётган ҳаракат ва кучни оширилган ҳолда амалга оширади.

Тақлид қилувчи механик манипуляторлар симметрик жойлашган иккита механизм — бошқарувчи ҳамда ижрочи механизмлардан (бошқача айтганда, топшириқ берувчи ва уни бажарувчи қўллардан) ташкил топган бўлиб, улар орасидаги боғланиш турли механик узатмалар орқали амалга ошади.

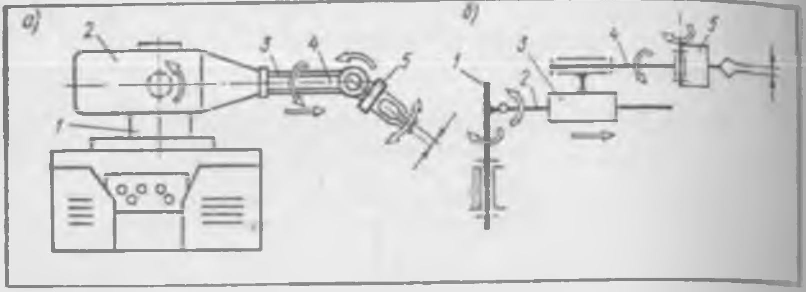
Манипуляторнинг хизмат кўламини инсон-оператор қўлининг иш кўламига нисбатан катталаштириш мумкин. Бунинг учун ичида куч узатувчи алоқа воситалари бўлган труба жойлашган сферик шарнир қўлланилади. Ушбу труба бошқариш дастасининг ҳаракатларини айнан, аммо катталаштирилган ўлчамда такрорловчи, елкалари баробар бўлмаган пишанг вазифасини бажаради. Агар оператор ҳаракати ва кучини герметик (тешиксиз ва зичламаларсиз) девор орқали узатиш лозим бўлса, торецли ва цилиндрсимон магнитли муфталардан фойдаланилади.

Кўп ҳолларда оператордан анча узоқда жойлашган тақлид қилувчи манипуляторлар ишини бошқариш лозим бўлади; бундай масофадан бошқарилувчи манипуляторларда ҳаракат ва кучнинг узатилишини таъминловчи тақлидий системалар қўлланилади.

Автоматик бошқарилувчи манипуляторларда ижрочи механизм бўғинлари аниқ программа бўйича юритмалардан ҳаракат олади.

Манипуляторлардаги юритмалар механик, электр, гидравлик, пневматик ва аралаш тарзда бўлиши мумкин. Гидроюритма оғир юкларни (50 кг ва ундан оғир) 1 м/с гача тезликда ҳаракатлантира олади [3].

Турли ташиш ишларини (буюмни юклаш, силжитиш, олиш ва ҳоказо) бажариш учун мўлжалланган ҳамда ўзгармас программа бўйича иш-

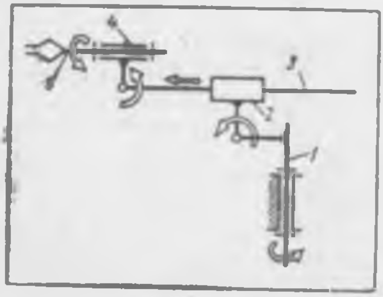


11.9- расм

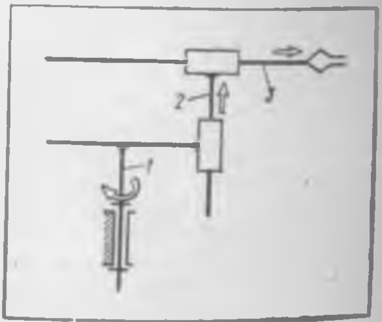
лайдиган машина-автоматларда қўлланиладиган, автоматик бошқариладиган манипуляторлар автооператорлар дейилади.

Ишлаб чиқаришда аниқ технологик ва ташиш ишларини кўп марта амалга ошириш мақсадида қўлланиладиган, ўзгарувчи программали ва автоматик бошқарилувчи манипуляторлар саноат роботлари (СР) дейилади. СР оддий автоматик машиналардан шуниси билан фарқ қиладики, уларнинг асосий механизмида эркинлик даражалари сони бир нечта бўлган очиқ кинематик занжирнинг мавжудлиги туфайли уларнинг иш органлари турли фазовий ҳаракатларни кенг чегараларда содир эта олади, бу эса уларни бошқа программани бажаришга тезда қайта созлашга имкон беради.

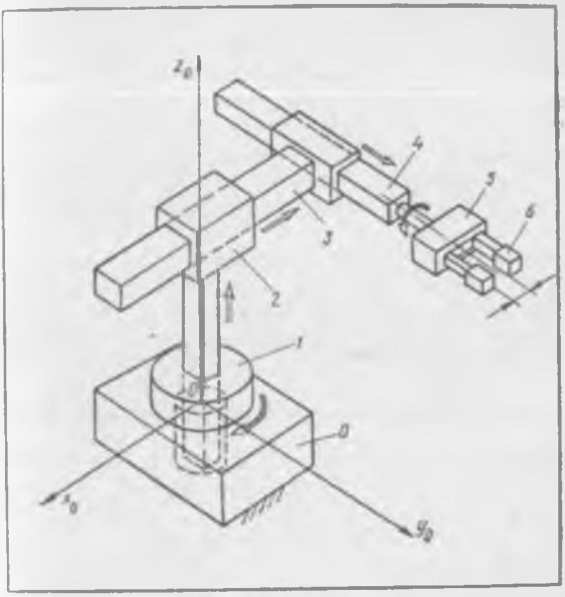
СР манипуляторининг конструктив схемалари турли-тумандир. Масалан, 11.9-расм, *а* да СР дан бирининг умумий кўриниши тасвирланган; унинг кинематик схемаси 11.9-расм, *б* да келтирилган. Бармоқларининг ҳам ҳаракатини ҳисобга олганда ушбу СР олтита эркинлик даражасига эга. 11.10-расмда бешта асосий эркинлик даражасига эга бўлган (бармоқлар ҳаракати бу ҳисобга кирмайди) «Универсал 15» типидаги СР нинг кинематик схемаси келтирилган. 11.11-расмда учта асосий эркинлик даражасига эга бўлган «М 901» маркали



11.10- расм



11.11- расм



11.12- расм

саноат роботининг кинематик схемаси келтирилган, 11.12- расмда эса бармоқларининг ҳам ҳаракатини ҳисобга олганда олтита эркинлик даражасига эга бўлган СР манипулятори механизмининг нусхаси тасвирланган. Бундай манипуляторнинг асосий элементлари: *0* — қўзғалмас станина; *1* — айланувчи стол; бўғинлар *2*, *3*, *4* дан тузилган «қўл»; *5* — «панжа»; *6* — бармоқли чангал.

СР нинг ҳар бир нусхаси, одатда, ҳаракатлантирилувчи объектнинг шакли ва ўлчамларига боғлиқ ҳолда бир қанча қисқичга — чангалга эга бўлади. Омбурсимон қамрагичлар, сурилма бармоқлар, пневмосўрғичлар, электромагнитлар ва шу кабилар кўринишидаги чангаллар қўлланилади. Ҳаракатлантирилувчи объект билан бўладиган уриниш ҳақида ахборот бўлиши талаб қилинадиган ҳолларда чангалга тегишлича датчиклар ўрнатилади.

СР манипуляторларининг асосий пишангли механизмларида бир қўзғалувчанликдаги илгарилама ва айланма жуфтликли кинематик занжирлар кўпроқ қўлланилади. Сферик шарнирлар узатмалардан ҳаракат олишни қийинлаштиради, шу сабабли улар учта айланма жуфтликли кинематик боғламалар билан алмаштирилади.

Автоматик бошқариладиган СР нинг учта синфи ёки авлоди мавжуд. Биринчи авлодга ўзгармас программа бўйича ишлайдиган СР киради. Бундай робот-манипуляторлардан машинасозликда тобора кўпроқ фойдаланилмоқда; улар бизнинг мамлакатимизда ҳам, чет мамлакатларда ҳам сериялаб ишлаб чиқарилади.

Иккинчи авлодга шундай манипуляторлар кирадики, уларнинг бошқариш системаларида ўзгармас программа билан бирга ташқи муҳитнинг номаълум ёки ўзгарувчи шароитига (масалан, кўрсатилган жойдан буюмни излаш) мослашиш элементлари ҳам бўлади; ташқи муҳит тўғрисидаги ахборот тегишли датчиклар ёрдамида олинади.

Учинчи авлодга сунъий онг элементлари бўлган робот-манипуляторлар киради. Уларнинг бошқариш системалари қўйилган мақсадга мувофиқ равишда мантиқий масалаларни ечган ва ўзи ўрганган ҳолда программани ўзи тузади ҳамда уни амалга оширади; булар кибернетик қурилмалардир.

Манипуляторларнинг пишангли фазовий механизмларини тадқиқ этиш ва лойиҳалашда уларни кинематик таҳлил қилишни координаталарни ўзгартиришнинг матрица усулидан фойдаланиб амалга ошириш мақсадга мувофиқдир; бундай масалаларни ечиш методикаси 3-бобда баён этилган.

11.6-§. Манипуляторларнинг техник кўрсаткичлари

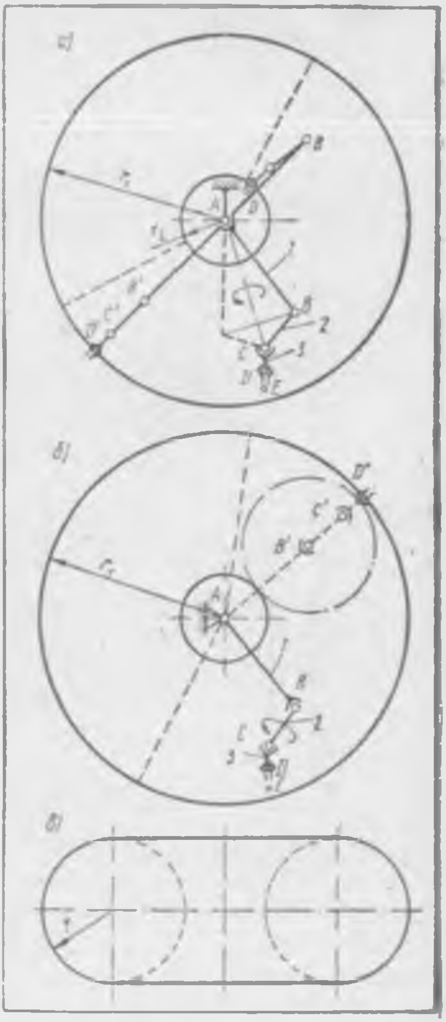
Манипуляторлар ва саноат роботларининг ишлаш қобилияти кўпгина техник кўрсаткичлари билан белгиланади. Уларга аввало манипулятор иш доирасининг ўлчамлари ва шакли, унинг ҳаракатчанлиги (манёврчанлиги), хизмат кўрсатиш бурчаги ва коэффициенти, асосий механизмнинг эркинлик даражалари сони киради.

Манипуляторнинг очиқ кинематик занжири чангалга қандайдир ҳажмда турли ҳолатларни эгаллашга имкон беради. Манипуляторнинг **иш ҳажми** деб, чангалининг эгаллаши мумкин бўлган ҳамма ҳолатларини ўраб турувчи сирт билан чегараланган ҳажмга айтилади. Масалан, схемаси 11.13-расм, *a* да тасвирланган манипуляторнинг иш ҳажми бўғинлар *1*, *2*, *3* узунликлари йиғиндисига тенг r_1 радиусли сферадан иборат. Иш ҳажми манипуляторнинг энг катта ташқи ўлчамларини ифодалайди.

Тўсиқларни айланиб ўтиш ҳамда кузатилувчи объект билан бўладиган мураккаб амалларни бажариш учун манипуляторнинг **ҳаракатчанлиги** билан ифодаланадиган механизм кинематик занжирининг иш ҳажмидаги кўрсатилган нуқтага турлича яқинлаша олиш имконияти муҳим аҳамиятга эга. Манипуляторнинг бу кўрсаткичи ушбу нуқтага келтирилган чангалнинг қўзғалмас ҳолатида механизмнинг эркинлик даражалари сони сифатида аниқланади. Манипуляторнинг ҳаракатчанлиги кинематик жуфтликларнинг турлари ва сонигагина эмас, балки уларнинг жойлашувига ҳам боғлиқ бўлади. Чунончи, 11,13-расм, *a* да тасвирланган манипуляторнинг ҳаракатчанлиги бирга тенг; ушбу ҳолда чангал қўзғалмас бўлганда Малишев формуласига асосан ($q = 0$ бўлганда) эркинлик даражалари сони $W = 6n - \sum_{i=1}^{5} (6 - i) p_i = 6 \cdot 2 - 5 \cdot 1 - 3 \cdot 2 = 1$ га тенг. Бу группавий қўзғалувчанлик бўлиб, сферик жуфтликлар марказларидан ўтувчи *AC* ўқ атрофида бўғинлар *1* ва *2* нинг биргаликда айланиши мумкинлигини билдиради. Мазкур ҳолда бирга тенг бўлган ҳаракатчанлик ушбуни англатади: чангал кўрсатилган *E* нуқтага геометрик ўрни *A* ва *C* учларга ҳамда *AB* ва *CB* ясовчиларга эга бўлган ко-

нуссимон юзалардан иборат бўлган қолган бўғинлар *1*, *2* нинг турли ҳолатларида *CE* йўналишда яқинлашиши мумкин.

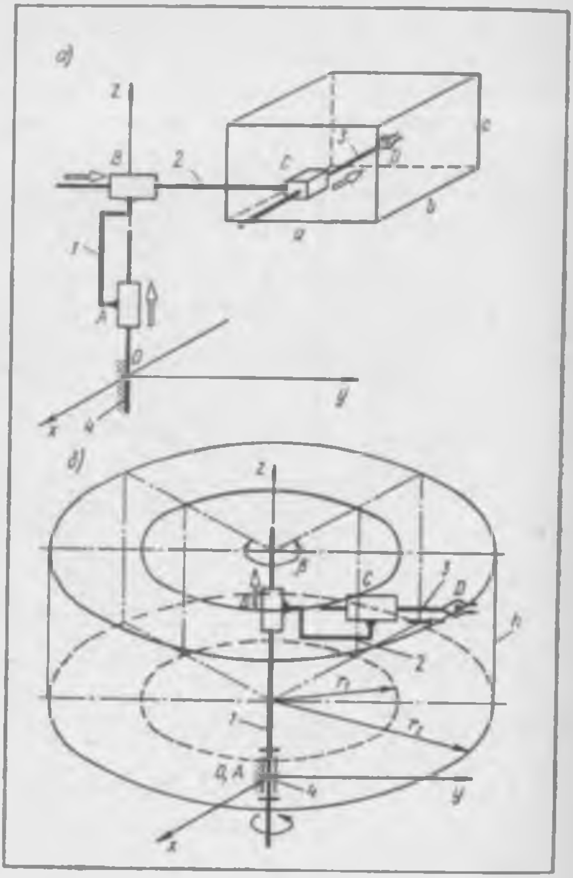
Агар *A* ва *B* жуфтликларнинг ўрни алмаштирилса (11.13-расм, *б*), у ҳолда Малишев формуласига кўра эркинлик даражалари сони ўзгармай қолади: $W = 1$, бироқ бу энди бўғин *2* нинг *BC* ўқ атрофида айланиши мумкинлигини билдирувчи маҳаллий қўзғалувчанликдир; ҳаракатчанлик эса нолга тенг бўлади, чунки ушбу ҳолда чангал иш ҳажмининг белгиланган *E* нуқтасига бўғинлар *1*, *2* нинг фақат биргина ҳолатида яқинлаша олади.



11.13- расм

Ҳаракатчанлик қанчалик юқори бўлса, ҳаракатлантирилувчи объект билан олиб бориладиган мураккаб амалларни энг қисқа, энг қулай йўл билан амалга ошириш имконияти шу қадар кўп бўлади.

Иш ҳажмининг ҳаракатлантирилувчи объект билан боғлиқ амалларни бажариш мумкин бўлган қисми **хизмат кўрсатиш доираси** (**зонаси**) ёки **иш доираси** дейилади. Масалан, 11.13-расм, *а* да тасвирланган манипулятор учун мумкин бўлган энг катта иш соҳаси $r_1 = AD'$ ва $r_2 = AD''$ радиусли сфералар оралигидаги бўшлиқдир, муайян ҳолда эса хизмат кўрсатиш доираси ушбу бўшлиқнинг бир қисмигина бўлади (11.13-расм, *а* да штрих чизиқ билан кўрсатилган); 11.13-расм, *б* да тасвирланган манипулятор учун мумкин бўлган энг катта иш доираси $r_1 = AD'$ ва $r = B'D'$ ўлчамли ҳалқалар (11.13-расм, *в*), муайян ҳолда эса, иш доираси ана шу ҳалқанинг бир қисми (11.13-расм, *б* даги штрих чизиқ) бўлади. Учта илгарилама жуфтликли манипуляторнинг (11.14-расм, *а*) иш доираси тўғри бурчакли пароллелепипеддан иборат, унинг *a*, *b*, *c* ўлчамлари тегишли бўғинларнинг ўз йўналтирувчиларида, ма-

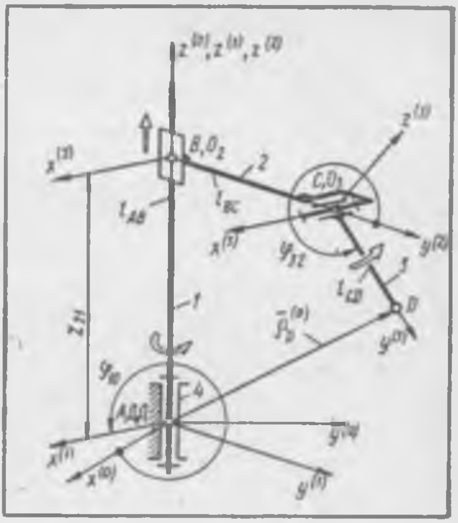


11.14- расм

салан. бўғин 2 нинг y ўқ бўйлаб, бўғин 3 нинг x ўқ бўйлаб, бўғин 1 нинг z ўқ бўйлаб энг кўп сурилиш қийматлари билан аниқланади. Битта айланма ва иккита илгарилама жуфтликли манипулятор учун (11.14-расм, *б*) мумкин бўлган энг катта иш доираси ғовак цилиндрдир. Бу цилиндр учун $r_2 - r_1$ радиуслар айирмаси бўғин 3 нинг бўғин 2 га нисбатан энг катта силжиши билан, h баландлик эса бўғин 2 нинг бўғин 1 га нисбатан энг катта силжиши билан аниқланади; муайян бир ҳолда эса ушбу бўшлиқнинг β бурчак билан чекланган бир қисмигина (11.14- расм *б* да штрихпунктир чизиқлар билан ажратиб кўрсатилган) иш доираси бўлиши мумкин.

Манипуляторнинг танланган тузилиш схемасида кўрсатилган иш доираси бўйича бўғинларнинг ўлчамларини аниқлаш учун юқорида баён этилган координаталарни ўзгартиришнинг матрица усулини татбиқ этган

ҳолда унинг ҳолат функциясини таҳқиқ этиш лозим. Масалан, 11.15-расмда тасвирланган, эркинлик даражалари учта бўлган манипулятор чангали D нуқтасининг ҳолат функцияси унинг радиус-вектори $\overline{\rho}_D$ нинг умумлашган координаталарга ҳамда l_{BC} ва l_{CD} бўғинларнинг узунлигига боғлиқлиги бўлади. Очиқ кинематик занжирли ушбу механизм зўриқтирмасдан йиғилганлиги сабабли статик аниқ ҳамда ортиқча боғламаларсиз бўлади ($q = 0$). Механизмда учта бир қўзғалувчанликдаги жуфтлик бўлиб, уларнинг иккитаси (A, C) айланма ва биттаси (B) илгариламадир.



11.15- расм

Умумлашган координаталар сони учта: φ_{10} — бўғин *1* нинг стойка *4* га нисбатан бурилиш бурчаги; z_{21} — бўғин *2* нинг бўғин *1* га нисбатан чизиқли силжиши; φ_{32} — бўғин *3* нинг бўғин *2* га нисбатан бурилиш бурчаги. Эркинлик даражалари сони $W = 3$ эканлиги Малишев формуласи билан ҳам тасдиқланади:

$$W = 6n - [\sum_{i=1}^{5} (6 - i)\, p_i - q] = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 3 = 3.$$

$O_1 x^{(1)} y^{(1)} z^{(1)}$ координаталар системаси $z^{(1)}$ ўқ атрофида айланувчи бўғин *1* билан боғланган; $O_2 x^{(2)} y^{(2)} z^{(2)}$ координаталар с стемаси бўғин *1* га нисбатан тўғри чизиқ бўйича ҳаракатланувчи бўғин *2* билан боғланган; $O_3 x^{(3)} y^{(3)} z^{(3)}$ координаталар системаси $x^{(3)}$ ўқ атрофида айланувчи бўғин *3* билан боғланган. $z^{(0)}$, $z^{(1)}$, $z^{(2)}$ ўқлар устма-уст жойлашади, $x^{(1)}$, $x^{(2)}$, $x^{(3)}$ ўқлар ўзаро параллелдир. $\overline{\rho}_D^{(0)} = \overline{\rho}_D^{(0)}(\varphi_{10},\ z_{21},\ \varphi_{32})$ ҳолат функцияси матрица шаклида қуйидаги кўринишни олади:

$$\rho_D^{(0)} = \mathbf{T}_{10}\, \mathbf{T}_{21}\, \mathbf{T}_{32}\, \rho_D^{(3)}, \tag{11.15}$$

бу ерда

$$\rho_D^{(0)} = \begin{bmatrix} x_D^{(0)} \\ y_D^{(0)} \\ z_D^{(0)} \\ 1 \end{bmatrix}; \qquad \mathbf{T}_{10} = \begin{bmatrix} \cos\varphi_{10} & -\sin\varphi_{10} & 0 & 0 \\ \sin\varphi_{10} & \cos\varphi_{10} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix};$$

$$T_{21}=\begin{bmatrix}1&0&0&0\\0&1&0&0\\0&0&1&z_{21}\\0&0&0&1\end{bmatrix};\qquad T_{32}=\begin{bmatrix}1&0&0&0\\0&\cos\varphi_{32}&-\sin\varphi_{32}&l_{BC}\\0&\sin\varphi_{32}&\cos\varphi_{32}&0\\0&0&0&1\end{bmatrix};$$

$$\rho_D^{(3)}=\begin{bmatrix}0\\l_{CD}\\0\\1\end{bmatrix}.$$

T_{10}, T_{21}, T_{32} матрицалардаги тўртинчи сатр (0001) ва устунли матрицалардаги 1 рақами айниятли ўзгартиришга ($1\equiv1$) олиб келади. Улар матрицалар квадрат тарзда бўлиши ҳамда матрицаларни кўпайтириш мумкин бўлиши учун киритилган. Матрицалар маълум қоида — сатрни устунга кўпайтириш қоидасига мувофиқ кўпайтирилади. (11.15) формуладаги матрицаларни кетма-кет тартибда кўпайтириш натижасида қуйидаги тенглик ҳосил бўлади:

$$\begin{bmatrix}x_D^{(0)}\\y_D^{(0)}\\z_D^{(0)}\\1\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}-l_{BC}\sin\varphi_{10}-l_{CD}\sin\varphi_{10}\cos\varphi_{32}\\l_{BC}\cos\varphi_{10}+l_{CD}\cos\varphi_{10}\cos\varphi_{32}\\z_{21}+l_{CD}\sin\varphi_{32}\\1\end{bmatrix},$$

бинобарин, $Ox^{(0)}y^{(0)}z^{(0)}$ қўзғалмас системада D нуқтанинг изланаётган координаталари қуйидагиларга тенг:

$$\left.\begin{aligned}x_D^{(0)}&=-l_{BC}\sin\varphi_{10}-l_{CD}\sin\varphi_{10}\cos\varphi_{32};\\y_D^{(0)}&=l_{BC}\cos\varphi_{10}+l_{CD}\cos\varphi_{10}\cos\varphi_{32},\\z_D^{(0)}&=z_{21}+l_{CD}\sin\varphi_{32}.\end{aligned}\right\}\qquad(11.16)$$

Умумлашган координаталарнинг бир қанча оддий қийматларида (11.16) формулаларнинг ва механизм кинематик схемасининг (11.15-расм) ўзаро мослигини текшириб кўриш фойдадан холи бўлмайди. Масалан, $\varphi_{10}=\varphi_{32}=0$ бўлганда: $x_D^{(0)}=0$; $y_D^{(0)}=l_{BC}+l_{CD}$; $z_D^{(0)}=z_{21}$ бўлади; $\varphi_{10}=\varphi_{32}=270°$ бўлганда эса $x_D^{(0)}+l_{BC}$; $y_D^{(0)}=0$; $z_D^{(0)}=z_{21}-l_{CD}$ бўлади. D нуқта координаталарининг ўзгариш чегаралари маълум бўлса, (11.16) муносабатлар ёрдамида бўғинлар l_{BC}, l_{CD} узунлигининг керакли қийматларини ҳамда φ_{10}, z_{21} ва φ_{32} умумлашган координаталарнинг ўзгариш чегараларини танлаб олиш мумкин.

Манипулятор **чангалининг** ҳамда **алоҳида бўғинларининг ҳаракат тезлиги** каби техник кўрсаткичи катта аҳамиятга эга. Бунда энг юқори ҳаракат тезлиги манипулятордаги иш жараёнининг тарзи ва юритманинг қуввати билангина эмас, балки хизмат кўрсатувчи ходимларнинг хавфсизлик шароити билан ҳам белгиланади.

Агар умумлашган координаталарнинг вақтга боғлиқликлари маълум бўлса, у ҳолда тезлик ҳолат функциясини вақт бўйича дифференциаллаш орқали аниқланади. Масалан, эркинлик даражаси учта бўлган кўриб чиқилган манипулятор учун чангал D нуқтаси тезлиги векторининг координаталар ўқига проекцияларининг берилган $\varphi_{10}(t)$, $z_{21}(t)$ ва $\varphi_{32}(t)$

муносабатларида (11.16) тенгламани вақт бўйича дифференциаллаб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$\left.\begin{aligned} v_{Dx} &= \dot{x}_D^{(0)} = -\omega_1 \cos\varphi_{10}(l_{BC} + l_{CD}\cos\varphi_{32}) + \omega_{32}\, l_{CD} \sin\varphi_{10} \sin\varphi_{32};\\ v_{Dy} &= \dot{y}_D^{(0)} = -\omega_1 \sin\varphi_{10}(l_{BC} + l_{CD}\cos\varphi_{32}) - \omega_{32}\, l_{CD} \cos\varphi_{10} \sin\varphi_{32};\\ v_{Dz} &= \dot{z}_D^{(0)} = v_{21} + \omega_{32}\, l_{CD} \cos\varphi_{32}. \end{aligned}\right\} \tag{11.17}$$

D нуқта тезлиги векторининг катталиги ва йўналишини қуйидаги формулалардан топамиз:

$$v_D = \sqrt{v_{Dx}^2 + v_{Dy}^2 + v_{Dz}^2}, \quad \cos\alpha = v_{Dx}/v_D,$$
$$\cos\beta = v_{Dy}/v_D, \quad \cos\gamma = v_{Dz}/v_D, \tag{11.18}$$

бу ерда α, β, γ — тезлик векторининг йўналтирувчи бурчаклари.

(11.17), (11.18) формулаларга асосан муайян сон қийматларини аниқлаш натижасида чангал D нуқтасининг энг катта тезлигини ва тезликнинг ўзгариш тарзини баҳолашга имкон туғилади.

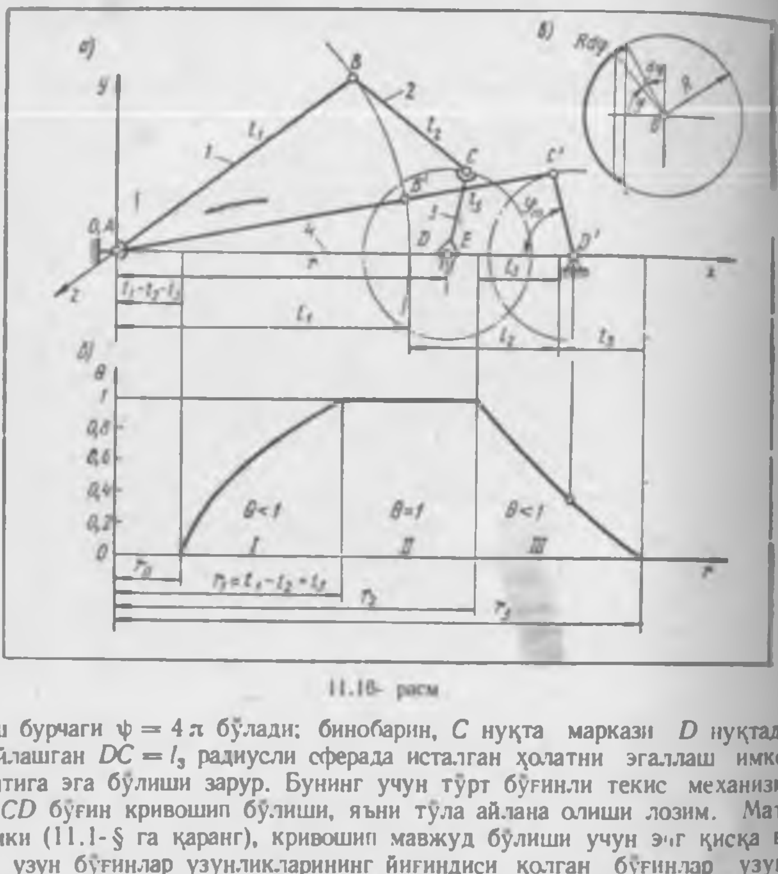
Умуман манипулятор иш доирасининг ҳар бир нуқтаси учун қандайдир ψ фазовий бурчак — х и з м а т к ў р с а т и ш б у р ч а г и мавжуд бўлиб, шу бурчак ичида чангал нуқтага яқинлаша олади. Фазовий бурчакнинг катталиги, маълумки, фазовий бурчакка тўғри келувчи сфера юзини сфера радиусининг квадратига нисбатидан топилади. Шу сабабли фазовий бурчакнинг энг катта қиймати $\psi_{max} = 4\pi r^2/r^2 = 4\pi$ стерадианга тенг.

ψ бурчакнинг унинг энг катта қийматига нисбати $\Theta = \psi/(4\pi)$ ушбу нуқтадаги х и з м а т к ў р с а т и ш к о э ф ф и ц и е н т и (с е р в и с к о э ф ф и ц и е н т и) дейилади. Θ нинг қиймати нолдан бирга қадар ўзгаради; Θ нолга тенг бўлганда нуқталар иш ҳажмининг чегарасида жойлашади ва чангал унга фақат битта йўналишда яқинлаша олади; Θ бирга тенг бўлганда нуқта тўла хизмат кўрсатиш доирасида жойлашиб, чангал унга исталган томондан яқинлаша олади.

Хизмат кўрсатиш коэффициенти Θ нинг қийматини аниқлаш учун чангал марказининг ўзгармас ҳар хил ҳолатларида манипулятор бўғинларининг ҳаракати текшириб кўрилади.

Θ ни ҳисоблаш методикасини иккита сферик ва битта айланма жуфтликли манипулятор (11.13- расм, *а*) мисолида кўриб чиқамиз. Иш доирасининг қандайдир E нуқтасидаги ψ хизмат кўрсатиш бурчагини аниқлаш учун манипулятор механизмини A, C, D сферик жуфтликли ва B айланма жуфтликли фазовий тўрт бўғинли механизм деб қараймиз. Чангал маркази бўлган D нуқта белгиланган E нуқта билан устма- уст ётади (11.16- расм, *а*). Дастлаб CD бўғинининг (чангалнинг) чизма текислигида эгаллаши мумкин бўлган ҳолатларини топамиз, сўнгра тўрт бўғинли ясси механизмни $Oxyz$ фазовий координаталар системасининг x ўқи билан устма- уст тушувчи, узунлиги r га тенг бўлган шартли AD стойкага нисбатан айлантириш орқали CD бўғинининг фазода эгаллаши мумкин бўлган ҳолатларини аниқлаймиз [5].

Хизмат кўрсатиш коэффициенти $\Theta = 1$ бўлган соҳада хизмат кўрса



11.16- расм

тиш бурчаги $\varphi = 4\pi$ бўлади; бинобарин, C нуқта маркази D нуқтада жойлашган $DC = l_3$ радиусли сферада исталган ҳолатни эгаллаш имкониятига эга бўлиши зарур. Бунинг учун тўрт бўғинли текис механизмда CD бўғин кривошип бўлиши, яъни тўла айлана олиши лозим. Маълумки (11.1-§ га қаранг), кривошип мавжуд бўлиши учун энг қисқа ва энг узун бўғинлар узунликларининг йиғиндиси қолган бўғинлар узунликларининг йиғиндисидан кичик бўлиши шарт. Агар, масалан, бўғин *1* энг узун, бўғин *3* эса энг қисқа бўлса, у ҳолда $l_1 + l_3 < r + l_2$ бўлади, бундан $r_{min} = r_1 = l_1 - l_2 + l_3$.

Агар $AD = r$ энг узун бўғин бўлиб, энг қисқаси бўғин *3* бўлса, у ҳолда $r + l_3 < l_1 + l_2$ бўлади, бундан $r_{max} = r_2 = l_1 + l_2 - l_3$.

r_1 дан r_2 гача оралиқда (11.16-расм *б* даги *II* доира) $\Theta = 1$ бўлади.

Агар бўғин *3* коромисло бўлса, $\Theta < 1$ бўлади. Бўғинлар *1*, *2*, *3* битта Ax чизиқда ётадиган чекли ҳолатларда $\Theta = 0$ бўлади. Бу ҳол $r = r_0 = l_1 - l_2 - l_3$ ҳамда $r = r_3 = l_1 + l_2 + l_3$ бўлганда юз беради. Бинобарин, 11.16-расм, *б* даги *I* ва *III* доираларда $\Theta < 1$ бўлади. *I* ва *III* доиралардаги исталган оралиқ нуқтада, масалан D' нуқтада Θ хизмат кўрсатиш коэффициентини қуйидагича аниқлаш мумкин. AB' ва $B'C'$ бўғинлар битта тўғри чизиқда ётган ҳолдаги $C'D'$ коромислонинг мумкин бўлган энг катта бурилиш бурчаги φ_m ни топиб $R = l_3$ радиусли ҳамда $\varphi = \varphi_m$ бурчакли сферасимон сектор юзасини аниқлаймиз (11.16-расм, *в* га қаранг). Шарсимон S сектор юзасини аниқлаш формуласини

$dS = 2\pi R \sin\varphi \cdot R\, d\varphi$ элементар юзаларнинг $\varphi = 0$ дан $\varphi = \varphi_m$ гача оралиқдаги йиғиндисини ҳисоблаш орқали ҳосил қиламиз:

$$S = \int_0^{\varphi_m} 2\pi R^2 \sin\varphi\, d\varphi = 2\pi R^2 (1 - \cos\varphi_m).$$

Қурилаётган ҳолда $R = l_3$ ва $S = 2\pi l_3^2 (1 - \cos\varphi_m)$, бинобарин,

$$\Theta = \frac{\psi}{4\pi} = \frac{S/l_3^2}{4\pi} = \frac{1 - \cos\varphi_m}{2}.$$

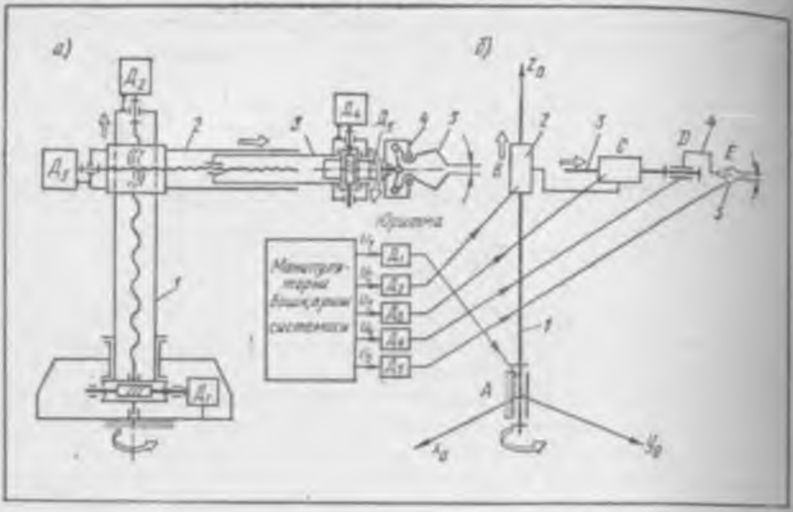
11.16-расм, *a* да $r = AD'$ учун $\cos\varphi_m \approx 0{,}24$ ва $\Theta = 0{,}38$. Бўғинлари 11.16-расм, *a* да тасвирланганидагидек ўлчамларга эга бўлган манипулятор учун $\Theta = \Theta(r)$ боғлиқлик графиги 11.16 расм, *б* да келтирилган. Бундай графиклар мавжуд манипуляторни тадқиқ этиш учунгина эмас, балки олдиндан белгиланган шартлар асосида манипуляторларнинг кинематик схемаларини лойиҳалаш учун ҳам зарур.

Манипуляторлар ва саноат роботларининг хусусиятларини ифодалайдиган техник кўрсаткичларга қуйидагилар ҳам киради: кўтара оладиган юки ёки юкланиш қобилияти; белгиланган программага мувофиқ жараёнларни амалга оширишда манипулятор бўғинларининг ҳаракатланиши учун сарфланадиган вақт билан ифодаланувчи тезкорлиги; технологик жараённинг кўп марта такрорланиши вақтида СР қўлининг турли-туман ҳолатларини эгаллаш аниқлиги; энергетик сарфлар (электр энергияси, сиқилган ҳаво, иш суюқлигининг ва шу кабиларнинг сарф миқдори).

11.7-§. Манипуляторларни бошқариш системалари ҳақида

Автоматик бошқариладиган саноат роботлари (СР) нинг манипуляторларида автоматик бошқариш системалари иш тартибининг (режимининг) икки тури фарқ қилинади: ўрганиш тартиби ва иш тартиби. Ўрганиш тартибида оператор махсус система ёрдамида манипуляторнинг ижрочи механизмини бўғинларнинг талаб қилинувчи иш ҳолатлари кетма-кетлиги орқали ўтказади; бу система бўғинларнинг ҳаракатларини қайд этувчи датчикларни ҳамда датчиклар ахборотини магнитли лентага ёки перфолентага ёзиб борувчи қурилмани ўз ичига олади. Бўғинлар ҳолатлари датчикларидан олинган маълумотлар кодларга айлантирилади (шифрланади) ва муайян программа тарзида хотира қурилмасига келиб тушади. Иш тартибида манипулятор ушбу программа бўйича автоматик ишлайди. Бунда бояги кодланган программа расшифровка қилинади ва бўғинларнинг талаб қилинувчи ҳаракатларига айлантирилади.

11.17-расм, *a* да юритмали саноат роботларидан бирининг кинематик схемаси, 11.17-расм, *б* да эса ундаги асосий пишангли механизмнинг тузилиш схемаси ҳамда манипуляторни автоматик бошқаришнинг соддалаштирилган блок-схемаси келтирилган. СР манипулятори (11.17-расм, *a*) 5 та эркинлик даражасига ($w = 5$) ва шунга мос равишда 5 та алоҳида юритмага эга: D_1, D_2, D_3, D_4 — электр двигателлар, D_5 — пневмоюритма. D_1 двигатель червякли узатма орқали бўғин *1* ни вертикал ўқ атрофида айлантиради; D_2 двигатель винтли узатма (винт — гайка) ёрдамида бўғин



11.17- расм

2 ни илгарилама (юқорига ва пастга) ҳаракатлантиради; D_3 двигатель ана шундай узатма ёрдамида бўғин 3 га горизонтал илгарилама ҳаракат (чапга ва ўнгга) беради; D_4 электр юритма червякли узатма воситасида чангал 4 ни горизонтал ўқ атрофида айланма ҳаракатга келтиради; D_5 пневмоюритма поршеннинг илгарилама ҳаракатини пишангли (ричагли) механизм воситасида ўзгартириш орқали чангал 5 нинг жағларини очиб-ёпади.

11.17-расм, б да кўрсатилишича, бошқариш системаси силжиш датчикларининг ўзгартирилган сигналлари u_1 электр кучланишла и тарзида тегишли юритмаларга узатилади, улар эса бўғинларга маълум моментлар ёки кучлар билан таъсир қилиб уларни керакли масофага суради. Ҳар бир электр двигателнинг айланиш тезлиги двигатель якорига бериладиган кучланиш билан ростланади. Бу кучланиш бўғинларда жойлашган ҳолат датчиклари орқали бошқарилади.

Қўл билан бошқариладиган СР да оператор бошқариш механизмининг бўғинларига таъсир этиб ижрочи механизм бўғинларини ҳаракатга келтиради. Ҳаракат пишангли, тишли, тўлқинли, винтли узатмалар, эгилувчан сим валлар, бошқа турдаги механик элементлар ва турли муфталар орқали узатилиши мумкин. Зарурат туғилганда оператор қўлининг ҳаракати ва кучини ошириш мақсадида манипуляторларда электр, гидравлик, пневматик сервоюритмалар (ёрдамчи юритмалар) қўлланилади. Улар бошқарувчи механизм бўғинлари ҳаракатланганда ҳосил бўладиган сигналларга кўра ижрочи механизмнинг алоҳида бўғинларини ҳаракатга келтиради.

Тақлид қилувчи манипуляторларни қўл билан бошқариш системаларига нисбатан ўзига хос талаб қўйилади: улар «сезгирланган» бўлиши керак, яъни инсон-оператор ҳаракатлантирилувчи объектнинг фақатгина

силжишини эмас, балки манипулятор чангалига таъсир этувчи куч ёки моментни ҳам сезиши лозим.

Тақлид қилувчи манипуляторни бошқариш учун тақлидий куч системасининг икки тури қўлланилади. Уларнинг биринчисида кучлар пассив тарзда қайтади, бунда оператор ижрочи органдаги кучни фақат унинг ҳаракатланиш жараёнида сезади; иккинчисида куч актив тарзда қайтади. Бунда оператор ижрочи органдаги кучни (ёки моментни) унинг ҳаракатланишида ҳам, тўхтаб турганида ҳам сезади.

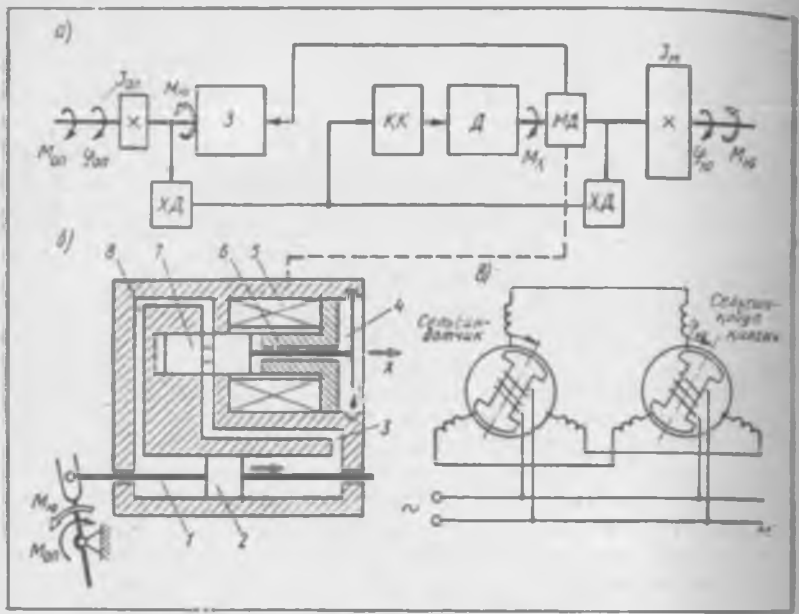
Шундай қилиб, одатдаги автоматик ростлаш системаларидан фарқли равишда бу системалар фақат ҳолат бўйича бошқарибгина қолмай, балки кучларни узатиш (қайтариш) хусусиятига ҳам эгадир.

Ижрочи органда вужудга келадиган кучни оператор валида ҳам ҳосил қилиш учун момент юклагичлари ё бўлмаса юкланиш имитаторлари хизмат қилади.

Момент юклагичлари сифатида фрикцион ёки кукунли электромагнитли муфталар ҳамда электрогидравлик юклагичлар қўлланилади. Фрикцион электромагнитли муфталар қўлланилганда муфтанинг бир бўлаги қўзғалмас қилиб қотирилиб, иккинчи бўлаги эса оператор валига уланади. Юкланиш ҳамда унга мос бошқариш сигнали бўлмаганда муфта бўлаклари бир-бирига нисбатан эркин сирпанади. Бунда оператор ўз валидаги юкланишни сезмайди. Моментлар ўлчагичларидан (датчиклардан) муфта бўлакларидан биридаги бошқариш ўрамларига сигнал берилганда унинг магнит занжирида магнит оқими пайдо бўлиб, у муфтанинг қўзғалувчи қисмига таъсир этган ҳолда уни қўзғалмас қисмига қисиб қўяди. Сигнал қанчалик кучли бўлса, оператор шунчалик катта моментни сезади.

Кукунли электромагнитли муфтанинг ишлаш асоси ҳам шу кабидир. Ферромагнит материал (масалан, темир) кукуни муфтанинг ҳаракатланувчи бўлаклари орасига жойланади. Ток уланганда электромагнит ўрамларида ҳосил бўладиган магнит майдон кукунга таъсир қилади. Моментлар датчиги ёрдамида ўлчанадиган юкланишнинг ошиши билан уйғотувчи ток ҳамда уринувчи иш тирқишидаги магнит индукцияси кучаяди, етакланувчи қисмни қўзғалмас магнит ўтказгичга нисбатан силжитиш учун зарур бўладиган тангенциал куч ортади, натижада оператор валидаги қаршилик моменти кучаяди.

Электрогидравлик пассив юклагичнинг схемаси 11.18-расм, *б* да келтирилган. Оператор томонидан оператор валига $M_{оп}$ момент ва шток *1* га мос тарздаги куч қўйилганда иш суюқлиги (масалан, мой) билан тўлдирилган гидроцилиндрдаги поршень сурилиб суюқликни каналлар *3*, *8* орқали цилиндрнинг бир бўшлиғидан бошқасига ҳайдайди. Агар юкланиш валидаги моментлар датчигидан (11.18-расм, *а*) сигнал келмаса, у ҳолда юклагични бошқариш ўрами *5* даги ток нолга тенг бўлади. Бунда марказловчи пружина *4* айлана арикчали золотник *7* ни нейтрал (ўрта) ҳолатда тутиб туради. Унинг бу ҳолатида каналлар *3*, *8* очиқ бўлиб, суюқликнинг оқимига қаршилик жуда кам бўлади ва оператор кичик кучни сезади. Агар ижрочи органда $M_{ю}$ момент тарзидаги юкланиш пайдо бўлса, уни моментлар датчиги *МД* ўлчайди (11.18-расм, *а*), золотникни бошқариш ўрамида ток пайдо бўлади. Шунда золотник *7* ўзидаги куч пружина кучи билан мувозанатлангунга қадар *x* ўқи йўнали-

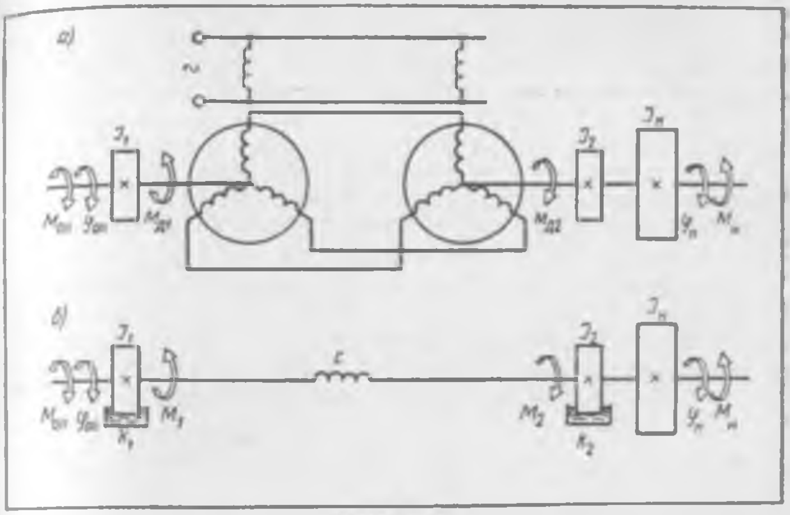


11.18- расм

шида силжийди. Натижада золотник каналлар *3*, *8* ни қисман ёпиб қўяди, иш суюқлиги ҳаракатига қаршилик ортади ва оператор юкланиш валидаги $M_ю$ моментнинг ошганлигини юклагич вужудга келтирадиган $M_қ$ қаршилик моменти тарзида сезади. $M_ю$ момент қанчалик кўп бўлса, $M_қ$ момент ҳам шунчалик кўп бўлади. Золотникнинг энг катта сурилишини тирак *6* чеклаб туради. Кучни пассив қайтарадиган системанинг камчилиги шундаки, оператор юкланишни фақат бошқариш бўғини ҳаракатланган вақтдагина сезади; бундан ташқари, юкланиш моментининг ишораси қайд этилмайди, натижада оператор юкнинг кўтарилаётганлиги ёки тушаётганлигини фарқлай олмайди (куч бўйича).

Кучни пассив қайтарувчи тақлидий системанинг блок-схемаси 11.18-расм, *а* да келтирилган. Юкланиш валига қандайдир $M_ю$ момент қўйилган ва оператор ушбу вални $\varphi_ю$ бурчакка буриши лозим бўлсин. Бу ҳолда у бошқариш валини $\varphi_{оп} = \varphi_ю$ бурчакка буради, буни ҳолат датчиги *ҲД* қайд қилади. $\varphi_{оп}$ бурчакка мутаносиб бўлган сигнал қувват кучайтиргичи *ҚК* га, кейин ижрочи органга, яъни *Д* двигателга келади, бу двигатель юкланиш валини берилган $\varphi_ю = \varphi_{оп}$ бурчакка буради ва $M_қ = M_ю$ моментни ҳосил қилади; ушбу момент моментлар датчиги *МД* билан ўлчанади ҳамда юқорида айтиб ўтилганидек, юклагич *Ю* томонидан қайд этилади, натижада оператор ҳаракатлантирилувчи объектдан юкланиш катталиги ҳақида ахборотга эга бўлади.

Тақлид қилувчи манипуляторларда юкланиш вали оператор валининг берилган бурилиш бурчагига бурилиши учун *сельсинли тақлидий сис-*



11.19- расм

темадан (11.18-расм, *в*) ҳам фойдаланилади. Бу система валнинг бурилиш бурчагини масофага равон узатилишини таъминловчи ўз-ўзидан синхронланадиган электр машинадир. Сельсин-датчик (узаткич) ва сельсин-қабул қилгич ўрамлари фақат индуктив тарзда боғланган статор ва ротор орқали битта электр тармоғидан ток билан таъминланади. Сельсин-датчик ротори $\varphi_{оп}$ бурчакка бурилганда занжирдаги мувозанат ўзгаради ва мувозанатловчи токлар вужудга келиб, улар сельсин-қабул қилгич роторини $\varphi_{ю} \approx \varphi_{оп}$ бурчакка буради; катта бўлмаган механик юкланишда $\varphi_{оп} - \varphi_{ю}$ фарқи кам ($1 - 2°$) бўлади; агар юкланиш катта бўлса, кучайтиргичдан фойдаланилади, сельсин-қабул қилгич эса ҳаракатни фақат трансформатор тартибида бошқаради.

Бундай системаларнинг динамикаси анча мураккаб, чунки ҳаракат тенгламасида оператор вали билан боғлиқ бўлган келтирилган инерция моментлари $J_{оп}$ ва $J_{ю}$ ни, бўғинлар эластиклигини, механизмлардаги ишқаланишни, электр машиналарининг динамик хусусиятларини ҳисобга олишга тўғри келади.

Масофадан бошқариладиган тақлид этувчи манипуляторларда симметрик турдаги қайтувчан тақлидий системалар қўлланилади. Улар кучларнинг актив қайтарилишини таъминлайди. Энг содда кўринишдаги ана шундай схеманинг варианти 11.19-расм, *а* да кўрсатилган. Ижрочи бўғин ва ҳаракатланувчи ёки қўзғалмас бошқариш бўғини $M_{ю}$ кўринишидаги момент билан юкланган бўлса, юкланиш томонидаги сельсин $M_{х2}$ моментни вужудга келтиради, оператор томонидаги сельсин эса шу моментга тенг, аммо ишораси унга қарама-қарши бўлган синхронловчи $M_{х1}$ моментни ҳосил қилади. Натижада оператор ҳаракатга келтирилувчи объект томонидан қўйилувчи ташқи юкланишни фақат манипулятор

чангали харакатланган вақтдагина эмас, балки тўхтаб турганида ҳам сезади. Бундай системаларнинг динамикаси жуда мураккаб бўлиб, харакат тенгламаси соф механик аналог ёрдамида тузилади ҳамда тадқиқ этилади (11.19-расм, *б* да аналогнинг динамик нусхаси келтирилган). Бу ерда $M_ю$ момент тарзидаги ташқи юкланиш механизмдаги оператор вали билан, юкланиш вали билан боғланган механизмлар массаларининг J_1, J_2, $J_ю$ келтирилган инерция моментлари, юкламанинг ўзининг моменти, эластик узатмадаги қандайдир ҳисобий *с* бикрлик тарзидаги сельсин ўқлари бурилиш бурчакларининг мос эмаслиги, сельсинлар айланганда вужудга келадиган динамик синхронловчи динамик M_{x1} ва M_{x2} моментларнинг M_1, M_2 статик моментлар ҳамда k_1, k_2 қовушоқ ишқаланиш коэффициентлари кўринишидаги айланиш тезлигига боғлиқлиги ҳисобга олинади ва ҳоказо. Бунда бошқариш манипуляторнинг ҳар бир эркинлик даражасига кўра амалга оширилишини назарда тутиш керак (қаранг: *Кулешов В. С., Лакота Н. А.* Динамика систем управления манипуляторами. М.: 1971).

11.8-§. Манипуляторлар динамикасининг баъзи масалалари

Эркинлик даражалари сони бир нечта бўлган СР манипулятори фазовий механизмининг ҳаракат қонунини аниқлашда иккинчи тартибли Лагранж тенгламалари системасини татбиқ этиш мумкин:

$$\frac{d}{dt}\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}-\frac{\partial T}{\partial q_i}=Q_i, \quad i=1, 2, \ldots, W, \tag{11.19}$$

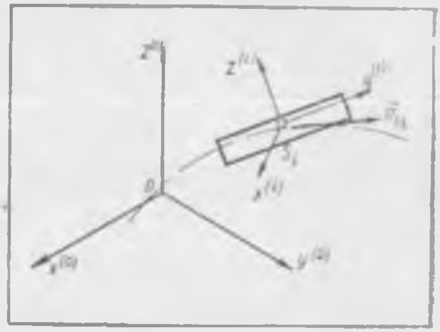
бу ерда: q_i — умумлашган координаталар; Q_i — умумлашган кучлар; W — механизмнинг эркинлик даражалари сони; T — бутун механизмнинг кинетик энергияси.

(11.19) системани ечиб механизмнинг таъсир этувчи кучлар (харакатлантирувчи ва қаршилик кучлари) таъсирида харакатланувчи бўғинларининг силжишларини, тезликларини, тезланишларини t вақт функциясида аниқлаш мумкин. Бу, манипулятор юритмаларининг қувватини тўғри танлаш, унинг энг катта ҳаракат тезликларини, инерцион юкланишини, тезкорлигини аниқлаш учун зарур.

Манипулятор механизмининг кинематик энергияси $T=\Sigma T_i$ га тенг, бу ерда T_i — танланган қўзғалмас $x^{(0)} y^{(0)} z^{(0)}$ координаталар системасида (умумий ҳолда) фазовий ҳаракат қилувчи i бўғиннинг кинетик энергияси (11.20-расм). Боши ушбу бўғин массалари маркази S_i нуқтада ётувчи $x^{(i)} y^{(i)} z^{(i)}$ координаталар системаси мазкур бўғин билан боғланган бўлсин. Агар $x^{(i)}, y^{(i)}, z^{(i)}$ координаталар ўқлари улар бўғиннинг бош инерция ўқлари бўладиган қилиб, бинобарин, J_{xiyi}, J_{yizi}, J_{zixi} марказдан қочма инерция моментлари нолга айланадиган қилиб танланган бўлса, у ҳолда i-бўғиннинг кинетик энергияси унинг массалар маркази траекторияси бўйича v_{si} тезлик билан илгарилама ҳаракатлангандаги ҳамда массалар маркази атрофида сферик тарзда ҳаракатлангандаги кинетик энергияларнинг йиғиндисига тенг бўлади:

$$T_i=\frac{1}{2}(m_i v_{si}^2+J_{xi}\,\omega_{xi}^2+J_{yi}\,\omega_{yi}^2+J_{zi}\,\omega_{zi}^2), \tag{11.20}$$

бу ерда: m_i — i-бўғиннинг массаси; J_{xi}, J_{yi}, J_{zi} — бўғиннинг $x^{(i)}$, $y^{(i)}$, $z^{(i)}$ координата ўқларига нисбатан инерция моментлари; ω_{xi}, ω_{yi}, ω_{zi} — массалар марказига нисбатан сферик тарзда ҳаракатланганда бўғин оний бурчак тезлиги векторининг $x^{(i)}$, $y^{(i)}$, $z^{(i)}$ координата ўқларига проекциялари.



11.20- расм

Шундай қилиб, (11.20) формула бўғин билан боғланган, танланган координата ўқлари бош марказий инерция ўқлари бўлган ҳолдагина татбиқ қилинади.

Q_i умумлашган кучлар фақат битта умумлашган q_i координата ўзгарган чоғда мумкин бўлган силжишларда ҳамма ташқи кучлар бажарган ишларнинг умумлашган координата бажарган ишга тенглиги шартидан аниқланади:

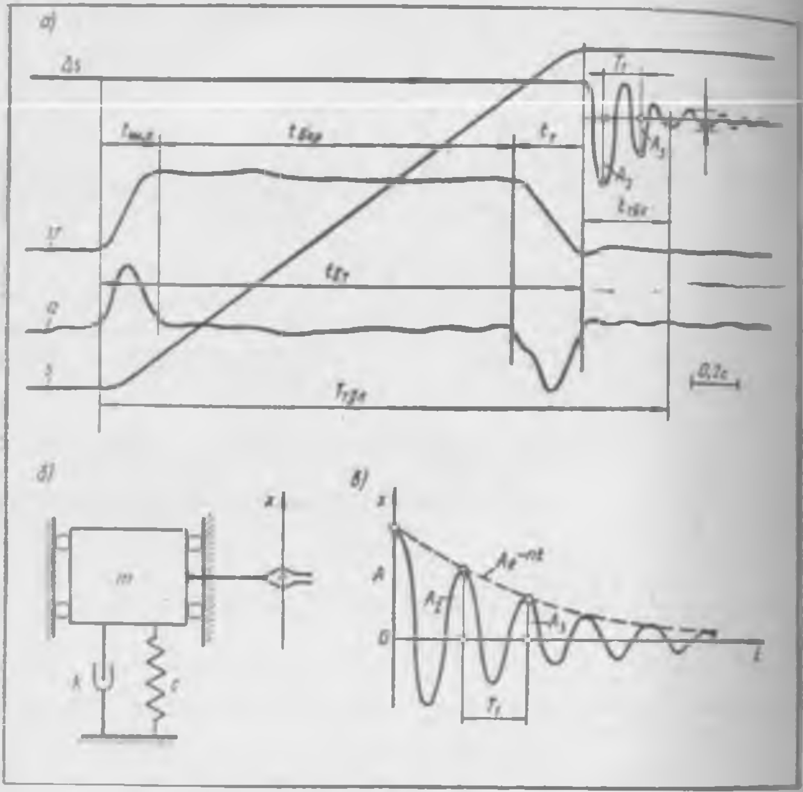
$$Q_i = \sum_{j=1}^{n}\left(F_{jx}\frac{dx_j}{dq_i} + F_{jy}\frac{dy_j}{dq_i} + F_{jz}\frac{dz_j}{dq_i}\right),$$

бу ерда: F_{jx}, F_{jy}, F_{jz} — ташқи F_j кучлар векторларининг $x^{(0)}$, $y^{(0)}$, $z^{(0)}$ координата ўқларига проекциялари; x_j, y_j, z_j — $\overline{F}_j$ куч қўйилган нуқтанинг координаталари.

Манипулятор механизмининг ҳаракат қонунини аниқлашга доир муайян масалаларни ечиш учун (11.19) дифференциал тенгламалар системалари тузилади ҳамда улар рақамли усулларда ечилади.

Иккинчи тартибли Лагранж дифференциал тенгламалар системасини татбиқ қилган ҳолда бундай ечишлар рақамли усул қўлланилганлиги учунгина тақрибий бўлмайди. Бунда кинематик жуфтликлардаги ишқаланишни тахминан баҳолаш мумкинлиги бўғинларнинг эластиклиги ҳамда кинематик жуфтликлардаги тирқишлар умуман ҳисобга олинмаганлиги учун ҳам ечимлар тақрибий бўлади. Шу сабабли СР нинг тажриба намуналарини яратишда СР ни динамик тадқиқ этишнинг тажриба усуллари қўлланилади, чунки улар тегишли датчиклар ҳамда аппаратлар ёрдамида бўғинларнинг силжиш, тезлик ҳамда тезланиш осциллограммаларини ёзиб олиш ва тажриба йўли билан назарий ҳисоблаш хатоларини ҳамда олдинроқ назарда тутилмаган омилларнинг таъсирини ҳисобга олиш имконини беради.

Масалан, 11.21-расм, *а* да саноат роботларидан бирининг маълум бир юкни чангаллаган чангалини олдинга чўзган ҳолатдаги осциллограммасининг тахминий кўриниши келтирилган. Бу осциллограмма Е. Г. Нахапетян методикасига кўра ёзиб олинган ва ишлаб чиқилган (қаранг: *Нахапетян Е. Г.* Оценка быстроходности механизмов позиционирования манипуляторов и ПР. — Вестник машиностроения. 1976,



11.21- расм

2-сони: Экспериментальное исследование и диагностирование роботов (*Е. Г. Нахапетян* таҳририда, М.: 1981).

11.21-расм, *а* да: $s(t)$ — реохордли датчик ёрдамида ёзиб олинган чангалнинг силжиши; $v(t)$ — магнит индукцияси датчиги ёрдамида ёзиб олинган чангалнинг ҳаракат тезлиги; $a(t)$ — инерцион турдаги акселерометр ёрдамида ёзиб олинган чангалнинг тезланиши; $\Delta s(t)$ — қўлнинг юриши охирида у тўхтагандан сўнг тензометрик датчик билан ёзиб олинган чангалнинг кичик силжишлари (бир текисликда тебранишлари): $t_{ш.о}$ — шиғов олиш вақти; $t_{бар}$ — барқарорлашган ҳаракат вақти; $t_т$ — тормозланиш вақти; $t_{тўх}$ — робот қўли тўхтаганидан сўнг юкли чангалнинг тўхташ (тинчланиш) вақти; $t_{б.т}$ — қўл ҳаракатлана бошлаганидан тўхтагунига қадар ўтган умумий вақт: $T_{тўл}$ — қўл ҳаракатлана бошлашидан тўла тўхтагунга қадар кетган тўлиқ вақт (чангалнинг тинчланиш вақти ҳам шу ҳисобда).

Ўлчашлар натижасида ҳаракатнинг турли параметрларини, масалан, энг юқори тезлик ва тезланишларни, вақт оралиқларини, ҳақиқий сил-

жишларни, чангалнинг тинчланиш вақтини ва ҳолатни эгаллаш аниқ и-гини аниқлаш мумкин.

Масалан, робот тўхтаган вақтдаги қўлининг динамик нусхаси си[а-тида чизиқли диссипатив осцилляторни (11.21-расм, *б*) қабул қилиб, чангалнинг сўниб борувчи тебранишлари даври T_1 га ҳамда $\Delta s(t)$ эгри чизиқнинг A_2, A_3 амплитудаларига кўра сўнишнинг логарифмик декре-менти $\delta = \ln(A_2/A_3)$ ҳамда сўндириш коэффициенти $n = 2\delta/T_1$ ни аниқ-лаш мумкин. Бу ҳолда эркин тебранишнинг дифференциал тенгламаси-дан фойдаланилади:

$$m\ddot{x} + k\dot{x} + cx = 0,$$

ёки

$$\ddot{x} + 2n\dot{x} + p^2x = 0, \qquad (11.21)$$

бу ерда: $n = k/(2m)$ — сўндириш коэффициенти; $p^2 = c/m$; k — ташқи муҳит ишқаланишини ва бўғинларнинг эластик тебранишлари ва дефор-мацияланишларида вужудга келадиган қаршилик кучларини назарда ту-тувчи қовушоқ ишқаланишни ҳисоблаш коэффициенти; c — келтирилган бикрлик; m — келтирилган масса.

(11.21) тенгламанинг ечимларидан бири:

$$x = Ae^{-nt}\sin(pt + \alpha)$$

— вақт ўтиши билан логарифмик қонуниятга асосан сўниб борувчи Ae^{-nt} амплитудали тебранишларнинг гармоник қонуни [$x = x(t)$ вибро-граммаси]. n қанчалик катта бўлса, тебраниш шу қадар тез сўнади (11.21-расм, *в*).

12-боб

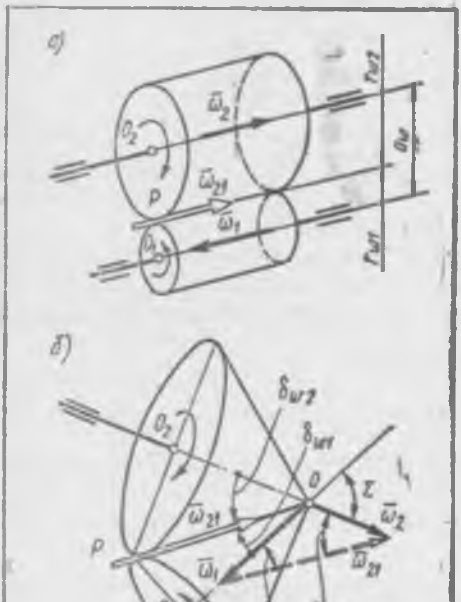
ОЛИЙ ЖУФТЛИКЛИ МЕХАНИЗМЛАРНИ СИНТЕЗЛАШ УСУЛЛАРИ

Талаб қилинувчи ҳаракатларни таркибида фақат қуйи кинематик жуфтликлар бўлган механизмлар (яъни пишангли механизмлар) орқали амалга ошириш уларнинг кинематик схемаси мураккаблиги туфайли ҳамма вақт ҳам мақсадга мувофиқ бўла-вермайди. Бундай ҳолларда талаб қилинувчи ҳаракатни кам сонли бўғинлар ёрда-мида бажарувчи олий кинематик жуфтликли механизмлар қўлланилади. Бунда бў-ғинларнинг сони камида учта бўлади: кириш ва чиқиш бўғинлари ҳамда стойка. Олий жуфтликли механизмларнинг яна бир муҳим афзаллиги шундан иборатки, улар ҳаракатни назарий жиҳатдан аниқ ўзгартириб беради, қуйи жуфтликли меха-низмлар эса бундай талабни бажара олмайди.

Олий кинематик жуфтлик элементларининг олдиндан белгиланган ҳаракат қону-нини таъминловчи юзалари туташ юзалар дейилади. Механизмларда бир жуфт ёки бир неча жуфт туташ юзалар бўлиши мумкин. Масалан, узатиш функцияси воситаси-да бериладиган қонуният бўйича чиқиш бўғинининг илгарилама-қайтма ҳаракатини амалга оширувчи муштли механизмларда бир жуфт туташ юзалар қўлланилади. Тишли механизмларда бир нечта жуфт туташувчи юзалардан фойдаланилади, бундай механизмларда юзаларнинг уриниши узлуксиз бўлганлиги сабабли чиқиш бўғинининг узлуксиз ҳаракати таъминланади. Тишли механизмларнинг узатиш функцияси одатда доимий бўлади ва у узатиш нисбати деб аталади. Олий кинематик жуфтликли меха-низмларни синтезлаш методикаси бошқа усулларга нисбатан ўзига хос томонларга эга.

12.1-§. Илашманинг асосий теоремаси

Илашманинг асосий теоремаси ўзаро уринувчи (туташувчи) юзалар геометрияси билан олий кинематик жуфтлик элементларининг нисбий ҳаракати қонуни орасидаги боғланишни белгилаб беради. Текисликдаги илашмада илашманинг асосий теоремаси ўзаро уринувчи юзалар геометрияси билан уларнинг нисбий ҳаракатлари орасидаги боғланишни белгилайди.



12.1 - расм

Ўзаро уринувчи юзалар ва ўзаро уринувчи профилларни синтезлашга оид масалаларда нисбий ҳаракат қонуни берилган бўлади.

$$\bar\omega_2 = \bar\omega_1 + \bar\omega_{21}$$

ёки

$$\bar\omega_{12} = \bar\omega_1 - \bar\omega_2 \qquad (12.1)$$

муносабатларда $\bar\omega_1$ ва $\bar\omega_2$ бурчак тезлик векторлари маълум, бу ҳол $\bar\omega_{12} = -\bar\omega_{21}$ нисбий бурчак тезлик векторларини топишга имкон беради.

$\bar\omega_1$ ва $\bar\omega_2$ векторлар ўзаро параллел бўлиши, ўзаро бир нуқтада кесишиши ёки айқаш бўлиши мумкин (12.1-расм).

Оний айланиш ўқлари ҳолатларининг асосий саноқ системасидаги геометрик ўрни қ ў з ғ а л м а с а к с о и д деб, ҳаракатланувчи жисмдаги ўрни эса қ ў з ғ а л у в ч и а к с о и д деб аталади. Қўзғалмас айланиш ўқлари параллел жойлашганда (12.1-расм, *а*) ясовчилари бўйлаб ўзаро уринувчи ҳамда бир-бирига нисбатан сирпанмасдан думалаб ҳаракатланувчи r_{w1} ва r_{w2} радиусли цилиндрлар аксоид бўлади. Агар $\bar\omega_1$ ва $\bar\omega_2$ векторлар турли томонларга йўналган бўлса, у ҳолда аксоид цилиндрлар т а ш қ и тарзда ўзаро уринади. Агар $\bar\omega_1$ ва $\bar\omega_2$ векторлар бир хил йўналишга

эга бўлса, у ҳолда аксоид цилиндрлар ички тарзда ўзаро уринади (кичик цилиндр катта цилиндрнинг ичида жойлашади).

Қўзғалмас ўқлари ўзаро кесишганда учларидаги бурчаклари $2\delta_{w1}$ ва $2\delta_{w2}$ га тенг бўлган иккита конус аксоид бўлади. Аксоид конусларнинг δ_{w1} ва δ_{w2} бурчаклари оний айланиш ўқининг асосий саноқ системасидаги ҳолатини белгилайди. Уларнинг қийматларини (12.1) муносабатнинг вектор ечими бўлган учбурчакдан синуслар теоремаси орқали топиш мумкин (12.1-расм, *б*):

$$|\bar{\omega}_1|/\sin\delta_{w2} = |\bar{\omega}_2|/\sin\delta_{w1}.$$

$u_{12} = |\bar{\omega}_1|/|\bar{\omega}_2|$ узатиш нисбати қуйидаги муносабат орқали ифодаланади:

$$u_{12} = \frac{|\bar{\omega}_1|}{|\bar{\omega}_2|} = \frac{\sin\delta_{w2}}{\sin\delta_{w1}} = \frac{\sin(\Sigma - \delta_{w1})}{\sin\delta_{w1}} = \frac{\sin\Sigma}{t\,\delta_{w1}} - \cos\Sigma. \qquad (12.2)$$

Ўқлар айқаш бўлганда бўғинларнинг нисбий ҳаракати винтсимон бўлади, яъни жисмнинг ҳаракати унинг бирор ўқ атрофида айланма ҳаракатидан ҳамда ана шу ўққа параллел йўналишдаги илгарилама ҳаракатидан ташкил топади. Бу ҳолда оний винт ўқи топилади. Агар $\bar{\omega}_1$ ва $\bar{\omega}_2$ бурчак тезликлар ўзгармас бўлса, ясовчилари тўғри чизиқ бўлган бир бўшлиқли айланувчи гиперболоидлар бўғинларнинг нисбий ҳаракатидаги аксоидлари ҳисобланади. Улар бир-бири билан оний винт ўқи бўйича уринган ҳолда юмалайди ҳамда ушбу ўқ бўйича ўзаро сирпанади.

Ушбу ўқлар орасидаги энг қисқа масофа чизиғи 21.1-расм, *в* да O_1O_2 билан, унинг узунлиги эса a_w билан белгиланган. Ушбу чизиқда P нуқта жойлашган бўлиб, оний винт ўқи ана шу нуқтадан ўтади.

Винтнинг оний винт ўқига перпендикуляр кесимида P нуқта тезликларнинг ташкил этувчилари ўзаро тенг, яъни

$$r_w|\bar{\omega}_1|\cos\delta_{w1} = r_{w2}|\bar{\omega}_2|\cos\delta_{w2},$$

бундан узатиш нисбатини аниқлаш формуласи келиб чиқади:

$$u_{12} = |\bar{\omega}_1|/|\bar{\omega}_2| = r_{w2}\cos\delta_{w2}/(r_{w1}\cos\delta_{w1}). \qquad (12.3)$$

Нисбий айланиш бурчак тезлиги векторининг модули косинуслар теоремасига асосан (12.1) вектор тенгламани ечиб аниқланади:

$$\omega_{21} = \sqrt{\omega_1^2 + \omega_2^2 + \omega_1\omega_2\cos\Sigma}.$$

Элементлари олий кинематик жуфтликни ҳосил қилувчи бўғинларнинг нисбий ҳаракат қонуни берилган бўлса, умумий ҳолда илашманинг асосий теоремасини қуйидагича ифодалаш мумкин: *туташ юзаларнинг исталган уриниш нуқтасида ҳар иккала уринувчи юзалар учун ягона нормаль мавжуд бўлади: у юзаларнинг кўрсатилган нисбий ҳаракатида уриниш нуқтасининг тезлик векторига перпендикуляр жойлашади.*

Ушбу теоремани қуйидагича исботлаш мумкин. Агар ифодаланган шарт бажарилмаса, у ҳолда олий кинематик жуфтлик элементлари нисбий тезлигининг ташкил этувчиси умумий нормаль бўйлаб йўналган бў-

лади. Бу ҳолда олий жуфтлик элементлари ё бир-биридан ажралиши, ёки бир-бирига кириши кетиши зарур, бу эса олий жуфтлик элементларининг ўзаро уриниш шартига зиддир. Бундай фаразнинг амалга ошуви мумкин бўлмаганлиги сабабли, ушбу ҳол илашма асосий теоремасининг исботи бўлади. Илашма асосий теоремасининг аналитик кўринишдаги қисқа ёзуви векторларнинг скаляр кўпайтмаси кўринишида ёзилган $\bar{v}_r$ ҳамда n векторларнинг перпендикулярлиги шартига асосланади:

$$\bar{v}_r \cdot \bar{n} = 0,$$

бу ерда: $\bar{v}_r$ — олий кинематик жуфтлик элементларига уринма тарзда жойлашган текисликдаги нисбий ҳаракатнинг тезлик вектори, $\bar{n}$ — уриниш нуқтасига ўтказилган умумий нормалдаги ягона вектор.

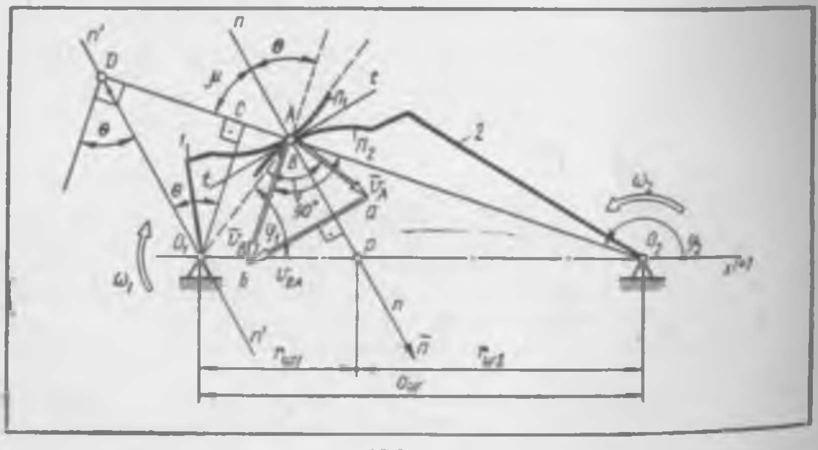
Текис илашманинг асосий теоремаси. Текис илашма асосий теоремасининг ғоясини инглиз олими Виллис бўғинлар тезликлари нисбатини таҳлил қилиш асосида механизмлар таснифини (классификацияси) ишлаб чиқиш чоғида айтиб ўтган (қаранг: *Willis R.* Principles oj mechanism. London, 1841). Замонавий талқинда ушбу теорема (В и л л и с т е о р е м а с и деб ҳам айтилади) қуйидагича изоҳланади: туташувчи юзаларнинг уриниш нуқтасига ўтказилган умумий нормаль илашманинг исталган ҳолатида илашиш қутби P нуқтадан ўтиши лозим; бу нуқтанинг $O_1 O_2$ ўқлараро чизиқдаги ҳолати бўғинларнинг белгиланган нисбий ҳаракатига кўра аниқланади.

Қуйидаги (3.97) муносабат

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \mp \frac{PO_2}{PO_1} = \mp \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{a_w \mp r_{w1}}{r_{w1}} \qquad (12.4)$$

га асосан, агар a_w ўқлараро масофа ҳамда u_{12} узатиш нисбати берилган бўлса, P қутбнинг ҳолати r_{w1} радиус орқали аниқланади.

Ифодаланган теоремани исботлаш мақсадида $П_1$, $П_2$ профилларнинг (12.2-расм) $У$ уриниш нуқтасидаги мос тарзда бўғинлар 1 ва 2 га тегишли бўлган A ва B нуқталарининг тезлик векторлари ҳамда улар орасидаги ушбу муносабатлар кўриб чиқилади:



12.2- расм

$$\bar{v}_B = \bar{v}_A + \bar{v}_{BA}.$$

Векторларнинг йўналиши нуқталарнинг ҳаракатланиш шартига кўра аниқланади: $\bar{v}_A \perp AO_1$; $\bar{v}_B \perp BO_2$; $v_{BA} \| t-t$ ёки $\bar{v}_{BA} \perp n-n$, бу ерда $t-t$ ва $n-n$ — уринувчи профиллар $П_1$ ва $П_2$ га ўтказилган умумий уринма ҳамда умумий нормал чизиқлар. Сўнгра O_1 ўқ орқали умумий нормалга параллел бўлган O_1D чизиқ ўтказилиб ($n'-n' \| n-n$), унинг $O_1УD$ радиус билан кесишиш нуқтаси D аниқланади. Ҳосил бўлган $\Delta O_1DУ$, $\bar{v}_A$, $\bar{v}_B$, $\bar{v}_{BA}$ векторлардан ҳосил бўлган $\Delta abУ$ га ўхшаш бўлади.

Учбурчакларнинг ўхшашлигидан қуйидагилар келиб чиқади:

$$\frac{a_1У}{O_1У} = \frac{bУ}{DУ}, \text{ ёки } \frac{|\bar{v}_A|}{|\bar{v}_B|} = \frac{O_1У}{DУ}, \text{ ёхуд } \frac{\omega_1 r_A}{\omega_2 r_B} = \frac{r_A}{\mu_l\, DУ}$$

$DУ/УO_2 = O_1P/PO_2$ бўлганлиги сабабли (бу ҳол DO_2O_1 бурчак томонларини иккита параллел чизиқ кесиб ўтиши шартидан келиб чиқади) ўрнига қўйишлар натижасида қуйидаги муносабат ҳосил бўлади:

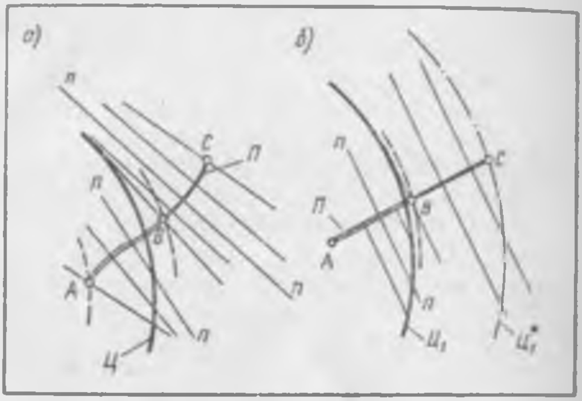
$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{(r_B/\mu_l)}{DУ} = \frac{УO_2}{DУ} = \frac{PO_2}{PO_1}. \qquad (12.5)$$

(12.5) муносабат (12.4) муносабат билан бир хил маънони ифодалайди, бу эса $n-n$ умумий нормалнинг илашиш қутби P дан ўтишини исботлайди. Баъзан исботлашнинг бошқача шакли қўлланилади. Бунда A ва B нуқталарнинг $У$ ҳолатда уринган пайтидаги $\bar{v}_A$ ва $\bar{v}_B$ абсолют тезликлар нинг проекциялари кўриб чиқилади: улар $П_1$ ва $П_2$ профилларнинг уриниши бузилмаслиги, яъни ўзаро ажралиб ёки бир-бирига кириши кетмаслиги шартига кўра ўзаро тенг бўлиши лозим.

Илашма асосий теоремасининг таҳлилидан келиб чиқадики, узатиш функциясининг ўзгариш қонуни берилган бўлса, яъни P қутбнинг O_1O_2 ўқлараро чизиқдаги ҳолатини белгиловчи центроидалар берилган бўлса, лойиҳачи уринувчи юзалар (профиллар) нинг геометриясини истаганча танлаш имкониятига эга бўлади. Исталган центроидалар жуфтига кўплаб туташ юзалар мос келади ва улар бўғинларнинг тезлик бурчаклари нисбатини талаб бурчаклари нисбатини талаб этилгандек ўзгартиришга имкон беради.

Муайян шаклга эга бўлган профилларнинг у ёки бу жуфтини лойиҳачи қатор омилларга боғлиқ ҳолда танлайди. Бу омилларга тайёрлаш технологияси (тайёрлаш усули, дастгоҳлар, қирқувчи асбоблар, текшириш усуллари ва шу кабилар), узатманинг ишлаш қобилияти («юкланиш қобилияти», юқори ФИК, профилларнинг кам ейилиши, ишончлилик ҳамда чидамлилик ва шу кабилар), узатманинг тайёрлаш, йиғиш ҳамда ишлатиш жараёнларида вужудга келган хатоликларга сезгирлиги киради.

Илашманинг асосий теоремасидан қуйидаги хулоса келиб чиқади: уринувчи юзалар центроидаларга нисбатан шундай жойлашуви лозимки, бунда исталган уриниш нуқтасига ўтказилган нормал чизиқ илашиш қутби P дан ўтадиган бўлсин. Агар ушбу талаб бажарилмаса, бундай юзалар ўзаро уринувчи юзалар бўла олмайди. 12.3-расм, a да $Ц$ цент-



12.3- расм

роида ҳамда $П$ юза (профиль) кўрсатилган. Бу профилга бир неча $n—n$ нормаллар ўтказилган. $П$ юзанинг AB қисмида нормаллар $Ц$ центроидани кесиб ўтади, BC қисмида эса нормаллар $Ц$ центроида билан умумий нуқталарга эга бўлмайди. Бинобарин, $П$ юзанинг AB қисми учун ўзаро уринувчи нуқтани топиш мумкин, BC қисми учун эса уринувчи юзани лойиҳалаш мумкин эмас. Бу ҳолда тишнинг баландлиги чекланган бўлиши лозим (12.3-расм, a да тишлар учларининг чизиғи шартли равишда B нуқтадан ўтувчи пунктир чизиқ билан кўрсатилган).

$П$ юзанинг тўғри чизиқ бўйича чизилган хусусий ҳоли учун (12.3-расм, $б$) ҳам шунга ўхшаш фикр юритиш мумкин: юзанинг AB қисмида нормаллар $Ц_1$ центроидани кесиб ўтади, BC қисмида эса нормаллар $Ц_1$ центроида билан умумий нуқтага эга бўлмайди. Бироқ, агар бошка бир $Ц_1^*$ центроида танланса (ёки тўғри чизиқли юза центроидага нисбатан бошқача жойланса), у ҳолда юзанинг барча AC қисмига ўтказилган нормаллар $Ц_1^*$ центроидани кесиб ўтишига эришиш, яъни AC юзанинг ҳамма қисми учун бошқа — ўзаро уринувчи юзани топиш мумкин бўлар эди. Илашманинг асосий теоремасидан келиб чиқадиган бу шарт зарур бўлса ҳам, баъзи ҳолларда у етарли бўлмайди, чунки бошқа чеклашлар ҳам мавжуддир.

3-бобда айтиб ўтилганидек, бирор B нуқтанинг φ_1 умумлашган координата бўйича силжишининг биринчи ҳосиласи S_B дан иборат бўлган ҳаракат тезлигининг v_{qB} узатиш функцияси исталган механизмнинг муҳим кинематик хусусияти ҳисобланиб, у умумлашган координатанинг ўзгариш вақтига ва қонунига боғлиқ бўлмайди:

$$v_{qB} = d\,S'_B/d\varphi_1 = v_B/\omega_1.$$

Айланма ҳаракат олий жуфтлик орқали узатилганда v_{qB} кинематик узатиш функциясига аниқ бир геометрик тасвир бериш мумкин. Умумлашган координата сифатида бўғин 1 нинг бурилиши бурчаги φ_1, функ-

рия сифатида эса етакланувчи бўғин $2B$ нуқтасининг S_B силжиши олинган бўлсин (12.2-расм).

Узатиш функцияси $v_{qB} = v_B/\omega_1$ нинг СИ даги бирлиги м·рад$^{-1}$ дир. Уни механизм схемасида $\mu_q = [\text{мм}/(\text{м}\cdot\text{рад}^{-1})]$ масштабдаги бирор кесма кўринишида тасвирлаш мумкин.

Ҳаракат тезлиги узатиш функциясининг геометрик тасвири қуйидагича ифодаланади: $У$ уриниш нуқтасига ўтказилган умумий $n — n$ нормаль билан етакчи бўғин O_1 айланиш ўқи орқали $n — n$ нормалга параллел тарзда ўтказилган $n' — n'$ чизиқ орасида етакланувчи бўғин O_2 айланиш ўқи ҳамда $У$ уриниш нуқтасини туташтирувчи чизиқ давомидаги $DУ$ кесма $v_{qH} = v_H/\omega_1$ узатиш функциясига тўғри мутаносибдир.

Ушбу теоремани исботлаш учун $\Delta DУO_1 \backsim \Delta Уab$ учбурчаклар ўхшашлигидан фойдаланилади (12.2-расм):

$$\frac{УD}{Eb} = \frac{AO_1}{Aa} \quad \text{ёки} \quad \frac{УD}{v_B} = \frac{AO_1}{v_A} = \frac{AO_1}{\omega_a} = \frac{\mu_l}{\omega_1}.$$

Ўзгартиришлардан сўнг ушбуни ҳосил қиламиз:

$$УD = \mu_l(v_B/\omega_1), \text{ ёки } УD = \mu_l v_{qB}.$$

Ушбу муносабатни асослаб бериш талаб этилган эди. Уринувчи юзаларнинг ихтиёрий танланган геометриясига кўра v_{qH} кинематик узатиш функцияси ўзгаради ва уни v_{qB}, S_B ёки v_{qB}, φ_2 координаталарда графиктарзда ифодалаш мумкин.

Шунга эътибор бериш лозимки, v_{qB} кинематик узатиш функциясига мутаносиб бўлган $УD$ кесманинг уриниш нуқтасига нисбатан жойлашуви илашма схемасига боғлиқ бўлади. Ташқи илашмада P илашиш қутби O_1 ва O_2 айланиш ўқлари орасида жойлашади, шунга кўра O_1D чизиқдаги $УD$ кесма ҳам $O_2У$ кесмага нисбатан ташқи томонда жойлашади.

P илашиш қутби O_1O_2 кесмадан ташқарида жойлашадиган ички илашмада $УD$ кесма O_1D чизиқнинг ичкари томонида $У$ дан O_1 га йўналган тарзда жойлашади. Баъзан қуйидаги қоидадан ҳам фойдаланилади: кириш бўғинининг ω_1 бурчак тезлиги йўналишида 90° га бурилган чиқиш бўғини 2 нинг v_B тезлик вектори кинематик узатиш функциясига мутаносиб бўлган $УD$ кесманинг $У$ уриниш нуқтасига нисбатан жойлашувини билдиради.

12.2-§. Ўзаро уринувчи юзаларнинг сирпаниш тезлиги

Бўғинларнинг ω_1, ω_2 бурчак тезликлари, юзаларнинг сирпаниш тезлиги билан $У$ уриниш нуқтасининг P илашиш қутбидан бўлган масофа орасидаги муносабат қуйидагича ифодаланади: олий жуфтликдаги ўзаро уринувчи юзаларнинг сирпаниш тезлиги $У$ уриниш нуқтаси билан P илашиш қутби орасидаги $l_{УP}$ масофанинг юзаларнинг нисбий ҳаракатидаги $\overline{\omega}_{12} = \overline{\omega}_1 - \overline{\omega}_2$ бурчак тезликка кўпайтмасига тенг (12.2-расмга қаранг).

Исботлаш мақсадида учбурчакларнинг ўхшашлиги $\Delta Уab \sim \Delta O_1УD$ кўриб чиқилади, бинобарин,

$$\frac{ab}{DO_1} = \frac{Уa}{УO_1} \quad \text{ёки} \quad \frac{v_{сир}}{DO_1} = \frac{v_A}{УO_1}; \tag{12.6}$$

$\Delta DO_1O_2 \sim \Delta УPO_2$ бинобарин,

$$\frac{DO_1}{УP} = \frac{O_1O_2}{PO_2} = \frac{O_1P + PO_2}{PO_2} = \frac{O_1P}{PO_2} + 1 = \mp \frac{\omega_2}{\omega_1} + 1. \tag{12.7}$$

(12.6) муносабат (12.7) муносабатни ҳисобга олган ҳолда ўзгартирилиб изланаётган сирпаниш тезлиги аниқланади:

$$v_{сир} = v_A \frac{DO_1}{УO_1} = \frac{\omega_1 r_A}{r_A \mu_q} DO_1 = \frac{\omega_1}{\mu_l} \cdot УP \left(\mp \frac{\omega_2}{\omega_1} + 1\right),$$

ёки

$$v_{сир} = \left(\frac{УP}{\mu_l}\right) \cdot (\omega_1 \mp \omega_2) = l_{УP} (\omega_1 \mp \omega_2). \tag{12.8}$$

(12.8) муносабат юқорида ифодаланган уринувчи юзаларнинг сирпаниш тезлиги тўғрисидаги теоремага мос келади. P илашиш қутбида юзалар орасида ишқаланиш бўлмайди. $У$ уриниш нуқтаси P илашиш қутбига нисбатан қанча узоқда жойлашса, сирпаниш тезлиги шу қадар катта бўлади. Лойиҳачи уринувчи юзаларнинг ейилиши сирпаниш тезлигининг функцияси эканлигини назарда тутиб, уринувчи юзаларнинг центроидаларга нисбатан шундай жойлашувини танлаши керакки, бунда сирпаниш тезлиги рухсат этилган қийматлардан ошиб кетмайдиган бўлсин.

Тишларининг ҳам каллаги, ҳам оёғи бўлган, яъни уринувчи юзалари центроидаларнинг иккала томонида жойлашган узатмалар энг кенг қўлланилади.

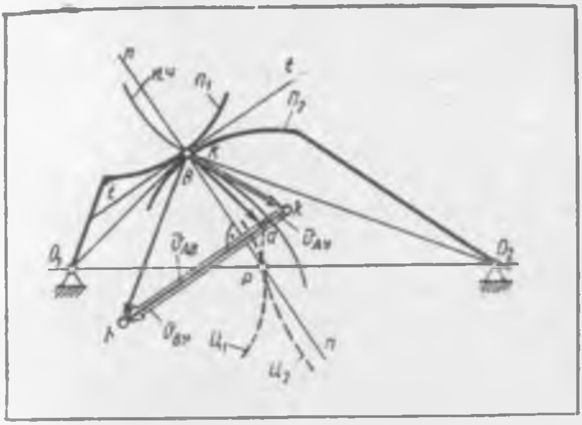
Баъзи ҳолларда тишларининг фақат каллаги ёки фақат оёғи бўлган уринувчи юзалардан фойдаланиш, яъни қутбга қадар, қутбдан кейин ёки қутбдан ташқари илашмали узатмаларни лойиҳалаш мумкин.

$П_1$ ва $П_2$ юзалар (профиллар) нинг $\bar{v}_{сир} = \bar{v}_{У_2У_1} = \bar{v}_{BA}$ сирпаниш тезлиги бир хил бўлса ҳам, улар ҳар хил жадалликда ейилади. Шунинг учун ҳар бир $П_1$ ва $П_2$ профилнинг умумий $У$ уриниш нуқтасига нисбатан ҳаракатини кўриб чиқиш фойдалидир (12.4-расм):

$$\begin{aligned} \bar{v}_A = \bar{v}_У = \bar{v}_{AУ}, \quad &\text{ёки} \quad \bar{v}_{У1} = \bar{v}_У + \bar{v}_{У1У}; \\ \bar{v}_B = \bar{v}_У + \bar{v}_{BУ}, \quad &\text{ёки} \quad \bar{v}_{У2} = \bar{v}_У + \bar{v}_{У2У}. \end{aligned} \tag{12.9}$$

Умумий уриниш нуқтасининг $\bar{v}_У$ тезлиги вектори илашиш чизиғи (и. ч.) га ўтказилган уринма чизиқда ётади. Илашиш чизиғи $П_1$ ва $П_2$ юзаларнинг ўзаро ҳаракатидаги $У$ уриниш нуқталарнинг қўзғалмас текисликдаги геометрик ўрни бўлади (12.2-расмга қаранг).

$\bar{v}_{У1У} = \bar{v}_{AУ}$ ва $\bar{v}_{У2У} = \bar{v}_{BУ}$ тезлик векторларининг йўналиши $У$ уриниш нуқтасидаги $П_1$ ва $П_2$ юзаларга ўтказилган умумий уринма $t-t$ чизиқда ётади.



12.4- расм

12.4-расмдаги тезликлар плани кўринишидаги чизмалар (12.9) вектор муносабатларга мос келади

12.4-расмда кўрсатилган олий жуфтлик геометриясига кўра $П_1$ юзанинг $У$ уриниш нуқтасига нисбатан $\bar{v}_{Ay} = \overline{ak}/\mu_v$ сирпаниш тезлиги $П_2$ юзанинг ўша $У$ уриниш нуқтасига нисбатан $\bar{v}_{Ay} = \overline{kb}/\mu_v$ сирпаниш тезлигига қараганда анча паст. Бу ҳол муайян вақтда $П_2$ юзанинг уринадиган қисмининг узунлиги $П_1$ юзаникига қараганда узунроқ бўлишини билдиради. Шунга кўра, бошқа шароитлар ўзгармас бўлгани ҳолда, ҳатто юзалар материалларининг ейилишга чидамлилиги бир хил бўлса ҳам, $П_1$ юзанинг кўрсатилган қисми $П_2$ юзаникига қараганда кўпроқ ейилади.

Юзаларнинг бир-бирига нисбатан $\bar{v}_{y_2y_1}$ сирпаниш тезлиги ҳамда юзаларнинг умумий уриниш нуқтасига нисбатан $\bar{v}_{y_1y}$ ва $\bar{v}_{y_2y}$ сирпаниш тезликлари уларнинг ўзаро таъсирлашуви жараёнида доим ўзгариб туради, яъни уриниш нуқтаси P қутбга яқинлашган сари нолгача камая боради, сўнгра йўналишини ўзгартирган ҳолда оша боради. Юзалар сирпанишининг бундай хусусияти олий кинематик жуфтлик элементлари юзаси турли қисмларининг ейилиш жадаллигига таъсир қилади (агар ейилиш асосан абразив таъсирида бўлса).

Нисбий ҳаракатдаги юзаларнинг сирпанишини фақат сирпаниш тезлигининг қийматига қараб баҳолаш етарли бўлмайди: уриниш нуқтасининг ҳар бир юза бўйича ҳаракат тезлигини, яъни $\bar{v}_{By}$ ва $\bar{v}_{Ay}$ тезликларни ҳам ҳисобга олишга тўғри келади (12.4-расм).

Юзалар $\bar{v}_{сир} = \bar{v}_{BA}$ сирпаниш тезлигининг юзалардаги A ва B нуқталарнинг $У$ умумий уриниш нуқтасига нисбатан $\bar{v}_{Ay}$ ва $\bar{v}_{By}$ нисбий тезликларига нисбати мос равишда λ_A ва λ_B **сирпаниш коэффициентлари** дейилади:

$$\lambda_A = v_{\text{сир}}/v_{AУ} \text{ ва } \lambda_Д = v_{\text{сир}}/v_{ДУ}. \tag{12.10}$$

Агар юза нуқтасининг тезлиги уриниш нуқтасининг илашиш чизиғидаги тезлиги билан мос бўлса, у ҳолда сирпаниш коэффициенти назарий жиҳатдан чексизликка тенглашади. Бундай ҳол муштли механизмларда олий кинематик жуфтлик элементларидан бирининг нуқтасига айланган (ўткирлашган) пайтда юз беради.

12.3-§. Олий жуфтлик орқали харакат узатилишида босим бурчаги

Ўзаро таъсирлашувчи юзаларнинг $У$ уриниш нуқтасига ўтказилган умумий $n-n$ нормалнинг ҳолати турли усуллар орқали кўрсатиб берилиши мумкин. $n-n$ нормаль билан O_1 ўқ ва $У$ уриниш нуқтасини туташтирувчи r_A радиус-вектор орасидаги бурчак **е т а к ч и ю з а б у р ч а г и** дейилади (12.2-расмга қаранг). $n-n$ нормаль билан O_2 ўқ ва $У$ уриниш нуқтасини туташтирувчи r_B радиус-вектор орасидаги бурчак μ **у з а т и ш б у р ч а г и** дейилади. $n-n$ нормаль билан етакланувчи бўғиннинг v_B тезлик вектори орасидаги бурчак θ **б о с и м б у р ч а г и** дейилади. Олий жуфтликли механизмларни лойиҳалашда ушбу бурчаклар муҳим аҳамиятга эга. Айниқса куч ва моментларни узатиш шартларини ҳисобга олишга ҳамда шу муносабат билан баъзи чеклашларни белгилашга тўғри келади. Масалан, босим бурчагига доир $\theta \leq \theta_{р.э}$ тарздаги чеклашлар кўп қўлланилади: бунда ўзгарувчи θ босим бурчаклари рухсат этиладиган $\theta_{р.э}$ қийматдан ошиб кетмаслиги лозим. θ босим бурчаги билан механизмнинг кинематик параметрлари орасидаги боғланиш қуйидагича аниқланади. 12.2-расмдаги схемадан қуйидагиларни ёзиш мумкин:

$$\operatorname{tg}\theta = DC/CO_1 = (AD - AC)/CO_1 = [AD - (CO_2 - BO_2)]/CO_1,$$

бу ерда $CO_1 - O_1$ марказдан O_2D нурга туширилган перпендикуляр.

Ушбу ифодага кесмаларнинг

$$AD = \mu_l\ (v_B/\omega_1);\ BO_2 = \mu_l r_B;$$
$$CO_1 = O_1O_2 \sin\varphi_2 = \mu_l a_w \sin\varphi_2;$$
$$CO_2 = O_1O_2 \cos\varphi_2 = \mu_l a_w \cos\varphi_2$$

қийматларини қўйган ҳолда қуйидаги кўринишдаги формулани ҳосил қилиш мумкин:

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{(v_B/\omega_1) - (a_w \cos\varphi_2 - r_B)}{a_w \sin\varphi_2}. \tag{12.11}$$

(12.11) формуладаги v_B/ω_1, r_B ва φ_2 катталиклар ўзгарувчандир.

Агар олий жуфтликли механизмдаги бўғин *2* хусусий ҳолда тўғри чизиқли-илгарилама ҳаракат қилса, у ҳолда (12.11) формула ҳам хусусий кўринишга эга бўлади:

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{(v_B/\omega_1) \mp e}{S_0 + S_B}, \tag{12.12}$$

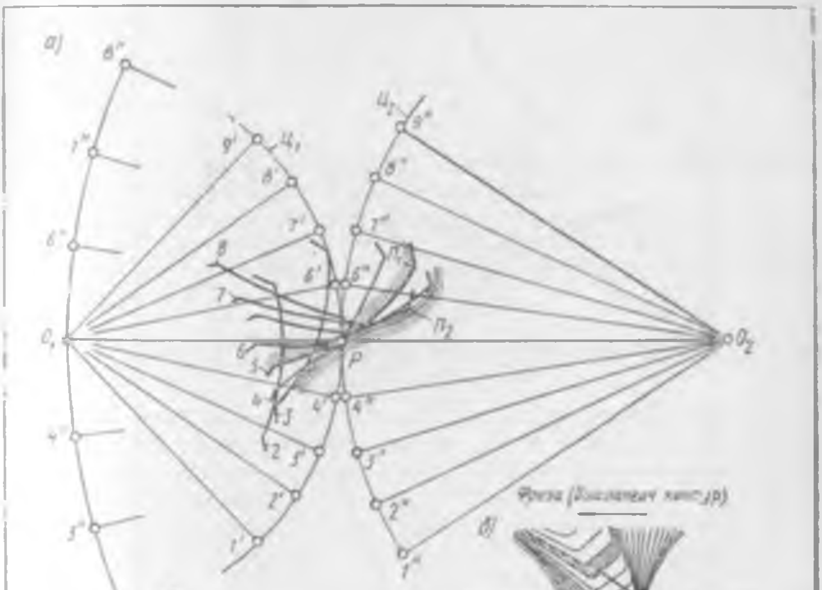
бу ерда e — ўқдан четга чиқиш, яъни етакланувчи бўғин ўқининг етакчи бўғиннинг айланиш ўқига нисбатан сурилганлиги; $S_в + S_п = y_B$ — етакланувчи бўғиндаги нуқтанинг координатаси бўлиб, бунда координаталар боши етакчи бўғиннинг айланиш ўқида жойлашади ҳамда етакланувчи бўғин координата ўқларига нисбатан илгарилама ҳаракат қилади.

θ босим бурчаги ҳақидаги теоремани қуйидагича ифодалаш мумкин: айланма ҳаракат олий жуфтликли оддий текис механизм орқали узатилганда босим бурчаги $v_{qB} = v_B/\omega_1$ узатиш функциясига, a_w ўқлараро масофага ҳамда етакланувчи бўғиннинг уриниш нуқтаси r_{B_2} ва φ_2 координаталарига боғлиқ бўлади ва (12.11) муносабатга кўра аниқланади.

Баъзи хусусий ҳолларда ўзаро уринувчи сиртлар воситасида ҳаракатни узатиш ўзгармас босим бурчаги орқали амалга оширилиши мумкин.

12.4-§. Туташ юзаларни синтезлашнинг график усуллари

Юзаларнинг кетма-кет ҳолатлари усули. Ўзаро уринувчи $П_2$ юзани берилган $П_1$ юзага кўра кетма-кет ҳолатлар усулида аниқлаш (12.5-расм, *а*) $Ц_1$ центроиданинг қўзғалмас $Ц_2$ центроидага нисбатан ҳаракатини ўзгартишдан, $П_1$ юзанинг қатор ҳолатларини чизишдан ва уларга уринув-



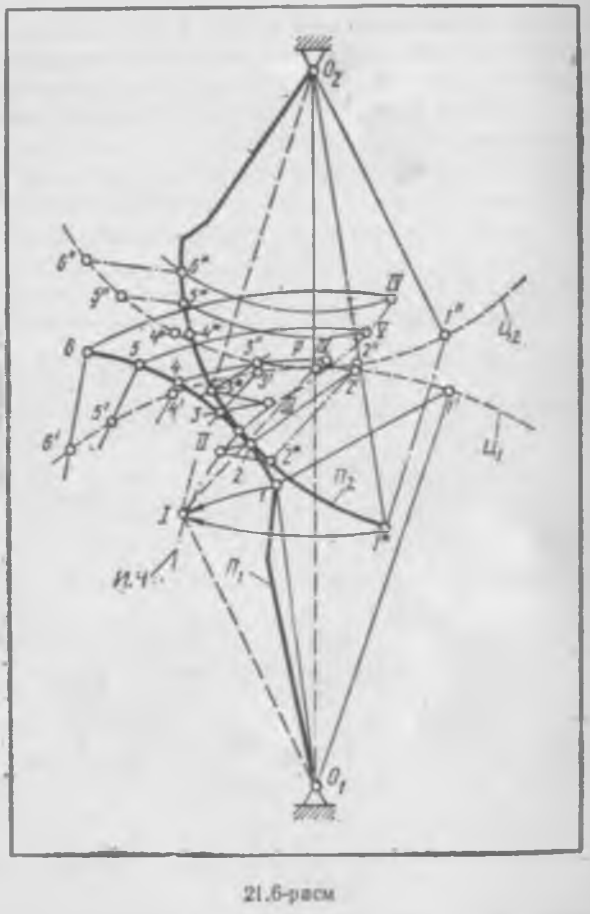
12.5- расм

чи эгри чизиқ ўтказишдан иборат. Ўтказилган уринма изланаётган $П_2$ юза бўлади.

$Ц_1$ ва $Ц_2$ центроидалар бир-бирига нисбатан сирпанмасдан юмалайди. Шу сабабли центроидаларнинг мос тарздаги қисмлари ўзаро тенг бўлиши лозим: $P1' = P1''$; $P2' = P2''$, $P3' = P3''$; . . ., $P8' = P8''$; $P9' = P9''$ ёки $1'2' = 1''2''$; $2'3' = 2''3''$; . . .

Ҳаракат тескарига ўзгартирилганда O_11'; O_12'; O_13'; . . ., O_18'; O_19' нурлар кетма-кет $1''1$, $2''2$, $3''3$, . . ., ҳолатларни эгаллайди. $П_1$ юзани O_1O_2 чизиққа нисбатан белгилаб, унинг кетма-кет ҳолатларини чизиш мумкин. Масалан, ҳаракат ўзгартирилганда O_1O_2 чизиқнинг ҳолатлари мос равишда $O_21''1$, $O_22''2$, $O_23''3$, . . ., $O_28''8$, $O_29''9$ ва ҳоказо ҳолатлар билан мос келади. $П_1$ юзанинг бир қанча кетма-кет ҳолатларига уринувчи умумий эгри чизиқ изланаётган $П_2$ юза бўлади.

12.5-расм, *б* да асбоб бошлангич контурининг ҳамда эвольвентали



21.6-расм

тишли ғилдиракнинг илашмасини тадқиқ этиш мақсадида бажарилган чизмалар тасвирланган.

Нормалларининг ҳолатларига кўра ўзаро уринувчи юзаларни ясаш усули (Рело усули). Ушбу усул илашманинг асосий теоремасига асосланган бўлиб, берилган $П_1$ юза нормалларининг ҳолатларини аниқлаш осон бўлган ҳолларда қўлланилади (12.6-расм).

$П_1$ юзада бир қанча $1, 2, 3, \ldots, 6$ нуқталар танланади. Сўнгра ҳар бир нуқтадан юзага нормаллар ўтказилади ва уларнинг центроида билан $1', 2', 3', \ldots, 6'$ кесишув нуқталари белгиланади. $Ц_1$ ва $Ц_2$ центроидалар ўзаро сирпанмасдан ҳаракатланади, шу сабабли $Ц_2$ центроидада $\smile{P1''} = \smile{P1'}$; $\smile{P2''} = \smile{P2'}$; $\smile{P3''} = \smile{P3'}$; $\ldots$; $\smile{P6''} = \smile{P6'}$ шарт бажариладиган қилиб мос тарздаги $1', 2', 3', \ldots, 6''$ нуқталарни аниқлаш мумкин. Бу нуқталар P қутбдан ўтаётганда $Ц_1$ центроиданинг $1', 2', 3', \ldots, 6'$ нуқталари билан уринади. Юзалар уриниш нуқталарининг қўзғалмас текисликдаги ҳолатларини $11'O_1$; $22'O_1$; $33'O_1$; $\ldots$; $66'O_1$ учбурчакларни O_1 ўқ атрофида буриш орқали осонгина топиш мумкин. Бунда мос тарздаги $11'$; $22'$; $33'$ $\ldots$, $66'$ нормаллардан тегишлиси албатта тегишли PIO_1: $PIIO_1$; $PIIIO_1$; $\ldots$, $PIVO_1$ қутбдан ўтади. I; II; III: $\ldots$, IV илашиш нуқталарининг геометрик ўрни и л а ш и ш ч и з и ғ и (и.ч.) ҳисобланади.

$П_1$ ва $П_2$ юзаларга ушбу ҳолатларда ўтказилган тегишли нормаллар умумий бўлади. Агар нормалларни O_2 ўқда мос тарздаги бурчакларга бурсак, у ҳолда улар $1^*1''$; $2^*2''$; $\ldots$; $6^*6''$ ҳолатларни эгаллайди. Бунда IPO_2, $IIPO_2$, $\ldots$, $VIP\,O_2$ учбурчаклар $1^*1''O_2$; $2^*2''O_2$; $\ldots$ $6^*6''O_2$ ҳолатларга бурилади.

Ясаш натижасида ҳосил бўлган 1^*, 2^*, 3^*, $\ldots$, 6^* нуқталарни равон эгри чизиқ орқали туташтириб, *берилган $П_1$ юза билан ўзаро уринувчи изланаётган $П_2$ юза ҳосил қилинади.*

Бинобарин, ўзаро уринувчи юзаларни Рело усули билан ясаш илашиш чизиғи ҳақидаги, яъни уриниш нуқталарининг стойка билан боғланган қўзғалмас координаталар системасидаги геометрик ўрни тўғрисидаги тушунчадан фойдаланишга асосланган.

12.5-§. Юзалар илашмасининг асосий дифференциал тенгламаси

Илашманинг асосий теоремаси билан аниқланадиган уринувчи юзаларнинг ўзаро таъсирлашиш шарти аналитик кўринишда келтирилиши мумкин. Турли соҳаларда қўлланиладиган ностандарт узатмаларнинг назарий асоси бўлган илашмаларни лойиҳалаш ҳамда тадқиқ этишда, уриниш усули бўйича ишлайдиган қирқувчи асбобнинг профилини ҳосил қилишда ва ҳоказоларда аналитик кўриниш фойдалироқ, ҳатто афзалроқ бўлади.

$П_1$ юза аниқ бўлган $y^{(1)} = f_1(x^{(1)})$ тенглама орқали $O_1x^{(1)}y^{(1)}$ координаталар системасида (3.45-расмга қаранг) берилган бўлсин.

Ўзаро уринувчи юзаларнинг B уриниш нуқтаси орқали ўтувчи $n - n$ нормалнинг тенгламаси қуйидаги кўринишга эга:

$$(x^{(1)} - x_B^{(1)}) + f'(x^{(1)})_B(y^{(1)} - y_B^{(1)}) = 0, \qquad (12.13)$$

бу ерда: $f'(x^{(1)})_B = (d_y^{(1)}/d_x^{(1)})_B$ — B нуқтадаги уринманинг бурчак коэффициенти; $x^{(1)}$, $y^{(1)}$ — нормалдаги нуқтанинг ҳозирги координаталари; $x_B^{(1)}$, $y_B^{(1)}$ — $O_1x^{(1)}y^{(1)}$ системасидаги юзалар B уриниш нуқтасининг координаталари.

Илашмаларнинг асосий теоремасига мувофиқ $n-n$ нормаль координаталари қуйидагиларга тенг бўлган P қутбдан ўтиши лозим:

$$x_P^{(1)} = r_{\omega_1} \sin\varphi_{10}, \quad y_P^{(1)} = -r_{\omega}\cos_{10}. \tag{12.14}$$

(12.13) тенглама қуйидагича ёзилади:

$$\operatorname{tg}\varphi_t = \left(\frac{dy^{(1)}}{dx^{(1)}}\right)_B = -\frac{x^{(1)}-x_B^{(1)}}{y^{(1)}-y_B^{(1)}} = \frac{x_P^{(1)}-x_B^{(1)}}{y_P^{(1)}-y_B^{(1)}}. \tag{12.15}$$

(12.14) муносабатни ҳисобга олган ҳолда (12.15) тенгламани қуйидаги кўринишда ёзиш мумкин:

$$(x_B^{(1)} - r_{\omega_1}\cos_{10}) + (dy^{(1)}/dx^{(1)})_B\,(y_H^{(1)} + r_{\omega_1}\sin\varphi_{10}). \tag{12.16}$$

Ўзаро уринувчи профиллар илашган пайтда берилган $П_1$ юзага P қутбдан ўтувчи нормалнинг бу тенгламаси баъзан *дифференциал кўринишдаги илашма тенгламаси* дейилади.

Центроиданинг r_{ω_1} радиусини a_ω ўқлараро масофа ҳамда $u_{21} = \omega_2/\omega_1$ узатиш нисбати ёрдамида қуйидаги муносабат орқали ифодалаш мумкин:

$$r_{\omega_1} = a_\omega \frac{u_{21}}{u_{21}+1}. \tag{12.17}$$

(12.17) муносабатни (12.16) га қўйиб ушбу кўринишга келтириш мумкин:

$$x_B^{(1)} + u_{21}\,(x_B^{(1)} - a_\omega\cos\varphi_{10}) + (dy^{(1)}/dx^{(1)})_B \times$$
$$\times\,[y_B^{(1)} + u_{21}\,(y_B^{(1)} + a_\omega\sin\varphi_{10})] = 0. \tag{12.18}$$

Юзалар илашмасининг (12.18) дифференциал тенгламаси узатманинг берилган параметрлари: a_ω ўқлараро масофа, u_{21} узатиш нисбатига кўра ва $П_1$ юзалардан бирининг тенгламаси: $y^{(1)} = f(x^{(1)})$ га кўра φ_{10} бурчакни аниқлашга имкон беради.

$У$ уриниш нуқтасининг координаталари стойка билан боғланган $O_1x^{(0)}y^{(0)}$ қўзғалмас координаталар системасида қуйидаги кўринишдаги матрица тенгламасидан координаталарни ўзгартириш орқали аниқланади:

$$\bar{r}_y^{(0)} = M_{10}\,\bar{r}_B^{1}, \tag{12.19}$$

бу ерда:

$$\bar{r}_y^{(0)} = \begin{vmatrix} x_y^{(0)} \\ y_y^{(0)} \\ 1 \end{vmatrix}; \quad \bar{r}_B^{(1)} = \begin{vmatrix} x_B^{(1)} \\ y_B^{(1)} \\ 1 \end{vmatrix}; \quad M_{10} = \begin{vmatrix} \cos\varphi_{10} & -\sin\varphi_{10} & 0 \\ \sin\varphi_{10} & -\cos\varphi_{10} & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

$У$ нуқтанинг изланаётган координаталари *илашиш чизиғининг уриниш нуқталари геометрик ўрнининг* тенгламаси билан аниқланади

$$x_y^{(0)} = x_B^{(1)}\cos\varphi_{10} - y_B^{(1)}\sin\varphi_{10};$$
$$y_y^{(0)} = x_B^{(1)}\sin\varphi_{10} + y_B^{(1)}\cos\varphi_{10}. \qquad (12.20)$$

Берилган $П_1$ юзага уринувчи бўлган $П_2$ юзадаги B нуқта координаталари ҳам ёзишнинг матрица шаклидан фойдаланган ҳолда аниқланади. Бунда $O_1x^{(0)}y^{(0)}$ қўзғалмас координаталар системасидан $O_2x^{(2)}y^{(2)}$ қўзғалувчан координаталар системасига ўтиш орқали координаталарни ўзгартириш усулидан фойдаланилади:

$$\bar{\mathbf{r}}_B^{(2)} = \mathbf{M}_{02}\,\bar{\mathbf{r}}_y^{(0)}, \qquad (12.21)$$

бу ерда

$$\mathbf{r}_B^{(2)} = \begin{vmatrix} x_B^{(2)} \\ y_B^{(2)} \\ 1 \end{vmatrix}; \qquad \mathbf{r}_y^{(0)} = \begin{vmatrix} x_y^{(0)} \\ y_y^{(0)} \\ 1 \end{vmatrix};$$

$$\mathbf{M}_{02} = \begin{vmatrix} \cos\varphi_{20} & -\sin\varphi_{20} & -a_w\cos\varphi_{20} \\ \sin\varphi_{20} & \cos\varphi_{20} & a_w\sin\varphi_{20} \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

Тенгламанинг узил-кесил кўриниши қуйидагича:

$$x_B^{(2)} = x_y^{(0)}\cos\varphi_{20} + y_y^{(0)}\sin\varphi_{20} - a_w\cos\varphi_{20};$$
$$y_B^{(2)} = -x_y^{(0)}\sin\varphi_{20} + y_y^{(0)}\cos\varphi_{20} + a_w\sin\varphi_{20}. \qquad (12.22)$$

Сўнгги ифодадаги φ_{20} бурчак қуйидаги муносабатдан аниқланади:

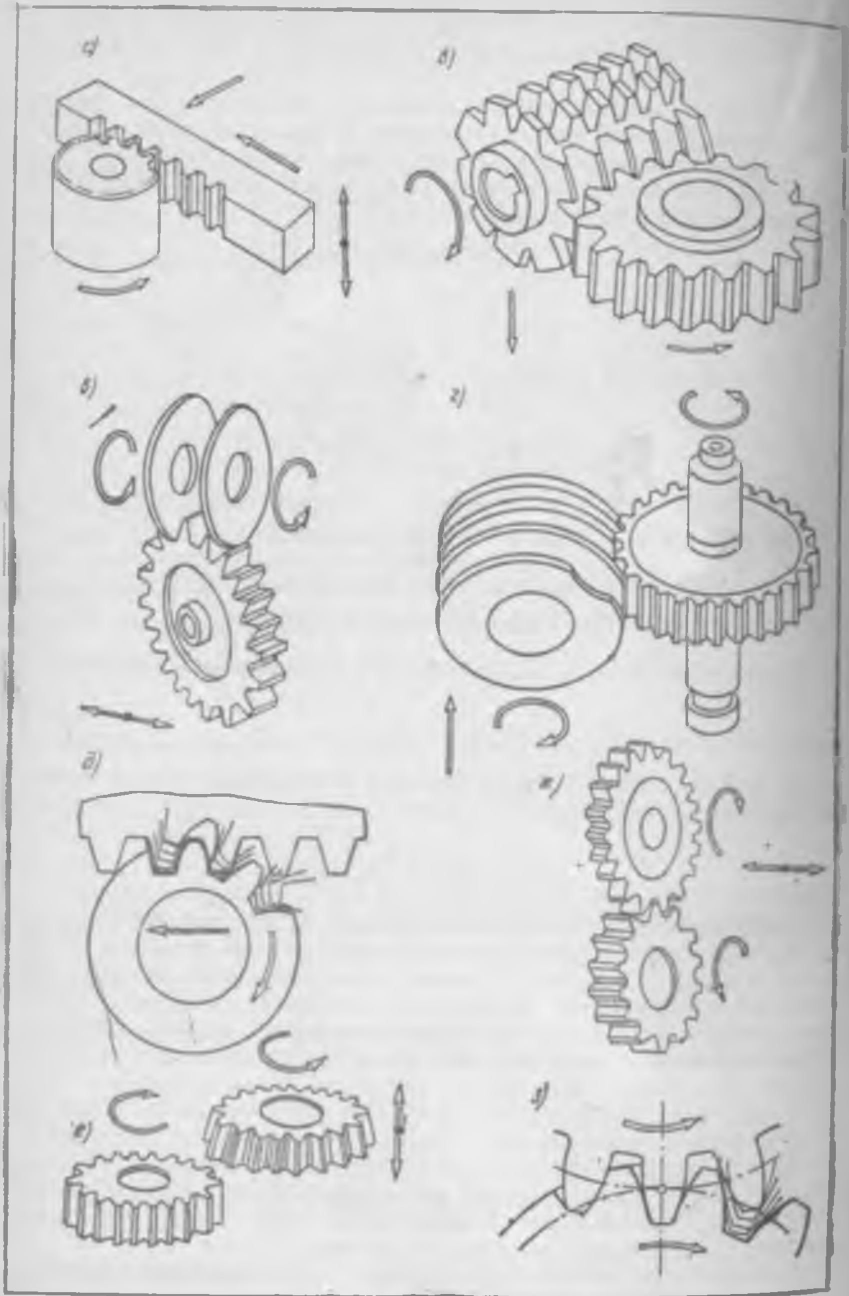
$$\varphi_{20} = \int_0^{\varphi_{10}} u_{21}d\,\varphi_{10}. \qquad (12.23)$$

u_{21} узатиш нисбати ўзгармас бўлганда бу муносабат хусусий ҳолга келтирилади: $\varphi_{20} = u_{21}\varphi_{10}$.

12.6-§. Ясовчи сиртлар

Олий кинематик жуфтлик элементларининг геометрик параметрларини ҳисоблашда шакллантирувчи дастгоҳлар (металл қирқувчи дастгоҳлар, прокат станлари, пресслар ва ҳоказо) нинг технологик имкониятлари эътиборга олинади. Мос тарздаги шакллантирувчи асбобнинг геометрияси я с о в ч и с и р т л а р билан чамбарчас боғлиқ бўлади. Шакллантириш жараёнини қиринди қирқиб олиш йўли билан амалга оширувчи асбоблар учун ясовчи сирт шундай хаёлий сирт бўладики, асбобнинг қирқиш учун зарур бўлган асосий ҳаракатида унинг қирқувчи қирралари ана шу сиртдан четга чиқмайди. Агар қирқувчи қирралар тўғри, унинг асосий ҳаракати эса тўғри чизиқли бўлса, у ҳолда ясовчи сирт текислик бўлади. Агар қирқувчи қирралар эгри чизиқли бўлиб, унинг асосий ҳаракати тўғри чизиқли бўлса, у ҳолда ясовчи сирт цилиндрсимон юза (масалан, долбякларининг эвольвентали сиртлари) бўлади.

Лойиҳаланувчи тишнинг ясовчи сирт билан илашмаси д а с т г о ҳ и л а ш м а с и дейилади. Бу атама эвольвентали узатмалар илашиш наза-



12.7- расм

риясининг асосий қоидаларини умумлаштирган ҳамда ривожлантирган йирик олим В.А. Гавриленко томонидан таклиф қилинган [13].

Дастгоҳ илашмасининг моҳияти қуйидагича: *ясовчи сирт* (асбоб қирқувчи қирраларининг сирти) *ҳамда тишнинг* («тиш қирқилаётган» ғилдиракнинг) *лойиҳаланувчи сиртининг бир-бирига нисбатан ҳаракатини аксоид сиртлар ўзаро таъсирлашганда тишли ғилдираклар бир-бирига илашганда оладиган ҳаракатга ўхшатиш мумкин.*

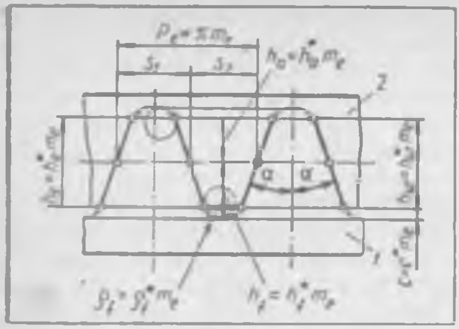
Цилиндрсимон тишли ғилдираклар қирқишда ясовчи ғилдиракнинг (яъни ён сиртлари ясовчи сиртлар бўлган тасаввурдаги тишли ғилдиракнинг) ва лойиҳаланаётган («тиш қирқилаётган») ғилдиракнинг ўқлари ўзаро параллел жойлашади ва цилиндрлар аксоидалар бўлади. Агар ясовчи ғилдирак чекланган миқдордаги тишларга эга бўлса, у ҳолда қирқувчи асбоб сифатида долбяк (12.7-расм, *е*), абразив хон (12.7-расм, *ж*) ишлатилади: улар ёрдамида тишларининг сони турлича бўлган ғилдираклар тишларининг ён юзаларига (12.7-расм, *з*) ишлов бериш мумкин. Ясовчи ғилдирак аксоидасининг радиуси чексиз катта бўлганда асбоб ҳам чексиз кўп миқдордаги тишларга эга бўлади, яъни у *рейкага* айланади. Бу ҳолда қирқувчи асбоб вазифасини одатда червякли фреза (12.7-расм, *б*) ёки червякли абразив доира (12.7-расм, *г*) ўтайди. Уларда р е й к а с и м о н я с о в ч и к о н т у р (12.7-расм, *д*) винтсимон сирт бўйлаб жойлашади. Тиш қирқувчи тароқ (12.7-расм, *а*) ёки бир жуфт тарелкасимон жилвирлаш доиралари (12.7-расм, *в*) кўринишидаги асбоблар ҳам қўлланилади. Долбяк, тароқ ҳамда абразив хоннинг қирқишдаги асосий ҳаракати илгарилама ҳаракат, червякли фреза ҳамда жилвирлаш доиралариники эса айланма ҳаракатдир.

Қамраб ҳаракатланиш жараёнида асбобнинг юза нормали бўйича асосий қадами лойиҳаланувчи («тиш қирқилувчи») ғилдиракнинг асосий қадамига мос келади. Қамраб ҳаракатланиш жараёнида бир тишдан бошқа тишнинг шаклини ҳосил қилишга ўтиш узлуксиз нисбий ҳаракат давомида (12.7-расм, *д*, *з*) автоматик тарзда амалга ошади.

Ўзи ҳам мансуб бўлган тишли ғилдираклар оиласидаги тишларнинг шакл ва ўлчамларини аниқлаш учун асос қилиб олинган рейкасимон контур б о ш л а н ғ и ч к о н т у р дейилади. Бошланғич контур тиш қирқувчи асбобнинг ҳамда тишли ғилдиракларнинг геометриясини белгилагани учун у стандартлаштирилади.

Конуссимон узатмаларни лойиҳалашда ясовчи сиртларнинг аксоидалари конуссимон сиртлар бўлган дастгоҳ илашмаларидан фойдаланилади. Ясовчи ғилдирак ҳамда лойиҳаланувчи («тиш қирқилувчи») ғилдираклар аксоид конусларининг ўқлари ўзаро кесишади. Ҳисоблашда ясовчи ғилдиракларнинг аксоидаси айланиш ўқи аксоида учидан утувчи текислик бўлган хусусий ҳоллар кўп учраб туради. Текис аксоидали ғилдирак назарий б о ш л а н ғ и ч т е к и с ғ и л д и р а к деб аталади. Ана шундай бошланғич текис ғилдирак кўндаланг кесимининг ёйилмаси н а з а р и й (номинал) б о ш л а н ғ и ч к о н т у р деб аталувчи шартли рейка тишларининг контурига эга бўлади.

Исталган тишли илашмани ҳисоблашда иккита дастгоҳ илашмасидан фойдаланилади. Уларнинг бирида ясовчи ғилдираклар, бошқасида эса қамрама ясовчи механизмлар бўлади. Агар ясовчи сиртларни бир-бирининг устига қўйганда улардаги ҳамма нуқталар ўзаро устма-уст туша-



12.8-расм

диган ҳолатга келтириш мумкин бўлса, у ҳолда бундай юзалар конгруэнтли ясовчи жуфтлик дейилади. 12.8-расмда рейкасимон юзали конгруэнтли бошланғич контурлар *1* ва *2* тасвирланган. Конгруэнтли ясовчи жуфтлик принципидан фойдаланиш илашмадаги ён сиртларнинг ўзаро уринишини, уриниш турини, юзалар интерференциясининг мавжуд ёки мавжуд эмаслигини таҳлил қилишни осонлаштиради.

Ясовчи жуфтлик асосида илашма назариясини яратиш ғояси Т.Оливьенинг 1877 йили эълон қилинган «Илашмалар тўғрисидаги масалаларни ҳал қилишнинг аналитик усули» номли илмий ишида илгари сурилган. Бу ғоядан Н.Э. Бауман номидаги Москва олий техника билим юртида В.А. Гавриленко раҳбарлигида эвольвентали илашма назариясини ишлаб чиқишда аниқ ва изчил равишда фойдаланилди.

Агар конгруэнтли ясовчи жуфтликдан фойдаланилса, ишловчи илашмада интерференция ҳодисаси бўлмайди. Ясовчи жуфтлик тишлар ён сиртларининг чизиқ бўйича ўзаро уринишини таъминлайди, чунки оний дастгоҳ уриниш чизиқлари устма-уст тушади.

Ясовчи юзалари конгруэнт бўлмаган жуфтликлардан фойдаланилганда узатмада ўзаро уриниш нуқта тарзида ҳам, чизиқ тарзида ҳам юз бериши мумкин; бундан ташқари, тишлар ён сиртларининг интерференцияси содир бўлиши ҳам эҳтимолдан ҳоли эмас. Бундай ҳолларда лойиҳаланувчи узатмани у ёки бу кўрсаткичларига кўра қўшимча равишда таҳлил қилиш зарур.

13-боб

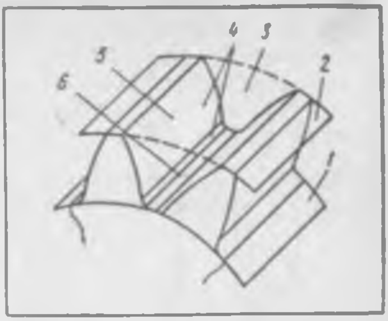
ЦИЛИНДРСИМОН ТИШЛИ УЗАТМАЛАР

Узлуксиз айланма ҳаракатни бир валдан бошқасига берилган узатиш нисбати билан узатиш кўпинча тишли механизмлар ёрдамида амалга оширилади. Тишли механизмлар юқори даражада ишончли ишлаши ҳамда берилган ҳаракат қонунини аниқ бажариши туфайли машинасозлик ва асбобсозликда жуда кенг қўлланилади. Агар валларнинг айланиш ўқлари параллел бўлса, ғилдиракларининг аксоидалари цилиндрлар бўлган цилиндрсимон тишли узатма қўлланилади (12.1-§). Бундай узатма текис механизмлар туркумига киради. Ушбу бобда цилиндрсимон тишли узатмани берилган узатиш нисбатига кўра синтезлаш асослари баён қилинади. Бу асослар тишли узатмани геометрик ҳисоблаш деб аталади.

13.1-§. Тишли ғилдирак элементлари

Цилиндрсимон тишли узатмалар (2.3-§ га қаранг) ташқи илашмали (2.6-расм, *а*) ва ички илашмали (2.6-расм, *б*) бўлиши мумкин. Шунингдек, ташқи ҳамда ички илашмалар оралиғида илаштирув-

чи рейкали илашмани (2.6-расм, *в*) ҳам кўрсатиб ўтиш лозим. Оддий тишли узатма тишли ғилдираклардан иборат бўлган иккита ҳаракатланувчи бўғинни ўз ичига олади. Тишли ғилдирак элементларини кўриб чиқамиз (13.1-расм).



13.1- расм

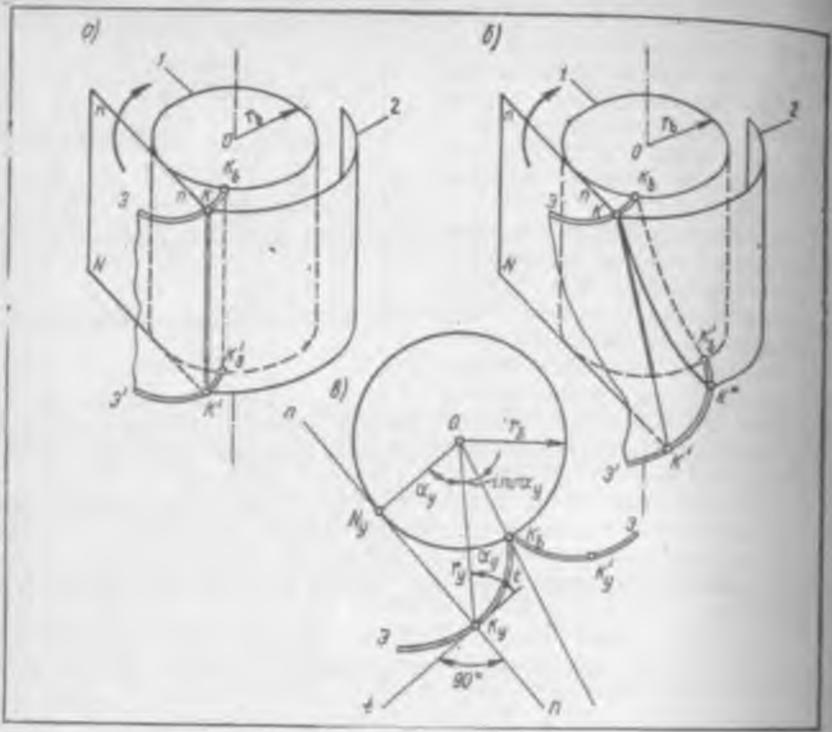
Тишли ғилдиракнинг тишларини унинг танасидан ажратиб турувчи юза (*1*) тишлар ботиқларининг сирти дейилади. Тишларни тишли ғилдирак танасининг қарама-қарши томонидан чегаралаб турувчи юза (*2*) тишлар учларининг сирти деб аталади. Иккита ёнма-ён тишлар орасидаги бўшлиқ (*3*) ботиқлик дейилади. Тишни ботиқлик томонидан чегаралаб турувчи юза (*4*) тишнинг ён сирти дейилади.

Ён сирт бош (*5*) ва оралиқ (*6*) сиртлардан иборат бўлади. Бош сирт деб, тиш ён сиртларининг шундай қисмига айтиладики, у бошқа тишнинг бош сирти билан ўзаро таъсирлашиб, берилган узатиш нисбатини таъминлайди. Оралиқ сирт бош сиртни ботиқлар сирти билан боғлайди.

Бош сирт кўпинча *эвольвентали* сирт бўлади, чунки цилиндрсимон узатмалар ичида эвольвентали цилиндрсимон узатмалар айниқса кенг тарқалган. Бунга сабаб — улар бошқа турдаги узатмаларга қараганда катта афзалликларга эга. Масалан, эвольвентали узатмада ўқлар оралиғидаги масофани маълум чегара доирасида ўзгартириш мумкин, лекин бунда узатиш нисбати ўзгармасдан қолаверади, бошқа узатмаларда эса бундай қилишга имконият йўқ. Бундан ташқари, эвольвентали узатма сифатли ишлайди. Эвольвентали ғилдиракларни тайёрлаш ҳамда уларни қирқиб тайёрлаш учун зарур бўладиган асбобни ясаш жуда осон, бу эса жуда муҳим амалий аҳамиятга эга.

Тўғри ҳамда қия тишларнинг бош сиртлари ҳисобланган эвольвентали сиртларнинг ҳосил бўлишини кўриб чиқамиз. 13.2-расм, *а* да тўғри тишнинг бош сирти перспективада кўрсатилган; уни ғилдирак ўқига перпендикуляр текисликларда ётувчи мутлақо бир хил эвольвенталарнинг (*Э*, *Э'*) мажмуи деб қараш мумкин. Ушбу эвольвенталар асосий цилиндр *1* да сирпанмасдан юмаловчи *N* текисликка тегишли бўлган ясовчи *KK'* тўғри чизиқдаги нуқталарнинг траекториялари ҳисобланади. Ҳамма эвольвенталарнинг бошланғич нуқталари асосий цилиндрнинг $K_bK'_b$ ясовчисида ётади. Тўғри тиш бош сиртининг исталган ўқдош цилиндр *2* билан кесишуви ушбу цилиндр ясовчиси (масалан, *KK'* тўғри чизиқ) бўйлаб содир бўлади. Бу чизиқ ғилдирак ўқига параллел бўлиб, тўғри тиш чизиғи дейилади. Тўғри тишнинг бош сирти эвольвентали чизиқли цилиндрсимон сиртдир.

Қия сиртнинг бош сирти (13.2-расм, *б*) ҳам ғилдирак ўқига перпендикуляр текисликларда ётувчи бир хил эвольвенталарнинг (*Э*, *Э'*) мажмуи деб қаралиши мумкин; бироқ бу ҳолда *N* текисликдаги ясовчи *KK'*



13.2- расм

тўғри чизиқ ғилдирак ўқига нисбатан маълум қияликда жойлашади. Шу сабабли N текислик асосий цилиндр 1 да сирпанмасдан юмалаганда эвольвенталарнинг бошланғич нуқталари асосий цилиндрда K_bK_b' винт чизиғи бўйлаб жойлашади. Қия тиш бош сиртининг исталган ўқдош цилиндр 2 билан кесишуви қия тиш чизиғи деб аталадиган KK'' винт чизиғини ҳосил қилади. Қия тишнинг бош сирти эвольвентали чизиқли винтсимон сирт бўлади.

Шундай қилиб, тўғри ва қия тишлар бош сиртларининг асосий ўхшашлиги шундан иборатки, уларнинг ғилдирак ўқига перпендикуляр бўлган кўндаланг кесими эвольвентага эга бўлади.

13.2- расм, *в* да юқориги кўндаланг кесим келтирилган бўлиб, унда асосий айлана (r_b радиусли) ва унга уринувчи $n — n$ тўғри чизиқ тасвирланган. $n — n$ тўғри чизиқ асосий айлана бўйлаб сирпанмасдан юмалаганда ушбу тўғри чизиқнинг K_y нуқтаси эвольвентанинг K_bK_y ўнг шохобчасини чизади. $n — n$ тўғри чизиқ бошқа йўналишда юмалаганда K_y нуқта эвольвентанинг K_bK_y чап шохобчасини чизади.

Тиш профилининг K_y нуқтасига ўтказилган уринма билан ушбу нуқта радиус- вектори OK_y орасидаги бурчак профиль бурчаги дейилади. $\angle K_yON_y = \alpha_y$ эканлигини кўрсатиш мумкин. Бошланғич OK_b радиус-

вектор билан жорий OK_y радиус-вектор орасидаги бурчак эвольвента бурчаги дейилади ва у $\text{inv}\,\alpha_y$ билан белгиланади. Эвольвентанинг исталган K_y нуқтаси иккита параметр: r_y радиус-вектор ҳамда $\text{inv}\,\alpha_y$ эвольвента бурчаги орқали тўла равишда аниқланади.

$n-n$ тўғри чизиқ асосий айланада сирпанмасдан юмалашига асосланган ҳолда $\widetilde{K_bN_y} = \overline{K_yN_y}$ тенгламани тузиш мумкин. Тенгламага ёй ҳамда кесма қийматларини қўйиб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$r_b(\text{inv}\,\alpha_y + \alpha_y) = r_b tg\,\alpha_y,$$

бундан

$$\text{inv}\,\alpha_y = tg\,\alpha_y - \alpha_y. \qquad (13.1)$$

r_y ва α_y орасидаги боғланиш ΔK_yON_y дан қуйидаги муносабат орқали аниқланади:

$$r_y = r_b/\cos\alpha_y. \qquad (13.2)$$

(13.1) ва (13.2) формулалар эвольвента тенгламасини параметрик тарзда ифодалайди. Агар ушбу тенгламалардан α_y параметр чиқариб ташланса, у ҳолда $\text{inv}\,\alpha_y$ ва r_y орасида r_b орқали ифодаланувчи тўғридан-тўғри боғланиш ҳосил бўлади. Бу ҳол эвольвентани асосий айланага кўра аниқлаш мумкин эканлигини кўрсатади. Шу сабабли эвольвентали юза координаталарини аналитик усулда аниқлаш учун ёки уни график тарзда ясаш учун фақат *асосий айлана радиусини бериш* зарур ҳамда етарлидир.

Илашманинг геометрик назарияси учун эвольвентанинг қуйидаги асосий хоссалари муҳим аҳамиятга эга (13.2-расм, *в*):

а) эвольвента асосий айланада ётувчи K_b нуқтада учрашадиган икки шохобчали симметрик эгри чизиқдир. Бинобарин, эвольвента асосий айлананинг ичида нуқтага эга бўлмайди;

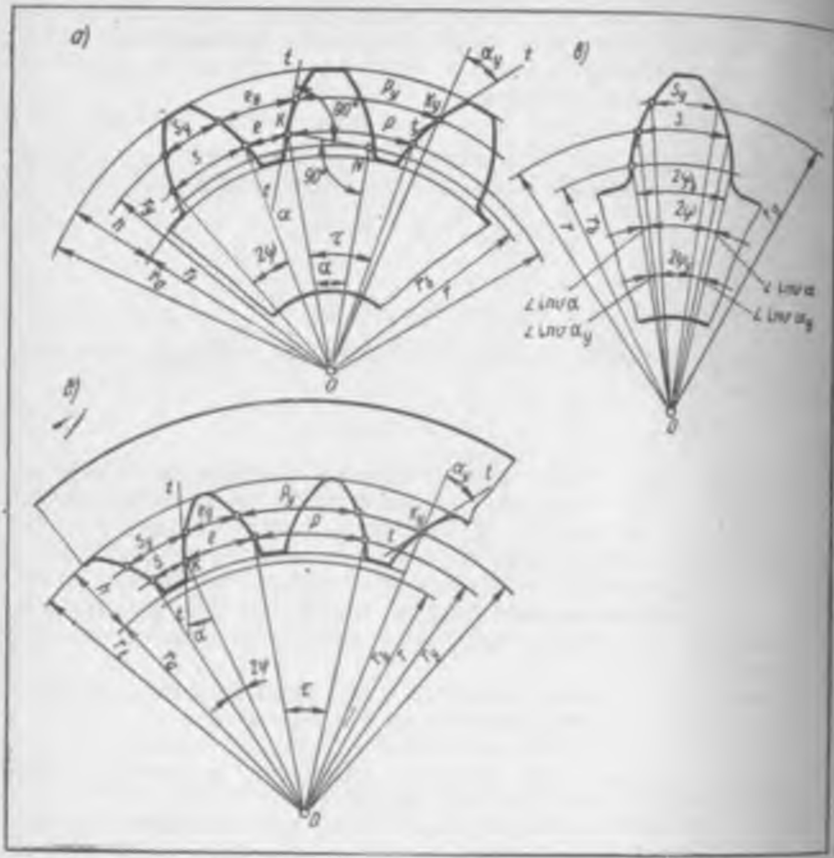
б) N_y нуқта $n-n$ тўғри чизиқнинг оний тезликлар маркази ҳамда эвольвентанинг K_y нуқтаси учун эгрилик марказидир. Шу сабабли асосий айланага уринма жойлашган тўғри чизиқ эвольвентанинг исталган нуқтасига ўтказилган нормаль бўлади;

в) N_yK_y кесма эвольвента K_y нуқтасининг ρ_y эгрилик радиусидир;

г) эвольвентанинг бошлангич нуқтасида (K_b) α_y профиль бурчаги ва ρ_y эгрилик радиуси нолга тенг. Эвольвента нуқталари асосий айланадан узоқлаша борган сари профиль бурчаги катталашиб боради. Бунда эвольвентанинг эгрилик радиуслари ҳам ортади;

д) асосий айлана радиуси оша борган сари эвольвентали профиль ўз эгрилигини бир меъёрда камайтира боради ва $r_b - \infty$ бўлганда эвольвента тўғри чизиққа айланади.

13.3-расм, *а* да ташқи тишли гилдирак тасвирланган. Тишларнинг учлари орқали ўтувчи айлананинг r_a радиуси энг катта бўлади. 13.3-расм, *б* да ички тишли ғилдирак тасвирланган. Бу ҳолда ғилдирак ҳалқа кўринишида бўлиб, тишларининг учлари ғилдиракнинг ички бўшлиғи томон йўналгандир. Шу сабабли ички тишлар учлари айланасининг r_a радиуси ботиқликлар айланасининг r_f радиусидан кичик бўлади. Шундай қилиб, ботиқликлар айланаси радиуси энг катта радиус бўлади.



13.3- расм

13.3- расмда тишнинг эвольвентали юзаси, уни ясашда асос қилиб олинган r_b радиусли асосий айлана, r радиусли бўлувчи айлана ва ихтиёрий r_y радиусли айлана ҳам тасвирланган.

13.3- расмда тўғри тишли ғилдирак бўлувчи айланасининг K нуқтасидаги тишнинг профиль бурчагига тенг бўлган $\angle KON\alpha$ билан белгиланган. Совет Иттифоқида бу бурчак стандартлаштирилган бўлиб, 20° га тенг. Шундай қилиб, тўғри тишли ғилдиракнинг бўлувчи айланаси тиш профилини шундай нуқтада кесиб ўтадиган айланадирки, унинг учун профиль бурчаги $\alpha = 20°$ ли стандарт бурчакка тенг.

Агар бўлувчи, асосий ҳамда ихтиёрий радиусли айланалар узунлигини тишлар сони z га бўлсак, у ҳолда қадам деб аталувчи иккита қўшни тишлар орасидаги масофани ҳосил қиламиз, яъни бўлувчи айлана бўйича p қадам, асосий айлана бўйича p_b қадам, ихтиёрий радиусли айлана бўйича p_y қадамга эга бўламиз. p, p_b ва p_y ёйлар мос равишда

битта бу чак қадамга мос келади: $\tau = p/r = p_b/r_b = p_y/r_y$. Бундан қадамлар мос тарздаги айланалар радиусларига мутаносиб эканлиги келиб чиқади. Бурчак қадамни қуйидагича ифодалаш ҳам мумкин: $\tau = 360°/z$.

Бўлувчи айлана бўйича олинадиган қадам ғилдиракнинг муҳим элементи ҳисобланади. Бўлувчи айлана узунлигини p қадам ҳамда z тишлар сони орқали ифодалаймиз: $2\pi r = pz$. Бундан бўлувчи айлана диаметри топилади: $d = (p/\pi) z = mz$. p/π нисбат m ҳарфи орқали белгиланади ва ғилдирак тишларининг модули деб аталади (модуль бирлиги — мм). Модуль стандартлаштирилган бўлиб, стандартда модулнинг бир қанча қийматлари кўзда тутилган. Модуль орқали бўлувчи айлана радиуси, ғилдирак ва узатманинг ҳамма чизиқли ўлчамлари ифодаланади:

$$r = mz/2; \tag{13.3}$$

$$p = \pi m. \tag{13.4}$$

Асосий айлана радиуси ΔKON дан топилади (13.3-расм, a):

$$r_b = r\cos\alpha = (mz/2)\cos\alpha. \tag{13.5}$$

(13.2) ва (13.5) тенгликларга асосланган ҳолда ғилдирак ихтиёрий айланасининг радиуси қуйидагича ифодаланади:

$$r_y = r\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_y} = \frac{mz}{2}\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_y}. \tag{13.6}$$

Қадамлар радиусларга мутаносиблиги сабабли асосий айлана бўйича тишлар қадами қуйидагига тенг:

$$p_b = p\cos\alpha = \pi m\cos\alpha,$$

ихтиёрий радиусли айлана бўйича тишлар қадами эса қуйидагига тенг:

$$p_y = p\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_y} = \pi m\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_y}.$$

Ғилдиракнинг m модули ҳамда z тишлари сони унинг асосий параметрларидир. Бўлувчи айланаларнинг ўлчамлари ғилдираклар ҳамда узатманинг ўлчамларини ифодалайди. Модуль мустаҳкамликка ҳисоблаш натижасида аниқланади, тишлар сонини эса конструктор белгилайди. Шу сабабли тишли узатманинг ташқи ўлчамларини кичиклаштириш учун унинг ғилдираклари *тишлари сонини камайтириш* керак [(13.3) тенгламага қаранг].

Ички тишли ғилдиракларнинг асосий ҳамда бўлувчи айланалари радиусларини ҳамда ушбу айлана бўйича тиш қадамларини аниқлаш формулалари ташқи тишли ғилдиракларники кабидир.

Исталган айлана бўйича тишлар қадамини тиш қалинлиги s_y ҳамда тиш ботиғи эни e_y нинг йиғиндиси деб қараш мумкин, яъни

$$p_y = s_y + e_y; \qquad p = s + e = \pi m.$$

Бир хил модуль асосида ясалган, тишлари сони бир хил бўлган ғилдираклар бир-биридан бўлувчи айлана бўйича тишининг қалинлигига кўра қуйидагича фарқ қилиши мумкин:

1) қадамлари тенг қилиб бўлинган ғилдираклар; бундай ғилдиракларда бўлувчи айлана бўйича тишнинг қалинлиги s ботиқ энига, бинобарин, қадамнинг ярмига тенг: $s = e = \pi m/2$;

2) $s > e$, яъни $s > \pi m/2$ бўлган гилдираклар;

3) $s < e$, яъни $s < \pi m/2$ бўлган ғилдираклар.

13.3- расм, *в* да тишларнинг ёй бўйича қалинликлари s ва s_y га мос келувчи марказий 2ψ ва $2\psi_y$ бурчаклар, шунингдек $\mathrm{inv}\,\alpha$ ва $\mathrm{inv}\,\alpha_y$ эвольвента бурчаклари тасвирланган. Расмдан

$$\psi_b = \psi + \mathrm{inv}\,\alpha = \psi_y + \mathrm{inv}\,\alpha_y$$

эканлигини кўриш мумкин, бундан

$$\psi_y = \psi + \mathrm{inv}\,\alpha - \mathrm{inv}\,\alpha_y.$$

Бурчак қалинликларини чизиқли калинликлар $\psi_y = s_y/(2r_y)$ ва $\psi = s/(2r)$ орқали ифодалаб ҳамда уларнинг қийматларини олдин ψ_y учун тузилган тенгламага қўйиб ташқи тишнинг қалинлигини аниқлаш формуласини ҳосил қиламиз:

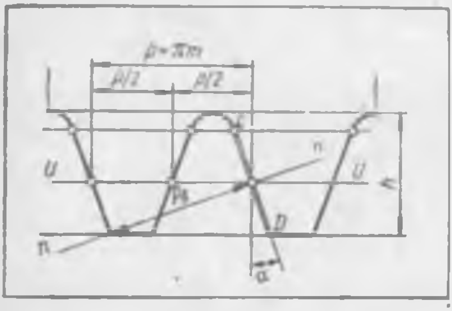
$$s_y = r_y\,(s/r + 2\mathrm{inv}\,\alpha - 2\mathrm{inv}\,\alpha_y). \qquad (13.7)$$

Ички тишнинг s_y қалинлигини аниқлаш формуласи ҳам шунга ўхшаш тузилади:

$$s_y = r_y\,(s/r - 2\mathrm{inv}\,\alpha + 2\mathrm{inv}\,\alpha_y).$$

Агар ғилдирак тишлари сонини, бинобарин, ҳамма айланалар радиусларини чексиз равишда ошира борсак, у ҳолда $z = \infty$ га етганда ҳамма айланалар тўғри чизиқларга айланади, тишнинг эвольвентали профили эса *тўғри чизиқли профиль* бўлиб қолади (13.1-§ да берилган эвольвентанинг хоссаларига қаранг), бу эса жуда катта амалий аҳамиятга эга. $z = \infty$ бўлганда тишли рейка ҳосил қиламиз (13.4-расм). Рейка тишининг тўғри чизиқли қисмининг исталган нуқтасида профиль бурчаги бир хил ва α га тенг бўлади.

Рейка тишининг қалинлиги ботиқлик қалинлигига, яъни қадамнинг ярмига аниқ даражада тенг бўлишини таъминловчи *UU* тўғри чизиқ бўлувчи чизиқ дейилади. Бўлувчи чизиққа параллел бўлган исталган тўғри чизиқ бўйича ўлчанган рейка тишларининг қадами бир хил $p = \pi m$ қийматга эга. Рейка профилига ўтказилган $n - n$ нормаль бўйича ўлчанган рейка қадами $\pi m \cos\alpha$ га тенг, яъни у модули каби бўлган ғилдиракнинг асосий айланаси бўйича ўлчанадиган p_b тиш қадамига тенг.

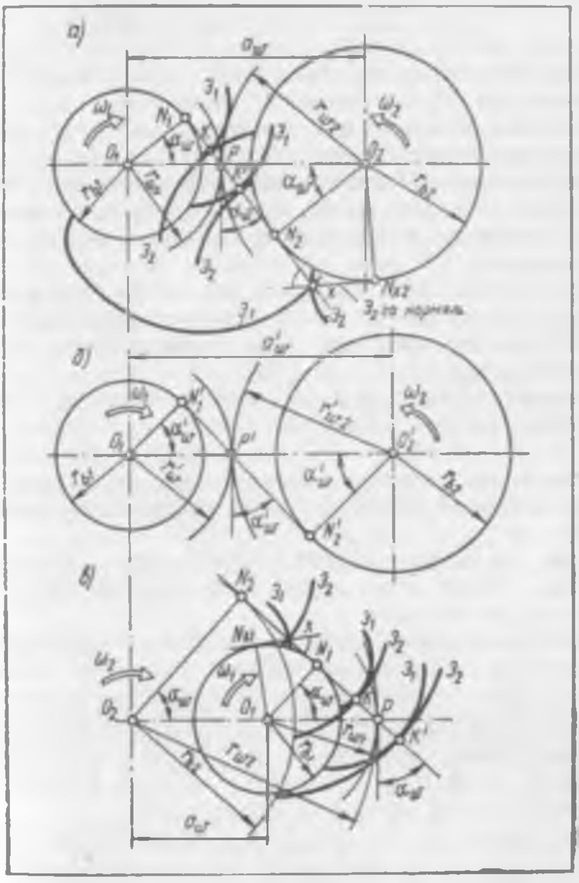


13.4- расм

13.2-§. Эвольвентали илашманинг элементлари ва хоссалари

13.5-расм, *а*, *в* да *K* нуқтада ўзаро уринувчи иккита $Э_1$ ва $Э_2$ эвольвенталарнинг ташқи ва ички илашмалари тасвирланган.

Эвольвентанинг хоссаларидан (13.1-§ га қаранг) келиб чиқадики, *K* нуқтадан r_{b1} радиусли асосий айланага уринма тарзида ўтказилган KN_1 тўғри чизиқ (13.5-расм, *а*) $Э_1$ эвольвентага нормалдир. Худди шу асосга кўра, r_{b2} радиусли асосий айланага уринма тарзида ўтказилган KN_2 тўғри чизиқ $Э_2$ эвольвентага нормалдир. KN_1 ва KN_2 кесмалар иккала айланага уринма бўлган умумий N_1N_2 тўғри чизиқни ҳосил қилади. Бинобарин, N_1N_2 тўғри чизиқ иккала эвольвентага умумий нормаль бўлади. Шу сабабли иккала эвольвента ўзаро уринувчи сиртлар бўлади ҳамда уларнинг уриниш нуқтаси N_1N_2 чизиқда жойлашади.



13.5- расм

K' нуқтада ўзаро уринувчи ушбу эвольвенталарнинг янги ҳолатини кўриб чиққан ҳолда ва юқоридаги мулоҳазалар асосида шу нарсага амин бўламизки, $Э_1$ ва $Э_2$ эвольвенталар ўша N_1N_2 тўғри чизиқ кўринишидаги умумий нормалга эга бўлади. Демак, уларнинг урини нуқтаси ушбу чизиқда ётади. Бинобарин, N_1N_2 чизиқни $Э_1$ ва $Э_2$ эвольвенталар уриниш нуқталарининг геометрик ўрни деб қараш мумкин. Олинган натижа ички илашмали $Э_1$ ва $Э_2$ эвольвенталар учун ҳам ўринлидир (13.5-расм, *в*).

Шундай қилиб, эвольвентали иккита профилнинг илашуви жараёнида уларнинг иккита асосий айланага уринма бўлган умумий нормали ўз ҳолатини ўзгартирмайди. Шунингдек P қутб ҳам ўз ҳолатини ўзгартирмайди. Бу эса эвольвентали илашманинг биринчи, асосий хоссасини исбот қилади, ***яъни эвольвентали илашма илашиш жараёнида узатиш нисбатининг доимий бўлишини таъминлайди.*** Буни

$$u_{12} = \omega_1/\omega_2 = \mp O_2P/O_1P = \text{const}$$

муносабат билан исботланувчи Виллиснинг оний узатиш нисбати ҳақидаги теоремаси ҳам (12.1-§ га қаранг) тасдиқлайди.

Эвольвентали илашманинг асосий элементлари билан танишиб чиқамиз. Уларга қуйидагилар киради:

и л а ш и ш ч и з и ғ и. Илашиш чизиғи деб, юзаларнинг абсолют ҳаракатидаги (яъни, тишли узатманинг қўзғалмас бўғинига нисбатан ҳаракатидаги) K уриниш нуқтасининг траекторияси бўлган N_1N_2 тўғри чизиққа айтилади;

и л а ш и ш қ у т б и. Илашиш қутби деб, иккита ғилдиракнинг ўзаро нисбий ҳаракатидаги оний тезликлар марказини билдирувчи P нуқтага айтилади. У илашиш чизиғининг O_1O_2 ўқлараро чизиқ билан кесишувидан ҳосил бўлади;

б о ш л а н ғ и ч а й л а н а л а р. Бошланғич айланалар деб, илашиш қутбида ўзаро уринувчи айланаларга айтилади; уларнинг радиуслари r_{w1} ва r_{w2} билан белгиланади. Иккита юзанинг ўзаро илашуви жараёнида бошланғич айланалар бир-бири бўйлаб *сирпанмай* юмалайди, яъни иккала бошлангич айланада ётувчи нуқталарнинг чизиқли тезлиги бир хил бўлади;

и л а ш и ш б у р ч а г и. Илашиш бурчаги деб, ўқлараро чизиққа перпендикуляр бўлган тўғри чизиқ билан илашиш бурчаги орасидаги α_w ўткир бурчакка айтилади.

13.5-расмда кўрсатилган марказий N_1O_1P ва N_2O_2P бурчаклар илашиш бурчагига тенг. Шу расмнинг ўзида бошланғич айланада ётувчи эвольвента нуқтасидаги профиль бурчаги қиймат жиҳатидан α_w илашиш бурчагига тенгдир. Иккала бурчак ҳам бир хил ҳарф билан белгиланади, бироқ уларнинг маъносидаги фарқни унутмаслик лозим, яъни профиль бурчаги ана шу профилнинг геометрик параметри, илашиш бурчаги эса икки юза илашмасининг кинематик параметридир.

Ташқи илашмалар учун $a_w = r_{w_1} + r_{w_2}$ ифодага кўра, ички илашмалар учун $a_w = r_{w_2} - r_{w_1}$ ифодага кўра аниқланадиган ўқлараро масофа узатманинг геометрик параметри ҳисобланади.

Эвольвентали илашма, у хоҳ ташқи, хоҳ ички бўлсин, илгари назарда тутилган узатиш нисбатини ўзгартирмаган ҳолда ўқлар орасидаги масофани ўзгартиришга имкон беради. Эвольвентали илашманинг ушбу иккинчи хоссасини исботлаш учун 13.5-расм, *а*, *в* да тасвирланган иккита ташқи илашма схемаларини кўриб чиқиш кифоя. Иккала илашма ҳам бир хил эвольвенталарга, яъни r_{b1} ва r_{b2} радиусли бир хил асосий айланаларга эга. Аммо улар бир-биридан ўқлараро масофасига ($a'_w > a_w$) ҳамда илашиш бурчакларига ($\alpha'_w > \alpha_w$) кўра фарқ қилади.

Биринчи схемага кўра (13.5-расм, *а*):

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2P}{O_1P} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\frac{r_{b2}\cos\alpha_w}{r_{b1}\cos\alpha_w} = -\frac{r_{b2}}{r_{b1}}; \qquad (13.8)$$

иккинчи схемага кўра (13.5-расм, *б*):

$$u'_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{O'_2P'}{O_1P'} = -\frac{r_{w2}}{r_{w1}} = -\frac{r_{b2}\cos\alpha'_w}{r_{b1}\cos\alpha'_w} = -\frac{r_{b2}}{r_{b1}}. \qquad (13.9)$$

(13.8) ҳамда (13.9) ифодаларни солиштирсак, узатиш нисбати иккала схема учун бир хил бўлиб, α_w нинг ўзгаришига боғлиқ эмаслиги маълум бўлади. Ўқлар оралиғининг ўзгариши илашиш бурчагининг ҳамда бошлангич айланалар радиусларининг катталикларигагина таъсир қилади.

Эвольвентали илашманинг учинчи муҳим хоссаси қуйидагидан иборат: *илашма ташқи бўлганда эвольвентали юзалар илашиш чизиғининг N_1N_2 кесмаси оралиғидагина ўзаро уринади.* N_1N_2 оралиқдан ташқарида, N_2 нуқтадан пастда жойлашувчи *x* нуқтадан ўтувчи $Э_1$ ва $Э_2$ эвольвенталар умумий нормалга эга эмас. Бу ҳол эвольвенталар *x* нуқтада уринмаслигини, балки кесишувини билдиради. N_1N_2 оралиқдан ташқарида N_1 нуқтадан юқорида ҳам шу ҳол юз беради.

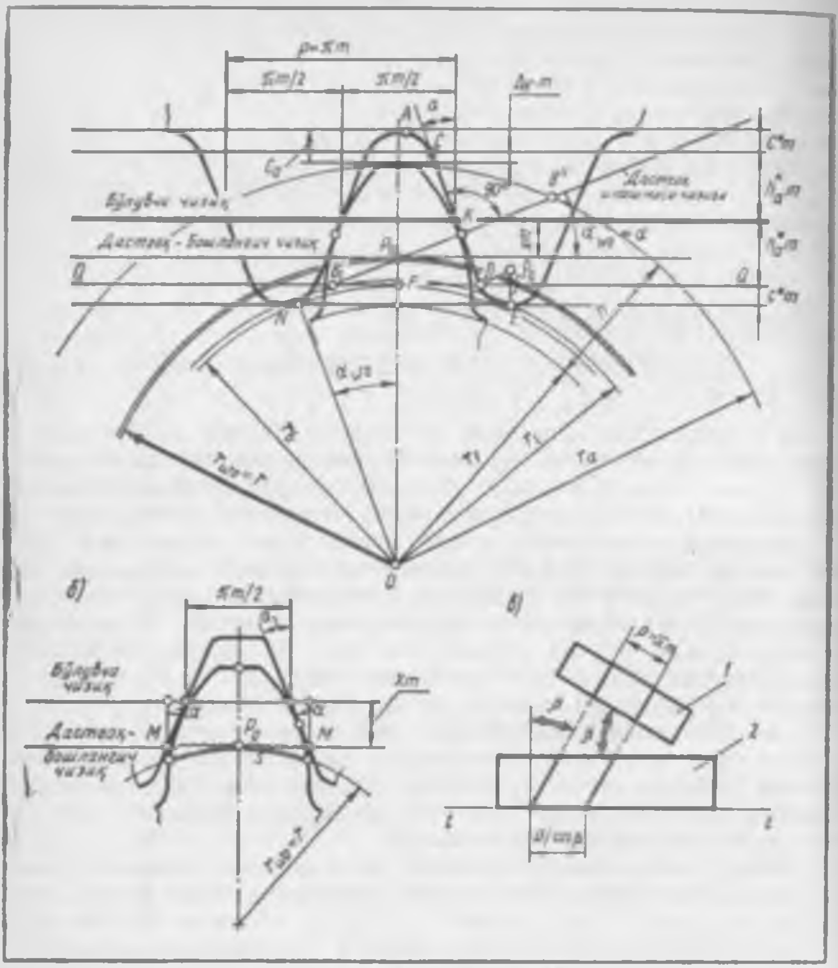
Ташқи илашмадан фарқли ўлароқ, ички илашмали эвольвентали юзаларнинг ўзаро уриниши N_1N_2 оралиқдан ташқаридагина содир бўлиши мумкин (13.5-расм, *в*). N_1N_2 оралиқда эвольвенталар ўзаро кесишади, чунки бу ерда N_1N_2 тўғри чизиқ $Э_2$ эвольвентага нормаль бўлиб, $Э_1$ эвольвентага эса нормаль бўла олмайди.

Муайян узатмада эвольвенталарнинг ўзаро кесишуви тишларнинг кучли ейилишига, материалининг толиқиб зўриқишига, баъзи ҳолла да эса тишларнинг синиши ёки узатманинг қадалиб қолишига сабаб бўлади. Шунинг учун лойиҳаланувчи ташқи ва ички илашмаларда эвольвенталарнинг ўзаро кесишувига йўл қўйиб бўлмайди.

13.3-§. Дастгоҳ илашмасининг асосий қоидалари. Рейкали дастгоҳ илашмаси

Тишли ғилдираклар тайёрлаш усуллари. Ҳозирги вақтда тишли ғилдираклар нусхалаш ҳамда қамрама усулларда тайёрланади.

Биринчи усулда асосан қадами тенг бўлинган тишли ғилдираклар тайёрланади. Бунда кўпгина ғилдираклар хатоликлар билан тайёрланади. Иккинчи усул — қамрама усулда бундай жиддий камчиликлар йўқ. Бу усулда турли-туман тишли ғилдиракла ни назарий жиҳатдан аниқ қилиб тайёрлаш мумкин. Шу сабабли қамрама усул кенг тарқалган бўлиб, конструкторлар эътиборини кўпроқ тортади.



13.6- расм

Қамрама усулда тишли ғилдирак ясаладиган хом ашё (заготовка) ҳамда тиш шаклига эга бўлган қирқувчи асбоб (червякли фреза, тароқ, долбяк) дастгоҳда бир-бирига илашадиган қилиб ҳаракатлантирилади, бунда *илашиш жараёни* юзага келади. Бундай илашма дастгоҳ илашмаси дейилади.

Асбобга илашиш ҳаракатидан ташқари, яна технологик қирқиш ҳаракати ҳам берилади. Бунда асбобнинг қирқувчи қирралари ҳаракат чоғида тишли сирт шаклини чизади, бу сирт ясовчи сирт деб аталади (12 6-§ га қаранг). Ясовчи сирт ясалувчи тишнинг ён юзасини қамраган ҳолда ҳаракатланганлиги учун бу усул қамрама усул дейилади.

Агар ясовчи сиртни тиш қирқилаётган ғилдирак ўқига перпендикуляр текислик билан кессак, у ҳолда кесимда бошланғич ясовчи контурни (БЯК) ҳосил қиламиз. БЯК нинг тиш қирқилувчи ғилдирак тишининг ён сирти билан илашмаси дастгоҳ илашмаси бўлади.

Рейкали дастгоҳ илашмасини, яъни БЯК тишли рейка шаклида бўлган илашмани кўриб чиқамиз. Ушбу БЯКнинг эвольвентали қирралари тўғри чизиқ кўринишида бўлади (13.1-§ га қаранг) Ўзининг асосий харакатида эвольвентали рейкали БЯК ни ҳосил қилувчи қирқувчи асбоблар (червякли фреза ёки тароқ) жуда муҳим афзалликка эга: уни нисбатан арзон ва анча аниқ қилиб тайёрлаш мумкин. Тиш қирқилувч ғилдирак тишларининг геометрияси рейкали асбобнинг БЯК параметрларига ҳамда унинг ғилдиракка нисбатан жойлашувига кўра аниқланади.

Эвольвентали рейкали асбобнинг бошлангич ясовчи контури. БЯК нинг шакли ва ўлчамлари стандартлаштирилган. БЯК (13.6-расм, *а*) тишлари ён сиртининг эвольвентали қисми тўғри чизиқ шаклида бўлиб, тиш ўқига нисбатан α бурчак остида қия жойлашади. Тишнинг тўғри чизиқли қисми ботиқ асосига ҳамда тиш учига ρ_0 радиусли ёй бўйича ўтади. БЯК да уриниш нуқталари A, C, D, E ҳарфлари билан белгиланган. Контурнинг тўғри чизиқли CD қисми эвольвентали қисми, юмалоқланган AC ва DE қисмлари эса унинг эвольвентасиз қисмидир. Тишни баландлиги бўйича тенг икки бўлакка ажратувчи тўғри чизиқ бўлувчи чизиқ дейилади. БЯК да бўлувчи чизиққа параллел жойлашган яна тўртта чизиқ бўлади. Улар тишларнинг ботиқликлари асосидан ва учларидан ҳамда уриниш нуқталари C ва D дан ўтади. Ушбу тўғри чизиқлар орасидаги масофалар бошланғич ясовчи контур тишининг баландлигини билдиради ва мос равишда $h_a = h_a^* \, m$ ва $c = c^* \, m$ катталиклар орқали ифодаланади, бунда: h_a^* — тиш баландлигининг коэффициенти; c^* — радиал тирқиш коэффициенти. Стандартга кўра $h_a^* = 1{,}0$; $c^* = 0{,}25$. C ва D нуқталар орқали ўтувчи тўғри чизиқлар чегара нуқталар чизиғи дейилади.

Тишнинг қадами, қалинлиги ва ботиғининг кенглиги каби ўлчамлари бўлувчи чизиқ бўйича олинади. Бўлувчи чизиққа параллел бўлган исталган чизиқ бўйича ўлчанган ясовчи контурнинг қадами P ўзгармас катталик бўлиб, πm га тенг, бу ерда m — стандарт модуль. Бўлувчи чизиқ бўйича ўлчанадиган БЯК тишининг қалинлиги ботиғининг кенглигига тенг: $s_0 = e_0 = \pi m/2$; уларнинг йиғиндиси эса қадамни ташкил этади. Тиш ён сиртининг бурчаги стандартлаштирилган: $\alpha = 20°$. Юмалоқланиш (DE ёй) радиуси қуйидагига тенг:

$$\rho_0 = c^* m / (1 - \sin\alpha) \approx 0{,}4m. \tag{13.10}$$

Шундай қилиб, рейкали асбобнинг БЯК тўртта стандарт параметрлари: m, α, h^*_a, c^* билан ажралиб туради.

Рейкали дастгоҳ илашмаси ҳамда силжиш коэффициенти. Рейкали дастгоҳ илашмаси, бошқа ҳар қандай илашма каби, бошланғич чизиқларга эга. Булар рейканинг дастгоҳ-бошланғич чизиғи ҳамда ғилдиракнинг дастгоҳ-бошланғич айланасидир. Дастгоҳ-бошланғич чизиқлар бирбири бўйлаб сирпанмасдан юмалашини эслатиб ўтамиз (13.2-§ га қаранг). Рейкали дастгоҳ илашмасида дастгоҳ-бошланғич айлананинг r_{w0} радиуси бўлувчи айлананинг r радиусига тенг.

Рейкали дастгоҳ илашмасининг α_{w0} бурчаги бошланғич ясовчи контурнинг α профиль бурчагига тенг (томонлари ўзаро перпендикуляр бурчакларнинг тенглиги шартига кўра). Бўлувчи айланада ётувчи нуқтадаги ғилдирак тиши ён сиртнинг бурчаги бошланғич ясовчи контурнинг α профиль бурчагига тенг бўлишини ҳам айтиб ўтамиз.

Дастгоҳда асбобни тиш қирқилувчи ғилдиракка нисбатан ҳар хил ҳолатда ўрнатиш мумкин. Шу сабабли дастгоҳ илашмасида БЯК нинг бўлувчи тўғри чизиғи ғилдиракнинг бўлувчи айланасига нисбатан турлича жойлашуви мумкин: 1) агар бўлувчи чизиқ бўлувчи айланага уринма тарзда жойлашса, демак, асбоб ноль ҳолатда ўрнатилган; 2) агар бўлувчи чизиқ бўлувчи айланадан узоқлаштирилган ҳолда жойлашса, бу — асбобнинг мусбат ҳолатда ўрнатилиши бўлади; 3) агар бўлувчи чизиқ бўлувчи айланани кесиб ўтса, демак, асбоб манфий ҳолатда ўрнатилган.

Бўлувчи чизиқ билан бўлувчи айлана орасидаги масофа асбобнинг *силжиши* деб аталади. У модуль m нинг силжиш коэффициенти x га кўпайтмаси тарзида ифодаланади ҳамда аниқ ишорага эга бўлади. Ноль ҳолатда ўрнатилган асбобнинг силжиши $mx = 0$, $x = 0$, мусбат ҳолатдагиси $m > 0$, $x > 0$. Асбоб манфий ҳолатда ўрнатилганда бўлувчи чизиқ бўлувчи айланадан ажратиб қўядиган сегмент стрелкаси силжишни билдиради, бу ҳолда $mx < 0$, $x < 0$ бўлади.

13.6-расм, *а* да мусбат силжишли тишли ғилдирак тайёрлашдаги рейкали дастгоҳ илашмаси тасвирланган. Расмда бошланғич ясовчи контурнинг, тиш қирқилувчи ғилдиракнинг ҳамда дастгоҳ илашмасининг ҳамма элементлари кўрсатилган.

Рейкали дастгоҳ илашмасининг чизиғи N нуқтадан бошланиб, P_0 қутб орқали чексизликка интилади. Унинг актив бўлагининг узунлиги дастгоҳ илашмаси чизигининг чегара нуқталардан ўтувчи QQ тўғри чизиқ ҳамда тишлар учларининг айланаси билан кесишувидан ҳосил бўлувчи B'_l ва B'' нуқталар билан чекланган (13.6-расм, *а*).

Ғилдирак тишининг ён сирти эвольвентали ҳамда эвольвентасиз қисмлардан иборат. Эвольвентали сиртнинг эвольвентасиз сиртга ўтиши радиуси $r_l = OB'_l$ га т нг бўлган ғилдирак чегара нуқталари айланаси орқали амалга ошади.

Ғилдирак тишлари учларининг айланаси билан БЯК ботиқлари тўғри чизиқларининг орасидаги масофа дастгоҳ илашмасидаги c_0 тирқишдан иборат. Унинг катталиги икки қисмдан: $c^* m$ ва $\Delta y \cdot m$ қисмлардан ташкил топади, бунда Δy — тенглаштирувчи силжиш коэффициенти.

Тайёрланувчи ташқи тишли ғилдиракнинг ўлчамлари. Тўғри тишли ғилдирак тишлари учларининг диаметри (13.6-расм, *а*):

$$d_a = 2r_a = m(z + 2h_a^* + 2x - 2\Delta y).$$

Ўша расмдаги тишнинг баландлиги

$$h = m(2h_a^* + c^* - \Delta y).$$

Агар $x = 0$ (асбоб силжимаган) ва $\Delta y = 0$ бўлса, у ҳолда $d_a = m(z + 2h_a^*)$, $h = m(2h_a^* + c^*)$ бўлади ҳамда $h_a^* = 1{,}0$ ва $c^* = 0{,}25$ бўлган стандарт қийматларда $d_a = m(z + 2)$ ва $h = 2{,}25m$ га эга бўламиз.

Дастгоҳ-бошланғич тўғри чизиқ дастгоҳ-бошланғич айлана (яъни, бўлувчи айлана) да сирпанмасдан юмалайди. Шу сабабли тиш қирқилувчи ғилдиракнинг бўлувчи айланаси бўйича s тишнинг қалинлиги БЯК дастгоҳ-бошланғич тўғри чизиғи бўйича ботиқнинг MM кенглигига тенг (13.6-расм, *б*).

MM кесма бўлувчи чизиқ бўйича ўлчанувчи БЯК ботиғининг кенглиги $e_0 = \pi m/2$ дан ҳамда ҳар бири $xm\, tg\alpha$ га тенг бўлган иккита катетдан ташкил топади, шу сабабли

$$s = \pi m/2 + 2xm \operatorname{tg} \alpha. \qquad (13.11)$$

Агар асбоб ғилдиракка нисбатан силжитилмаган ҳолда ўрнатилган бўлса ($mx = 0$), у ҳолда $s = \pi m/2$ бўлади; бинобарин, ғилдиракнинг бўлувчи айланаси бўйича тишнинг s қалинлиги ботиқнинг кенглиги e га тенг, чунки $s + e = \pi m$. Бу ҳолда қадами тенг бўлинган ($s = e$) ғилдирак ҳосил бўлади. Агар $mx < 0$ бўлса, у ҳолда $s < \pi m/2$, бинобарин, $s > e$ бўлади. Агар $mx < 0$ бўлса, у ҳолда $s > \pi m/2$, шу сабабли $s < 0$ бўлади.

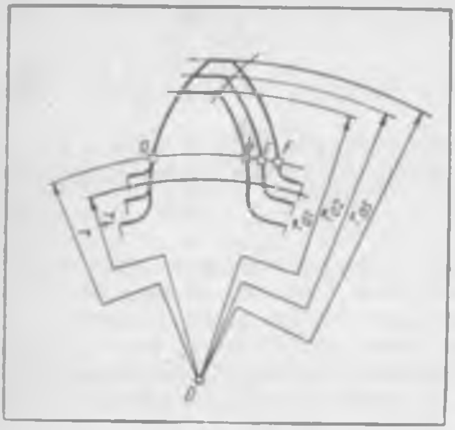
Қия тишли ғилдирак тайёрлашда тўғри тишли ғилдирак учун ишлатиладиган асбоб *l* ишлатилади, бироқ у ҳали тиш қирқилмаган ғилдиракнинг $t - t$ текислигига нисбатан β бурчак остида ўрнатилади (13.6-расм, *в*). Ушбу расмда қия тишли гилдирак цилиндрининг ёйилмаси кўрсатилган. Унда қия тишнинг винтсимон чизиқлари тўғри чизиқларга айланиб қолган. Асбоб қия ўрнатилиши натижасида қия тишли ғилдиракнинг $t - t$ текислигида тишлар қадами катталашиб $p/\cos\beta$ га тенг бўлиб қолади, бинобарин, $t - t$ текисликдаги модуль стандарт бўлмай қолади ва $m/\cos\beta$ га тенглашади. Шу сабабли қия тишли ғилдиракнинг чизиқли ўлчамларини таркибида стандарт модуль бўлган формулалар ёрдамида ҳисоблашда m ўрнига $m/\cos\beta$ ни, масалан, қия тишли ғилдиракнинг бўлувчи диаметри $d = zm/\cos\beta$ ни қўйиш лозим.

Баландлик ўлчамлари деб аташ қабул қилинган, бўлувчи чизиққа перпендикуляр бўлган $h_a^* m$, $c^* m$, xm, $\Delta y \cdot m$ ўлчамларга (13.6-расм, *а*) эътиборингизни жалб қиламиз. 13.6-расм, *в* да ушбу ўлчамлар расм текислигига перпендикуляр тарзда жойлашган. Шу сабабли асбоб β бурчакка бурилганда баландлик ўлчамлари ўзгармайди Бундан шундай хулоса келиб чиқадики, агар тенгламаларда $h_a^* m$, $c^* m$, xm, $\Delta y \cdot m$ кўпайтмалар учрайдиган бўлса, қия тишли узатмани ҳисоблашда бу тенгламаларга уларни кўпайтирувчиларни қайта ҳисобламаган ҳолда қўйиш мумкин. Масалан, қия тишли ғилдирак ташқи айланасининг диаметри қуйидагича ёзилиши мумкин: $d_a + d + 2(h_a^* m + xm - \Delta y \cdot m)$, бу ерда $d = zm/\cos\beta$.

Қия тишли ғилдирак тайёрлашда бошлангич ясовчи контур профилининг бурчаги стандарт қийматдан ($\alpha = 20^\circ$) катталашди, чунки баландлик ўлчамлари ўзгармайди, кўндаланг кесимдаги қадам эса катталашади. Қия тишли ғилдираклар тайёрлашда бошланғич ясовчи контур профилининг ҳисоблаб топиладиган α_t бурчаги қуйидаги формулага кўра аниқланади:

$$\operatorname{tg}\alpha_t = \operatorname{tg}\alpha/\cos\beta.$$

13.7-расмда силжишлари турлича бўлган ($x_1 < x_2 < x_3$) битта асбоб билан ясалган, тишларининг сони бир хил бўлган учта ғилдиракнинг тишлари ўзаро солиштирилади. Ғилдираклар бўлувчи ҳамда асосий айла-



13.7- расм

наларининг радиуси бир хил, учала ғилдирак тишларининг ён сирти битта эвольвента бўйича чизилган. Бироқ ғилдирак тишларининг қалинликлари s_1 (*ab* ёй), s_2 (*ac* ёй), s_3 (*af* ёй) ҳамда тишлар учлари айланаларининг радиуслари r_{a1}, r_{a2}, r_{a3} турличадир. *X* катталашгани сари тишнинг асосидаги қалинлиги ортади, учидаги қалинлиги эса кичиклашади, яъни силжиш коэффициенти тиш шаклига катта таъсир кўрсатади. Шундай қилиб, кўриб чиқилаётган учала ғилдирак ичида учинчи ғилдиракнинг тишлари энг мустаҳкам бўлади. Бундан ташқари, учинчи ғилдирак тиши ён сиртининг эвольвентали қисми учун унинг асосидан энг узоқда жойлашган ва шу сабабли эгрилик радиуси катта бўлган эвольвента қисмидан фойдаланилади (13.1-§ га қаранг). Бу ҳол тиш ён сиртларининг ейилишини ва уриниш натижасида зўриқишини камайтиради. Бинобарин, лойиҳалашда у ёки бу *силжиш коэффициентини* танлар эканмиз, ғилдирак тишларининг *шаклига* ва тишли узатманинг *сифатига* таъсир кўрсатиб, уларга биз учун керакли хоссаларни беришимиз мумкин. Бироқ шуни қайд этиш лозимки, тиш шаклининг ва тишли узатма хоссаларининг *x* силжиш коэффициентига боғлиқлиги тишлар сони кам бўлганда яққолроқ сезилади ва аксинча, тишлар сони кўп бўлганда унча сезилмайди.

13.4-§. Тиш асосининг қирқилиб ўйилиши ва тишнинг ўткирлашуви

Эвольвентали илашманинг хоссаларига кўра (13.2-§ га қаранг) БЯК нинг тўғри чизиқли, яъни эвольвентали қисми ҳамда ғилдирак тиши ён сиртининг эвольвентали қисми бир-бири билан фақат *N* нуқтадан бошланувчи дастгоҳ илашмасида уринма тарзда жойлашади. Ушбу нуқтадан чап томонда БЯК нинг тўғри чизиқли қисми ғилдирак тишининг ён сиртига уринмайди, балки уни кесиб ўтади. Физика нуқтаи назаридан қараганда БЯК асбобнинг қирқувчи қирралари тайёрланаётган ғилдирак материалида қолдирадиган издан иборат бўлгани учун юқорида айтилган кесишув ғилдирак тишининг асос томондан қирқилиб ўйилишига олиб келади (13.8-расм). Асосининг қирқилиб ўйилиши ғилдирак тиши ён сиртининг эвольвентали қисмини *кичиклаштиради* ҳамда тишни унинг хавфли кесимида *бўшаштиради.*

Агар дастгоҳ илашмаси актив қисмининг B'_l чегараси *N* нуқтадан ўнг томонда жойлашса (13.6-расм, *a* га қаранг), яъни қуйидаги шарт бажарилса:

$$P_0N > P_0B'_l, \qquad (13.12)$$

асосининг қирқиб ўйилиши юз бермайди.

(13.12) шартдан фойдаланиб ғилдирак тишларининг энг кам миқдорини аниқлаш керакки, натижада тишларнинг асоси қирқилиб ўйилмайдиган бўлсин. ΔP_0ON дан (13.6- расм, *a* га қаранг) $P_0N = P_0O \sin\alpha$, $\Delta P_0FB_l'$ дан эса $P_0B_l' = P_0F/\sin\alpha$ ҳосил бўлади.

13.8- расм

P_0N ва $P_0B'_l$ катталикларни (13.12) шартга қўямиз ҳамда z га нисбатан ечиб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$z > 2(h^*_a - x)/\sin^2\alpha. \qquad (13.13)$$

Агар $x = 0$ бўлса, у ҳолда ушбу ифодадан силжиш бўлмаган ғилдиракнинг рейкали асбоб асосини қирқиб ўймайдиган энг кам тишлари сони келиб чиқади:

$$z_{min} = 2h^*_a/\sin^2\alpha. \qquad (13.14)$$

Силжиш бўлмаган ғилдиракларни лойиҳалашда тишлари сонини z_{min} га тенг ёки бундан кўпроқ бўладиган қилиб олиш лозим. Асбоб стандарт бўлса ($h^*_a = 1{,}0$; $\alpha = 20^\circ$), у ҳолда $z_{min} \approx 17$ бўлади.

Қия тишли ғилдираклар учун (13.14) тенглама қуйидаги кўринишга келади:

$$z_{min} = 2h^*_a \cos\beta/\sin\alpha_t.$$

$\alpha_t > \alpha$, $\cos\beta < 1$ бўлганлиги учун қия тишли ғилдираклар асоси камроқ қирқилиб ўйилади.

13.1-§ да тишли узатмаларни ихчамлаштириш учун ғилдиракларни кам тишли қилиб лойиҳалаш лозимлиги айтиб ўтилган эди. Бироқ $z <$ 17 бўлганда тиш асоси қирқилиб ўйилмаслиги учун ғилдирак асбобни силжиш бўладиган қилиб ўрнатган ҳолда ясалиши керак. Тишнинг асоси қирқилиб ўйилмаслиги учун силжишнинг талаб қилинадиган энг кичик қийматини аниқлаймиз. У ҳам (13.12) ифодага асосланиб ва (13.13.) ифодадан фойдаланиб аниқланади:

$$(z/2)\sin^2\alpha > h^*_a - x.$$

Бунга (13.14) ифодадаги $\sin^2\alpha$ қийматини қўйиб ҳамда тенгламани x га нисбатан ечиб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$x > h^*_a(z_{min} - z)/z_{min}, \qquad (13.15)$$

силжишнинг энг кичик x_{min} қиймати эса қуйидагича аниқланади:

$$x_{min} = h^*_a(z_{min} - z)/z_{min}. \qquad (13.16)$$

(13.16) муносабатдан келиб чиқадики, тишлари сони $z > z_{min}$ бўлган тишли ғилдиракни мусбат, ноль ва ҳатто манфий силжишли қилиб лойиҳалаш мумкин, чунки бундай ғилдирак учун $x_{min} < 0$. Тишлари сони

$z = z_{min}$ бўлган тишли ғилдиракни мусбат ёки ноль силжиш ли [illegible] тишлари сони $z < z_{min}$ бўлганларини эса фақат мусбат силжишли қилиб лойиҳалаш мумкин.

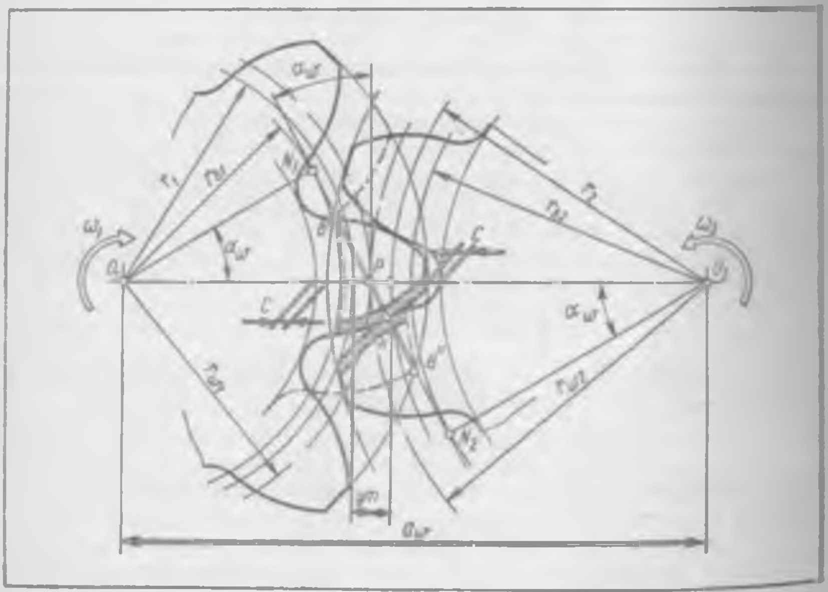
Агар силжиш коэффициенти катталашса, тиш учининг қалинлиги s_a *юпқалашади*. Силжиш коэффициенти энг катта (x_{max}) қийматга етганда тишнинг ўткирлашуви содир бўлади ($s_a = 0$). Тишлари сони кам (15 тадан кам) бўлган ғилдиракларда тишнинг ўткирлашиш хавфи кўпроқ бўлади.

Ўткирлашган тиш учи синишининг олдини олиш учун силжиш коэффициенти шундай танланадики, бунда s_a қалинлик $0{,}2m$ дан кам бўлмаслиги лозим ($s_a \geqslant 0{,}2\,m$). Лойиҳалашда тишнинг s_a қалинлиги (13.7) тенгламадан аниқланади. Бунинг учун тенгламадаги r_y ўрнига r_a ва α_y ўрнига α_a қўйилади; (13.2) тенгламага мувофиқ $\cos\alpha_a = r_b/r_a$.

13.5-§. Эвольвентали тишли узатма

Эвольвентали тишли узатманинг элементлари. 13.9-расмда ташқи илашмали тишли узатма кўрсатилган. Расмда: α_w — илашиш бурчаги, P — илашиш қутби, a_w — ўқлар орасидаги масофа, r_{w1} ва r_{w2} — бошланғич айланалар радиуслари. Бу элементлар олдинроқ (13.2-§ да) эвольвентали илашма хоссалари билан танишилганда кўриб чиқилган.

Тиш учларининг айланалари илашиш чизиғи билан B' ва B'' нуқталарда кесишади; Ўзаро уринувчи юзалар B' нуқтада илашади, B'' нуқ-



13.9- расм

тада эса улар ажралади. Ўзаро урйнувчи тишлар бош сиртларининг ўзаро таъсирлашиш жараёни илашиш чизиғининг $B'B''$ қисмида юз беради; илашиш чизиғининг бу қисми актив илашиш чизиғи деб аталади. Тишли узатма шундай лойиҳаланиши лозимки, $B'B''$ қисм N_1N_2 илашиш чизиғидан *ташқарига чиқмасин*. Агар B' ва B'' нуқталар ушбу чегарадан ташқарида жойлашса, тишли узатмада тишларнинг ўзаро қадалиши юз беради.

Айланишнинг берилган йўналишида тиш фақат битта томони билан кучни узатади ёки қабул қилиб олади. Тишнинг бу томони ишловчи томони деб аталади. Илашмада тишларнинг ишловчи томонида жойлашган ҳамда актив илашиш чизиғига мос келадиган актив сиртлари қатнашади. 13.9- расмда актив сиртлар штрихлаб кўрсатилган.

Битта ғилдирак тишлари учларининг айланаси билан иккинчи ғилдирак ботиқларининг айланаси орасида радиал тирқиш деб аталувчи масофа бўлади. 13.9- расмда радиал тирқиш c ҳарфи билан белгиланган, унинг катталиги c^* коэффициентни модулга кўпайтириш орқали ифодаланади, яъни $c = c^*m$, бунда $c^* = 0{,}25$.

Эвольвентали тишли узатма тенгламалари. Илашиш бурчаги α_w ва ўқлараро масофа a_w ни аниқлаш тенгламаларини тузишда шуни эътиборга олиш керакки, бу катталикларнинг номинал қийматларини ҳисоблаб топиш учун бир ғилдиракнинг тишлари иккинчи ғилдирак тишларининг ботиқларига зич, *ён тирқишсиз* кириб туриши шарт. Буни ҳамда бошланғич айланалар ўзаро сирпанмасдан айланишларини ҳисобга олган ҳолда қуйидагини ёзамиз: $s_{w1} = e_{w2}$ ва $s_{w2} = e_{w1}$, бу ерда s_{w1} ва s_{w2} — тишлар қалинлиги; e_{w1} ва e_{w2} — тишли узатма ғилдиракларининг бошланғич айланалари бўйича тишлар ботиқликларининг эни.

Бошланғич айланалар ўзаро сирпанмасдан юмалаганликлари сабабли, ушбу айланалар бўйича p_{w1} ва p_{w2} қадамлар ўзаро тенг бўлади: $p_{w1} = p_{w2} = p_w$. Қадам $p_w = s_{w1} + e_{w1}$, ёки $s_{w2} = e_{w1}$ бўлгани учун

$$p_w = s_{w1} + s_{w2}. \qquad (13.17)$$

Бошқа томондан, бошланғич айлана бўйича тиш қадами $p_w = \pi m (\cos\alpha/\cos\alpha_w)$.

(13.3), (13.6) ва (13.11) тенгламаларни ҳисобга олган ҳолда тишларнинг s_{w1} ва s_{w2} қалинлигини (13.7) формула орқали ифодалаб, (13.17) ифодага қўямиз. Бир қанча мураккаб бўлмаган ўзгартиришлардан сўнг илашиш бурчагини аниқлаш тенгламасини ҳосил қиламиз:

$$\operatorname{inv}\alpha_w = \operatorname{inv}\alpha + \frac{2x_\Sigma \operatorname{tg}\alpha}{z_\Sigma}, \qquad (13.18)$$

бу ерда $x_\Sigma = x_1 + x_2$, $z_\Sigma = z_1 + z_2$. Илашиш бурчагининг инволютасини (13.18) тенгламадан ҳисоблагандан сўнг α_w бурчакнинг ўзини инволюта функцияси жадвалидан аниқлаш лозим.

Тишли узатманинг ўқлараро масофаси

$$a_w = r_{w1} + r_{w2}.$$

(13.6) муносабатни ҳисобга олган ҳолда ушбуни ёзиш мумкин:

$$r_w = \frac{mz}{2}\,\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w},$$

шунинг учун ўқлараро масофа қуйидагича ифодаланади:

$$a_w = \frac{mz_\Sigma}{2}\,\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}\,. \qquad (13.19)$$

Ўқлараро масофани қуйидагича ифодалаш ҳам мумкин (13.9-расм)

$$a_w = r_1 + r_2 + ym, \qquad (13.20)$$

бу ерда ym — бўлувчи айланалар орасидаги масофа. У қабул қилинувчи силжиш деб, y катталик эса қабул қилинувчи силжиш коэффициенти деб аталади.

(13.19) ва (13.20) муносабатларни тенглаштириб ҳамда (13.3) ифодани назарда тутиб, қабул қилинувчи силжиш коэффициентини аниқлаш формуласини ҳосил қиламиз:

$$y = \frac{z_\Sigma}{2}\left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} - 1\right). \qquad (13.21)$$

Қия тишли узатмани ҳисоблашда тўғри тишли узатмани ҳисоблашдаги формулалардан фойдаланилади, бироқ m ва α параметрлар ўрнига $m/\cos\beta$ ва α_t параметрлар олинади, $x_\Sigma \mathrm{tg}\,\alpha$ ва ym кўпайтмалар эса шундайлигича қолдирилади.

Тишли узатманинг тенглаштирувчи силжишини аниқлаймиз. Узатмалар геометрик тарзда лойиҳаланганда иккита шарт бажарилиши лозим: 1) ғилдираклар тишлари бир-бирлари билан назарий жиҳатдан ён тирқишсиз илашиши зарур; 2) тишли ғилдираклар учлари ва ботиқликларининг айланалари орасида $c = c^* m = 0{,}25m$ га тенг стандарт радиал тирқиш бўлиши керак.

Биринчи шарт ўқлараро масофани (13.20) формула орқали ифодалаш билан бажарилади. Иккинчи шарт бажарилиши учун

$$a_w = r_{a1} + c + r_{f2} \qquad (13.22)$$

бўлиши керак.

(13.20) ва (13.22) тенгламаларни биргаликда ечиб

$$r_1 + ym + r_2 = r_{a1} + c + r_{f2}$$

га ёки

$$r_1 + ym + r_2 = u_{a1} + c + r_{a2} - h$$

га эга бўламиз.

Ушбу тенгликка 13.3-§ даги r_{a1} ва r_{a2} ларни аниқлаш формулаларини қўйиб ҳамда ўзгартиришлардан сўнг қуйидаги ифодани ҳосил қиламиз:

$$ym = x_1 m - \Delta y\cdot m + x_2 m,$$

бундан эса 13.3-§ да айтиб ўтилган Δy тенглаштирувчи силжиш коэффициентини ҳосил қиламиз:

$$\Delta y = x_\Sigma - y. \qquad (13.23)$$

Шундай қилиб, тенглаштирувчи $\Delta y \cdot m$ силжиш (13.6-расм, *а* га қаранг) ён тирқишсиз ҳамда стандарт катталикдаги радиал тирқишга эга бўлган тишли узатма ҳосил қилиш учун киритилади.

Агар тишли узатма силжишлар бўлмаган ғилдираклардан ташкил топган бўлса ($x_1 = 0$, $x_2 = 0$, $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0$), у ҳолда (13.18), (13.21), (13.23) ва (13.20) тенгламаларга асосан узатма ушбу параметрларга эга бўлади: $\alpha_w = \alpha = 20°$ га тенг илашиш бурчаги; $y = 0$ га тенг қабул қилинувчи силжиш коэффициенти; $\Delta y = 0$ га тенг тенглаштирувчи силжиш коэффициенти; $a_w = r_1 + r_2 = m(z_1 + z_2)/2$ га, яъни бўлувчи айланалар радиусларининг йиғиндисига тенг ўқлараро масофа. Кўрсатилган шароитда бошланғич айланалар радиуслари $r_{w1} = mz_1/2 = r_1$, $r_{w2} = mz_2/2 = r_2$ бўлади, яъни бошланғич айланалар билан мос келади.

Ички илашмали эвольвентали узатманинг хусусиятлари. 2.6-расм, *б* да ички илашмали узатма тасвирланган. *1* рақами билан белгиланган кичик ғилдиракнинг (шестернянинг) тишлари ташқарида, *2* рақами билан белгиланган оддий ғилдирак деб аталувчи катта ғилдиракнинг тишлари ичкарида жойлашади. Ички тишли ғилдирак рейкали асбоб ёрдамида эмас, балки *долбяк* (ғилдираксимон асбоб) ёрдамида тайёрланади. Долбякнинг тишлари сони ва асосий ўлчамлари стандартлаштирилган. Ғилдираклар долбяк ёрдамида тайёрланганида тишларининг асослари қирқилиб ўйилиши ҳамда учлари ўткирлашувидан ташқари, тишларнинг учи кесилиб кетиши ҳам мумкин. Ички илашмали узатмаларни лойиҳалашда бундай ҳодисаларнинг олдини олиш чоралари кўрилиши зарур.

13.2-§ да айтиб ўтилганидек, ички илашмаларда $Э_1$ ва $Э_2$ эвольвентали сиртлар N_1N_2 оралиқда ўзаро кесишади (13.5-расм, *в* га қаранг). Бундан ташқари, ички илашмаларда агар шестернянинг тишлари сони (z_1) ва ғилдиракнинг тишлари сони (z_2) бир-бирига яқин бўлса, эвольвенталар кесишувининг яна бир тури юзага келиши мумкин.

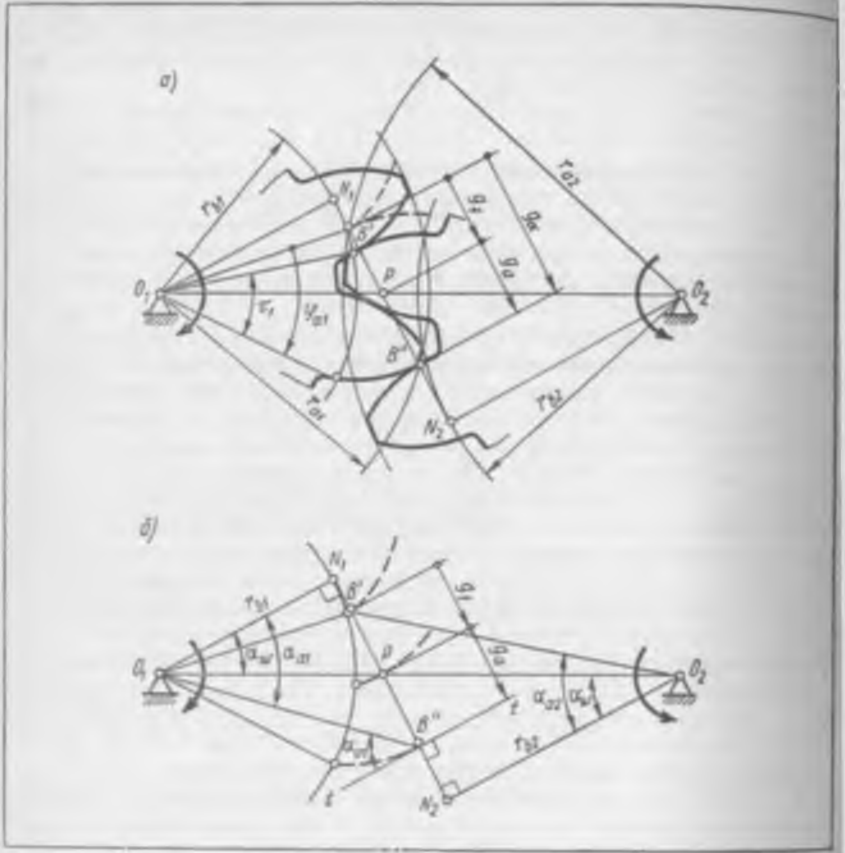
Тўғри лойиҳаланган ички илашмали узатмада эвольвентали сиртлар кесишувининг иккала тури ҳам бўлмайди. Демак, ички илашма чизиғининг актив бўлаги бутунлай N_1N_2 кесмадан ташқарида бўлиши зарур. Бундан ташқари, z_1 ва z_2 тишлар сони аниқ чеклашларга бўйсуниши керак.

Стандарт долбяк билан ясалган, силжишлар бўлмаган ғилдираклардан йиғилган узатма учун қуйидаги шарт бажарилиши лозим: $z > 20$, $z_2 > 85$; $z_2 - z_1 > 8$. Агар узатма силжишлар бўлган ғилдираклардан ташкил топса, у ҳолда z_2 ни ҳамда $z_2 - z_1$ ни анчагина камайтириш ва бу билан бутун узатманинг ўлчамларини кичрайтириш мумкин.

Ички илашмали тишли узатмани геометрик ҳисоблаш анчагина мураккаб бўлиб, ушбу китобда келтирилмади. Бундай ҳисоблаш методикаси [2, 13] адабиётда ва бошқа асарларда баён этилган (қаранг: *Скворцова Н. А.*, *Лукичев Д. М.* Новые методы расчетов и конструирования машин, повышение их надежности и долговечности; 5-нашр, ГОСИНТИ М., 1962).

13.6-§. Тишли узатманинг сифат кўрсаткичлари. Силжишни ҳисоблаш коэффициентларини танлаш

Сифат кўрсаткичлари. Узатмани илашманинг равон ва шовқинсиз бўлиши, тишларнинг мумкин бўлган ейилиши ҳамда мустаҳкамлиги



13.10- расм

нуқтаи назаридан баҳолашга, шунингдек қатор узатмаларни ушбу кўрсаткичларга кўра таққослашга имкон берувчи сифат кўрсаткичларини кўриб чиқамиз. Бундай баҳолаш тишли узатмаларни лойиҳалашда силжишни ҳисоблаш коэффициентларини тўғри танлаш учун керак бўлади.

Қопланиш коэффициенти узатмадаги илашманинг узлуксизлиги ҳамда равонлигини ҳисобга олади. Узатманинг бундай сифатлари бир жуфт тишларнинг ишини бошқа жуфт тишларнинг иши қоплаши билан таъминланади. Бунинг учун ҳар бир кейинги жуфт тишлар ҳали олдинги жуфт тишлар ажралмасдан олдин илашиши лозим. Қопланиш катталиги қопланиш коэффициентига қараб баҳоланади. Қопланиш коэффициенти кўндаланг кесимнинг қопланиш бурчагини бурчак қадамига бўлиб аниқланади. Кўндаланг кесимнинг қопланиш бурчаги φ_α — бу, ғилдирак тишларининг ўзаро илашиб B' нуқтада уринган пайтдаги ҳолатидан то уларнинг бир-биридан ажралиб B'' нуқтада уринган пайтда-

ги ҳолатига қадар ғилдиракнинг бурилиш бурчагидир (13.10-расм, *а*). Бинобарин, тўғри тишли узатманинг қопланиш коэффициенти

$$\varepsilon_\alpha = \varphi_{\alpha 1}/\tau_1 = \varphi_{\alpha 2}/\tau_2. \tag{13.24}$$

Бу ерда $\tau_1 = 2\pi/z_1$ — бурчак қадами; $\varphi_{\alpha 1} = g_\alpha/r_{b1}$, бунда $g_\alpha = g_f + g_a$ — актив илашиш чизиғининг узунлиги. У актив илашиш чизиғининг қутбгача g_f ҳамда қутбдан кейинги g_a қисмларининг узунлигидан ташкил топади (13.10-расм, *б*):

$$g_f = r_{b2}(\operatorname{tg}\alpha_{a2} - \operatorname{tg}\alpha_w); \tag{13.25}$$

$$g_a = r_{b1}(\operatorname{tg}\alpha_{a1} - \operatorname{tg}\alpha_w). \tag{13.26}$$

(13.5) ни эътиборга олган ҳолда (13.25) ва (13.26) ларни (13.24) га қўйиб тўғри тишли узатманинг қопланиш коэффициентини аниқлаш формуласини ҳосил қиламиз:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1\operatorname{tg}\alpha_{a1} + z_2\operatorname{tg}\alpha_{a2} - (z_1 + z_2)\operatorname{tg}\alpha_w}{2\pi}. \tag{13.27}$$

Агар (13.27) формулага асосан ҳисоблаганда $\varepsilon_\alpha < 1$ бўлса, тишларнинг илашиш жараёни узлуксиз бўлмайди: бир жуфт тиш ҳали бошқа жуфт тиш илашиб улгурмасданоқ илашмадан ажралишига улгуради. Шу сабабли ε_α нинг рухсат этилган энг кичик қиймати 1,05 га тенг. Бу қиймат илашиш жараёнининг 5 % запас билан узлуксиз бўлишини таъминлайди.

x_1 ва x_2 силжиш коэффициентлари ошиши билан ε_α қопланиш коэффициенти *кичиклашувини* айтиб ўтиш муҳимдир. Шу сабабли узатмани лойиҳалашда силжиш коэффициентларини шундай танлаш лозимки, бунда ε_α нинг қиймати 1,05 дан кичик бўлмасин.

Қия тишли узатмада бир жуфт тишнинг илашиб туриш вақти ($\beta \neq 0$) тўғри тишли узатмага қараганда ($\beta = 0$) зиёдлир. Шу сабабли қия тишли узатманинг ε_γ қопланиш коэффициенти ε_α га қараганда катта бўлади ва қуйидаги формулага асосан ҳисобланади:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta. \tag{13.28}$$

Ушбу йиғиндида ε_a қўшилувчи (13.27) формулага асосан, иккинчи қўшилувчи эса $\varepsilon_\beta = b/p_x$ муносабатга асосан аниқланади. Бунда $b = \psi m$ — тишли ғилдиракнинг қалинлиги, ψ — тишнинг мустаҳкамлиги ва ейилишга чидамлилиги шартига кўра белгиланадиган тишли ғилдиракнинг қалинлик коэффициенти, $p_x = \pi m/\sin\beta$ — тишнинг ўқ йўналишидаги қадами. b ва p_x ни ε_β ни аниқлаш ифодасига қўйиб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$\varepsilon_\beta = \psi\sin\beta/\pi. \tag{13.29}$$

(13.28) ва (13.29) тенгламалардан тўғридан-тўғри кўриниб турибдики, қия тишли узатманинг ε_γ қопланиш коэффициенти ($\beta \neq 0$) тўғри тишли узатманинг ε_α қопланиш коэффициенти ($\beta = 0$) га қараганда *каттадир*. Бу эса қия тишли узатманинг афзаллигидир.

Сирпаниш коэффициенти илашиш жараёнида геометрик ва кинематик омилларнинг сиртларнинг сирпаниш катталигига таъсирини ҳисобга олади (12.2-§ га қаранг). Бир сирт бошқа сиртга босилганда сирпаниш бўлиши сиртларнинг ейилишига олиб келади. Сирпаниш коэффициентлари қуйидаги формулалар орқали ифодаланади:

$$\lambda_1 = v_{сир}/v_{K1-K}; \; \lambda_2 = v_{сир}/v_{K2-K},$$

бунда: $v_{сир}$ — сирпаниш тезлиги; v_{K1-K}, v_{K2-K} — уриниш нуқталарининг биринчи ва иккинчи ғилдираклар сиртлари бўйича сурилиш тезлиги.

Тишлари сони z_1 кам бўлган ғилдирак бир марта тўла айланганда иккинчи ғилдирак тўла айланиб улгурмайди. Бинобарин, унинг тишлари биринчи ғилдиракнинг тишларига қараганда уринишда u_{12} марта кам иштирок этади, шу сабабдан унинг тишлари кам ейилади. Тишларнинг ейилиш жадаллигини сирпаниш коэффициентларига кўра солиштириш учун λ_2 ни $u_{12} = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1$ га ажратамиз:

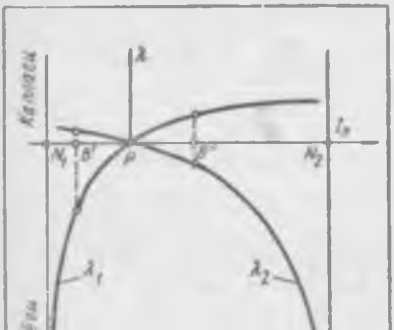
$$\lambda_1 = v_{сир}/v_{K1-K}; \quad \lambda_2 = v_{сир}/(v_{K2\cdot K}\, u_{12}).$$

λ_1 ва β_2 ларни ҳисоблаш формулалари қуйидаги кўринишда бўлади:

$$\lambda_1 = \left(1 + \frac{1}{u_{12}}\right)\frac{l_K}{l_K + l_{P1}}\; ; \; \lambda_2 = \left(1 + \frac{1}{u_{12}}\right)\frac{l_K}{l_K - l_{P2}}, \quad (13.30)$$

бунда: l_K — бир жуфт тиш уриниш нуқтаси K нинг ҳозирги ҳолатидан илашиш қутби P гача бўлган масофани ифодаловчи алгебраик катталик (13.9-расмга қаранг); l_{P1} ва l_{P2} — PN_1 ва PN_2 кесмалар узунлигининг абсолют қийматлари.

Илашиш жараёнида тишларнинг K уриниш нуқтаси илашиш чизиғи бўйлаб B' ҳолатдан (тишларнинг илашиши) B'' ҳолатгача (тишларнинг ажралиши) ҳаракатланади. Бундан l_K масофа ($-B'P$) қийматдан нолга қадар, сўнгра нолдан ($+B''P$) қийматга қадар ўзгариши маълум бўлади. Шу сабабли (13.30) формулага асосан λ_1 ва λ_2 сирпаниш коэффициентлари ҳам илашиш жараёнида ўзгаради. λ_1 энг катта қийматга B' ҳолатда, λ_2 эса B'' ҳолатда эришади (13.11-расм).



13.11- расм

λ_1 ва λ_2 сирпаниш коэффициентлари x_1 ва x_2 силжиш коэффициентларига боғлиқ тарзда ўзгаради. x_1 ва x_2 қийматларини ўзгартирган ҳолда конструктор λ_1 ва λ_2 коэффициентларнинг иш шароити талабларига жавоб берадиган қийматларини ҳосил қилади.

Нисбий босим коэффициенти тишлар геометриясининг (улар сиртининг эгрилик радиуслари-

нинг) тишлар уринадиган жойларда вужудга келадиган уриниш зўриқишлари катталигига таъсирини ҳисобга олади. Юкланиш жуда ошиб кетганда уриниш зўриқишлари ҳаддан ташқари ортиб кетиб, натижада тишлар иш сиртининг материали уваланиши мумкин.

Уриниш зўриқишлари Герц формуласидан аниқланади:

$$\sigma = 0{,}418 \sqrt{\frac{Q}{b} E \frac{1}{\rho}},$$

бу ерда: Q — тишларнинг ўзаро таъсирлашиш кучи; b — тишли ғилдиракларнинг эни; $E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$ — ғилдирак материали эластиклигининг келтирилган модули; ρ — эвольвентали сиртларнинг уриниш нуқтасидаги эгрилигининг келтирилган радиуси; бу радиус воситасида тиш геометриясининг уриниш зўриқишларига таъсири аниқланади.

Тишларнинг ҳозирги пайтдаги илашмаси учун (13.9-расмга қаранг)

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{\rho_1 + \rho_2}{\rho_1\rho_2}$$

муносабат ёки эвольвентали сиртларнинг хоссасига асосан (13.1-§ га қаранг)

$$\frac{1}{\rho} = \frac{N_1N_2}{N_1K \cdot N_2K}$$

муносабат ўринлидир.

Нисбий босим коэффициенти θ деб қуйидаги муносабатга айтилади:

$$\theta = \frac{m}{\rho} = \frac{m \cdot N_1N_2}{N_1K \cdot N_2K}. \qquad (13.31)$$

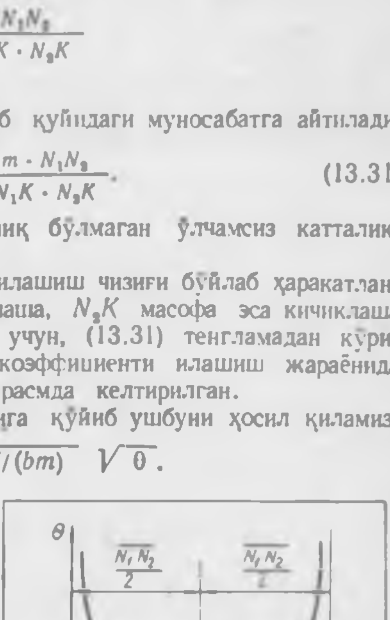
θ коэффициент — m модулга боғлиқ бўлмаган ўлчамсиз катталик, чунки ρ модулга мутаносибдир.

Тишларнинг K уриниш нуқтаси илашиш чизиғи бўйлаб ҳаракатланганлиги сабабли N_1K масофа катталаша, N_2K масофа эса кичиклаша боради (13.9-расмга қаранг). Шунинг учун, (13.31) тенгламадан кўриниб турганидек, θ нисбий босим коэффициенти илашиш жараёнида ўзгаради. Бу ўзгариш графиги 13.12-расмда келтирилган.

θ коэффициентни Герц формуласига қўйиб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$\sigma = 0{,}418 \sqrt{QE/(bm)}\ \sqrt{\theta}.$$

x_1 ва x_2 силжиш коэффициентлари катталашиб боргани сари θ нисбий босим коэффициенти кичрая боради. Шу сабабдан конструктор уриниш зўриқишларини камайтира олади. Бунинг учун x_1 ва x_2 силжиш коэффициентларини шундай танлаши керакки, θ коэффициент мумкин қадар кичик қийматга эга бўлсин.



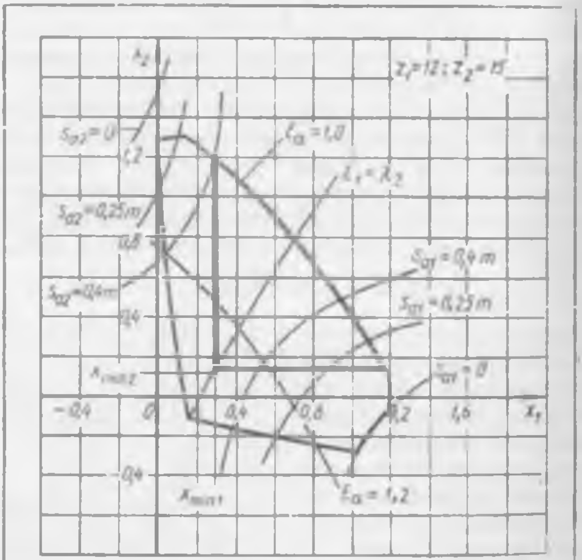
13.12- расм

Ташқи илашмали узатмалар учун силжишни ҳисоблаш коэффици-

ентларини танлаш. Исталган узатма учун x_1 ва x_2 силжиш коэффициентларини белгилашда қуйидаги учта шарт бажарилиши лозим: 1) тиш асоси қирқилиб ўйилмаслиги керак; 2) тиш ўткирланмаслиги даркор; 3) илашма узлуксиз бўлиши зарур. Шестерняга нисбатан қўйиладиган биринчи шарт бажарилиши учун x_1 силжиш коэффициенти ўзининг энг кичик x_{min1} қийматидан катта бўлиши керак (13.4-§ га қаранг). Иккинчи ва учинчи шартлар шестернянинг x_1 силжиш коэффициентини энг катта чекли x'_{max1} ва x''_{max1} қийматлар билан чеклаб туради (13.4 ва 13.6-§ га ларга қаранг). Бу чекли қийматлар ҳар хил бўлиб, тишли ғилдиракни ҳисоблашда x_{max1} нинг кичик қийматга эга бўлганидан фойдаланиш лозим. Шундай қилиб, шестернянинг x_1 силжиш коэффициентини шундай белгилаш керакки, бунда $x_{min1} \leq x_1 \leq x_{max1}$ муносабатга амал қилинсин. Ғилдиракнинг x_2 силжиш коэффициенти тўғрисида ҳам худди шу нарсани айтиш мумкин, яъни: $x_{min2} \leq x_2 \leq x_{max2}$.

Кўрсатилган чегаралар оралиғида x_1 ва x_2 силжиш коэффициентларини шундай танлаш керакки, узатманинг уларга боғлиқ бўлган сифат кўрсаткичлари (юриш равонлиги, ейилишга чидамлилиги, мустаҳкамлиги) энг мақбул қийматларга эга бўлсин. Бунда узатма ишлайдиган муайян шароитни, яъни ҳаракатланиш тезлигини, юкланиш хусусиятини, спиқ мой ваннасига эга ёки эга эмаслигини, шестерня ва ғилдирак материалини, уларга термик ишлов бериш турини ва ҳоказоларни ҳисобга олиш лозим [13].

Тишлари сони z_1 ва z_2 бўлган узатма учун x_1 ва x_2 координаталар системасида силжиш коэффициентларининг рухсат этиладиган қийматлари соҳасини қуриш мумкин (13.13-расм). Бу соҳа x_{min1}, x_{min2}, $\varepsilon_\alpha = 1,0$,



113.3- расм

$s_{a1} = 0$, $s_{a2} = 0$ чизиқлар орқали чегараланган; ушбу чизиқлар блокировкаловчи контурни ташкил қилади. x_1 ва x_2 коэффициентларнинг рухсат этиладиган қийматлари блокировкаловчи контур ичида кўрсатилади.

Ҳар бир тишли узатма учун алоҳида блокировкаловчи контур ясаш мумкин. Тишлари сони $z_1 = 12$, $z_2 = 15$ бўлган тўғри тишли узатмага мўлжалланган бундай контурга мисол 13.13-расмда қўш чизиқ орқали кўрсатилган. $s_{a1} = 0$, $s_{a2} = 0$ чизиқлар рухсат этилган чегаралардан чиқиб кетганлиги кўриниб турибди. Бу, тишлари сони 12/15 бўлган узатма учун $\varepsilon_\alpha = 1$ га кўра чеклаш тиш учининг ўткирлашувига доир чеклашдан олдин бошланишини кўрсатади. x_1 ва x_2 координаталарда, блокировкаловчи контурдан ташқари, $\varepsilon_\alpha = 1{,}2$ изоляциялаш чизиғи, баъзи ҳолларда эса тишли узатманинг геометриясини ҳамда хусусиятларини ифодаловчи бошқа чизиқлар ҳам кўрсатилади. 13.13-расмда йўғон чизиқ билан ажратиб кўрсатилган чизиқлар орқали рухсат этилган соҳани кенгайтириш имконияти ҳам кўрсатилган, лекин бундай имконият стандарт томонидан тавсия этилмайди.

Стандарт рейкали асбоб билан ясалган тўғри тишли ғилдираклар учун блокировкаловчи контурлар альбоми справочник қўлланмада (қаранг; *Болотовская Т. П., Болотовский И. А., Бочаров Г. С.* ва бошқалар. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач. М., 1963) ҳамда тишли узатмаларга доир стандарт иловасида (қаранг: ГОСТ 16530—83, 16531—83, 16532—70) келтирилади. Ушбу иловада x_1 ва x_2 силжиш коэффициентларини танлаш юзасидан тавсияномалар ҳамда ташқи илашмали эвольвентали цилиндрсимон тишли илашмани геометрик ҳисоблаш тартиби ҳам берилган.

14-боб

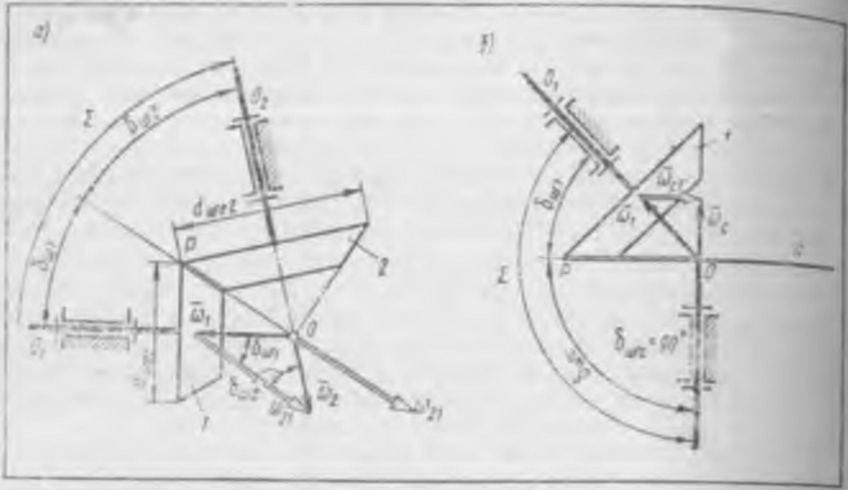
ФАЗОВИЙ ТИШЛИ УЗАТМАЛАР

Кўпгина машиналарда механизмларнинг талаб қилинувчи ҳаракатлари амалга ошиши учун бир валдан бошқасига айланма ҳаракат узатилиши зарур. Бунинг учун эса ушбу валлар ўқлари ўзаро кесишувчи ёки айқаш бўлиши шарт. Бундай ҳолларда мос тарзда ё конуссимон, ёки гиперболоидсимон тишли узатма қўлланилади. Конуссимон узатма ғилдиракларининг аксоидалари конус, гиперболоидсимон узатманики эса бир бўшлиқли гиперболоид бўлади (12.1-§ га қаранг). Иккала турдаги узатма ҳам фазовий механизмлар туркумига киради. Уларни берилган узатиш нисбатига кўра синтезлаш (геометрик ҳисоблаш) асослари ушбу бобда баён этилади.

14.1-§. Конуссимон тишли узатма

Агар конуссимон узатманинг ўқлари орасидаги бурчак 90° га тенг бўлса, бундай узатма **ортогонал конуссимон узатма** деб аталади. Умумий ҳолда ноортогонал узатмада бўғинлар *1* ва *2* нинг $\overline{\omega}_1$ ва $\overline{\omega}_2$ бурчак тезликлари векторлари орасидаги бурчакка нисбатан 180° гача тўлдирилган бурчак **ўқлараро** Σ **бурчак** дейилади (141-расм, *а*)

Бўғинлар *1* ва *2* нинг $\overline{\omega}_1$ ва $\overline{\omega}_2$ бурчак тезликлари векторлари орасидаги боғланиш қуйидаги муносабатдан аниқланади:



14.1- расм

$$\overline{\omega_2} = \overline{\omega_1} + \overline{\omega_{21}}. \quad (14.1)$$

$\overline{\omega_{21}}$ векторнинг $\overline{\omega_1}$ ва $\overline{\omega_2}$ векторларга нисбатан ҳолати йиғиндиси ўқлараро Σ бурчакка тенг бўлган δ_{w1} ва δ_{w2} бурчакларга кўра аниқланади:

$$\delta_{w1} + \delta_{w2} = \Sigma. \quad (14.2)$$

Агар O_1O ва O_2O ўқларнинг кесишув нуқтаси O дан $\overline{\omega_{21}}$ вектор ўтказсак, у етакчи ва етакланувчи бўғинлар нисбий ҳаракатининг OP **оний ўқи** билан устма-уст жойлашади ҳамда **бошланғич конуслар** деб аталувчи аксоидларнинг конуссимон сиртларини аниқлайди. Бошланғич конус параметрларини белгилашда «w» индексидан фойдаланилади. Бошланғич конусларнинг δ_{w1} ва δ_{w2} бурчаклари синуслар теоремасидан фойдаланган ҳолда (14.1) вектор муносабатни ечиш орқали аниқланади (14.1-расм, *а*):

$$\sin\delta_{w1}/|\overline{\omega_2}| = \sin\delta_{w2}/|\overline{\omega_1}|.$$

$|\overline{\omega_1}|$ ва $|\overline{\omega_2}|$ бурчак тезликлар модулларининг нисбати узатиш нисбати бўлади:

$$u_{12} = |\overline{\omega_1}|/|\overline{\omega_2}| = \sin\delta_{w2}/\sin\delta_{w1}. \quad (14.3)$$

Ўқлараро Σ бурчак ва u_{12} узатиш нисбати берилган бўлса, бошланғич конуслар бурчаклари (14.2) ва (14.3) муносабатларни биргаликда ечиб аниқланади:

$$u_{12} = \frac{\sin\delta_{w2}}{\sin\delta_{w1}} = \frac{\sin(\Sigma - \delta_{w1})}{\sin\delta_{w1}} = \frac{\sin\Sigma\cos\delta_{w1} - \cos\Sigma\sin\delta_{w1}}{\sin\delta_{w1}} =$$

$$= \frac{\sin\Sigma}{\operatorname{tg}\delta_{w1}} - \cos\Sigma.$$

Бошланғич конусларнинг изланаётган δ_{w1} ва δ_{w2} бурчаклари қуйидаги формулалардан аниқланади:

$$\delta_{w1} = \text{arctg}\left(\frac{\sin\Sigma}{u_{12} + \cos\Sigma}\right) = \text{arctg}\left(\frac{\sin\Sigma}{z_2/z_1 + \cos\Sigma}\right); \qquad (14.4)$$

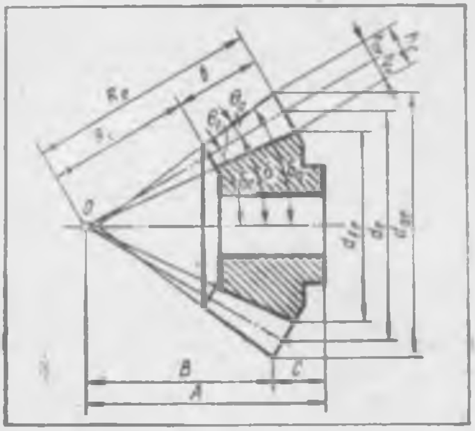
$$\delta_{w2} = \Sigma - \delta_{w1}. \qquad (14.5)$$

$\Sigma = 90°$ бўлганда ортогонал узатма учун (14.4) ва (14.5) муносабатлар қуйидаги хусусий кўринишга эга бўлади:

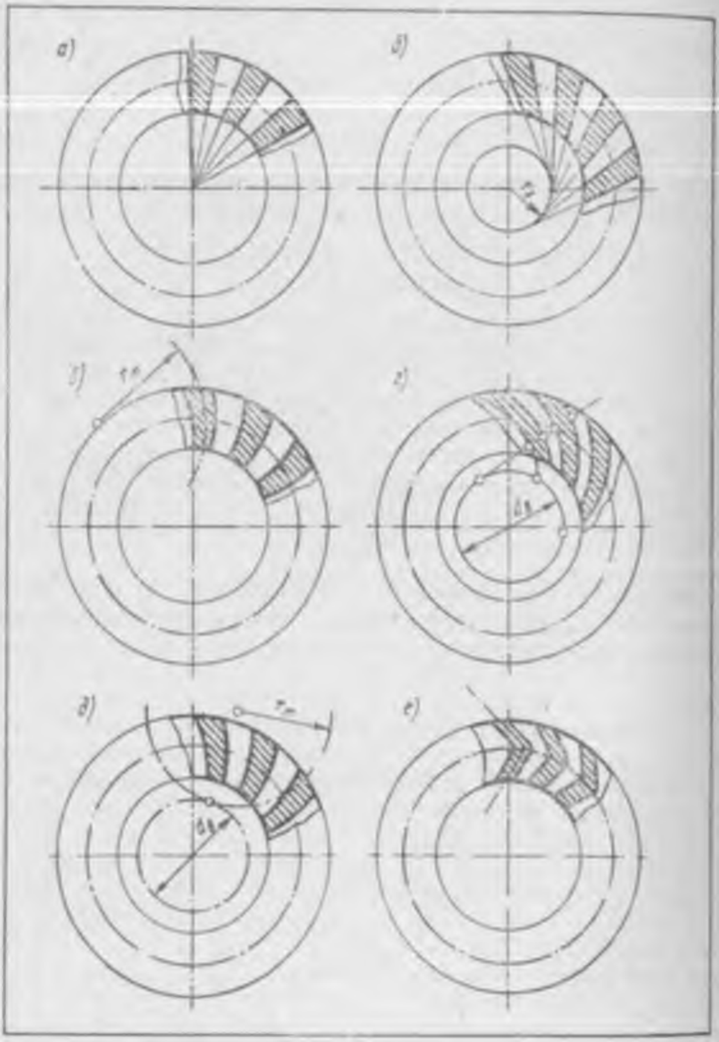
$$\delta_{w1} = \text{arctg}\ (1/u_{12}) = \text{arctg}\,(z_1/z_2);$$
$$\delta_{w2} = \text{acrtg}\ u_{12} = \text{arctg}\,(z_2/z_1). \qquad (14.6)$$

Ноортогонал узатманинг хусусий кўриниши **текис конуссимон узатмадир**; унда бошланғич ғилдираклардан бирининг юзаси текислик бўлиб, чўққисидаги бурчак $\delta_{wc} = 90°$ га тенг (14.1-расм, *б*).

Текис конуссимон ғилдирак параметрлари «*c*» индекси илова қилинган ҳолда белгиланади (масалан, текис ғилдиракнинг тишлари сони z_c билан, бурчак тезлиги ω_c билан белгиланади). Ғилдираклар, тишларнинг ўлчамлари ва улар элементларининг жойлашуви ҳар бир ғилдиракдаги **бўлувчи конус** деб аталувчи асосий конуссимон сиртга нисбатан шакллантирилади. Конуссимон узатмани лойиҳалашда бўлувчи конусларнинг δ_1 ва δ_2 бурчаклари бошлангич конусларнинг δ_{w1} ва δ_{w2} бурчаклари билан мос келадиган қилиб олинади, бу эса ҳисоблаш формулаларини соддалаштиради. Тишлар ғилдиракда тишли тожни ҳосил қилади, у δ_a бурчакли **чўққилар конуси** билан δ_f бурчакли **ботиқлар конуси** оралиғида жойлашади (14.2-расм). Ғилдирак тайёрлашда асосий *K* масофадан ва конус учигача бўлган *B* ўлчамдан ҳамда асосий текисликкача бўлган *C* ўлчамдан фойдаланилади. Тишни ботиқдан ажратиб турувчи сирт **тишнинг ён сирти** дейилади. Тиш ён сиртининг унга ўқдош бўлган текислик билан кесишувидан ҳосил бўлган чизиқ **тиш чизиғи** дейилади. Тиш чизиғи бўлувчи ўқдош конуснинг ясовчиси билан устма-уст тушиши (тўғри тишларда) ёки бўлувчи юзадаги тиш чизиғига нисбатан β бурчакка оғиб туриши мумкин. Конуссимон ғилдиракларнинг бўлувчи конус ёйилмасидаги тиш чизиқларининг шаклига кўра фарқ қилувчи қуйидаги турлари бўлади (14.3-расм): *а* — тўғри тишли, *б* — тангенциал тишли, *в* — доиравий тишли, *г*, *д*, *е* — эгри тишли ғилдираклар. Тўғри тишли узатмалар енгил юкланишларда ҳамда катта бўлмаган тезликларда (одатда айланиш часто-



14.2- расм

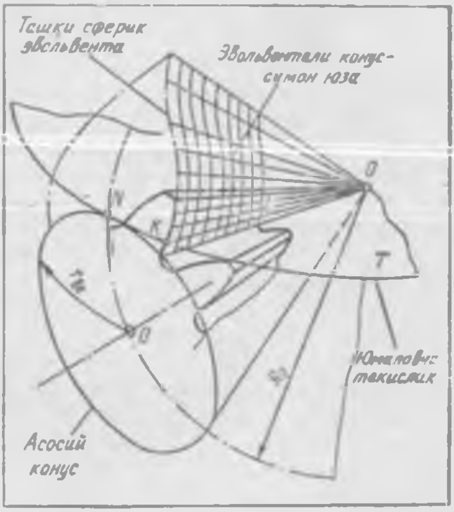


14.3- расм

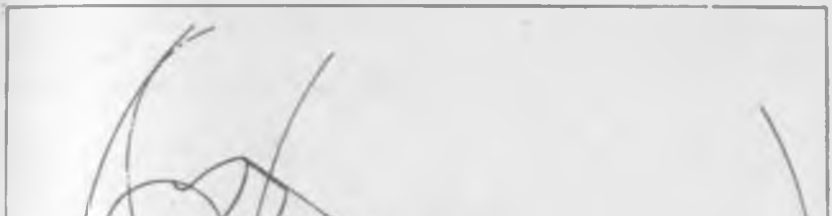
таси 1000 айл/мин дан кам бўлганда) қўлланилади. Энг катта юкланиш ҳамда энг юқори тезликларда ишлаш ва ишнинг юксак даражада равон ва шовқинсиз бўлишини таъминлаш учун эгри тишли узатмалардан фойдаланилади.

Тишлар ён сиртининг қандай ҳосил бўлишини 14.4-расмдан кузатиш мумкин. T текислик асосий конусга уринган ҳолда унда сирпанмасдан юмалайди. Юмаловчи T текисликдаги исталган KL тўғри чизиқ

фазода конуссимон эвольвентани ҳосил қилади, чизиқдаги исталган нуқта эса (*K*, *L* ёки бошқалар) маълум радиусли сферада жойлашувчи, сферасимон эвольвента деб аталадиган траекторияни ҳосил қилади. Ҳар бир сферик кесимдаги тишнинг ён сиртида тиш профили деб аталувчи кесишиш чизиғини ажратиб кўрсатиш мумкин. Конуссимон ғилдирак кесимларидаги тиш профиллари бир-биридан фарқ қилади. Ташқи, ўрта, ички ва жорий кўндаланг кесимлар бўлади. У ёки бу кесимда параметрларни белгилашда тегишлича индекслар илова қилинади (14.2-расмга қаранг). Масалан, ташқи кесим



14.4- расм



14.5- расм

учун «е» индекси, ўрта кесим учун «m» индекси, ички кесим учун «i» индекси, жорий кесим учун «x» индекси ишлатилади.

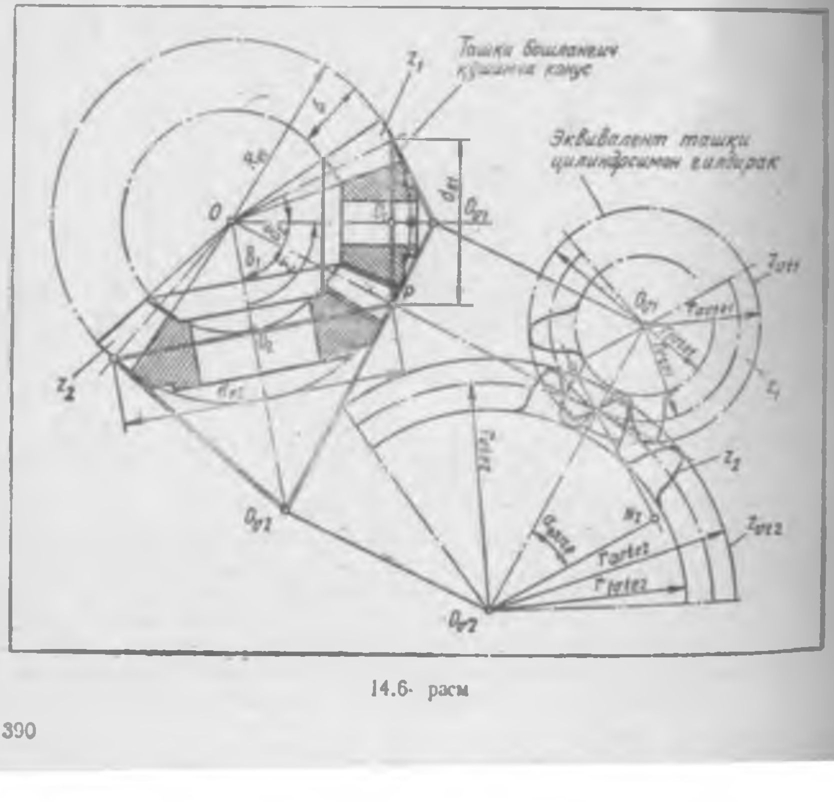
Ташқи кўндаланг кесимнинг R_e радиуси **т а ш қ и к о н у с м а с о ф а с и** дейилади. Конуссимон ғилдиракнинг ташқи ҳамда ички кўндаланг кесимлари орасидаги масофа **т и ш л и т о ж н и н г э н и** деб аталади ва «b» ҳарфи билан белгиланади (14.2-расмга қаранг).

Туташувчи эвольвентали конуссимон юзаларнинг берилган бошланғич конусларга кўра ўзаро таъсири конуссимон эвольвентали илашмани ифодалайди (14.5-расм).

Асосий конусларга уринма бўлган N_1ON_2 текисликда ётувчи PO қутб тўғри чизиғини тишлар ён сиртларининг ясовчиси деб қараш мумкин. Исталган ўзаро уринувчи сферасимон $Э_1$ ва $Э_2$ эвольвенталар илашиш чизиғига (масалан, N_1PN_2 га) эга бўлади; бу чизиқ сферада жойлашади ва унинг катта доираси ёйи бўлади.

Сферасимон эвольвенталарнинг ўзаро таъсирини аналитик кўринишда ифодалаш анча қийин. Тишларнинг баландлик бўйича ўлчамлари сфера радиусига нисбатан кичиклигини ҳамда тишлар профиллари тор сферик юзада жойлашганлигини эътиборга олиб, ҳисоблашнинг инженерлик усулидан фойдаланилади (14.6-расм). Бу усулнинг моҳияти қўшимча конуслардан фойдаланишдан иборат.

Қ ў ш и м ч а б ў л у в ч и к о н у с деб, ясовчиси (масалан, 14.6-расмдаги PO_{v1} ёки PO_{v2}) тишли ғилдирак бўлувчи конусининг ясовчисига



14.6- расм

перпендикуляр бўлган ўқдош конуссимон сиртга айтилади. Қўшимча конуслар киритилиши тиш профилларининг ўзаро таъсирини сферада эмас, балки сфера билан уринувчи қўшимча конусларда қараб чиқишга имкон беради. Агар қўшимча конусларни текисликка айлантириб ёйилса, у ҳолда тишлар профили оддий эвольвенталарга жуда яқин бўлган текис эгри чизиқ бўлиб қолади. Бу эвольвенталар $O_{ve1}N_1$ ва $O_{ve2}N_2$ радиуслари *эквивалент цилиндрсимон узатма* учун топиладиган асосий айланаларнинг муайян ўлчамларига мос бўлади. Эквивалент цилиндрсимон узатманинг параметрлари қўшимча «v» индексига эга. Бундай узатма тишли ғилдиракларининг ҳар бири *эквивалент цилиндрсимон тишли ғилдирак* дейилади; у конуссимон ғилдиракларнинг z_1 ва z_2 тишлари сонидан фарқли равишда z_{vt1} ва z_{vt2} тишлар сонига эга бўлади.

Конуссимон ҳамда эквивалент цилиндрсимон ғилдираклар концентрик айланаларининг ўлчамларини кўриб чиқиб z_1 ва z_{vt1} ёки z_2 ва z_{vt2} тишлар сони орасидаги боғланишни осонгина аниқласа бўлади:

$$r_{vte1} = \frac{0,5d_{e1}}{\cos\delta_1} = \frac{0,5m_e z_1}{\cos\delta_1} = 0,5m_e z_{vt1};$$

$$r_{vte2} = \frac{0,5d_{e2}}{\cos\delta_2} = \frac{0,5m_e z_2}{\cos\delta_2} = 0,5m_e z_{vt2}.$$

Ташқи учдаги конуссимон ғилдирак концентрик айланаси ёйи бўйича қўшни тишларнинг бир хил профиллари орасидаги масофага мос келувчи m_e ташқи айлана модуль эквивалент цилиндрсимон узатманинг модулига тенг. Шу сабабли z_{vt1} ва z_{vt2} тишлар сонини қуйидаги муносабатлар орқали ифодалаш мумкин:

$$z_{vt1} = z_1/\cos\delta_1; \quad z_{vt2} = z_2\cos\delta_2. \tag{4.7}$$

Умуман олганда z_{vt1} ва z_{vt2} лар каср сонлар бўлиб, ҳисоблаш жараёнида яхлитланмайди, балки 0,01 гача аниқликда ҳисоблаб чиқарилади.

Эквивалент цилиндрсимон узатманинг узатиш нисбати ушбу муносабатдан аниқланади:

$$И_{v12} = \frac{z_{vt2}}{z_{vt1}} = \frac{z_2/\cos\delta_2}{z_1/\cos\delta_1} = И_{12}\frac{\cos\delta_1}{\cos\delta_2}. \tag{14.8}$$

Эквивалент цилиндрсимон узатманинг α_{wvte} илашиш бурчаги, тиш учлари айланаларининг r_{avte1} ва r_{avte2} радиуслари, ботиқликлар айланаларининг r_{fvte1} ва r_{fvte2} радиуслари (14.6-расм) олдин цилиндрсимон эвольвентали узатмалар учун чиқарилган формулаларга ўхшаш формулалар ёрдамида ҳисобланади.

Эгри тишли конуссимон узатмаларни ҳисоблашда (14.3-расмга қаранг) қараладиган эквивалент цилиндрсимон узатма тўғри тишли эмас, балки винтсимон тишли бўлади. Шу сабабли тиш профиллари мос тарздаги нормал кесимларда кўриб чиқилади. Тишларининг ўлчамлари ҳамда шакли тишнинг ўрта чизиғига нормал бўлган кесимда тангенссимон ва эгри тишли конуссимон тишли ғилдирак тишларининг ўлчамлари ва шаклига деярли ўхшаш бўлган (бош кесимда) тўғри тишли цилиндрсимон тишли узатма *биэквивалент цилиндрсимон тишли ғилдирак* деб аталади. Унинг тишлари сони z_{vn} (мос равишда z_{vn1} ва z_{vn2}) билан белгиланади.

Бундай конуссимон ғилдираклар тишлари шаклининг коэффициенти амалий ҳисоблашлар учун етарли бўлган аниқликда, биэквивалент цилиндрсимон ғилдиракникига ўхшаш тарзда аниқланади. Биэквивалент цилиндрсимон ғилдирак тишларининг сони қуйидаги формулалардан топилади:

$$z_{vn1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1 \cos^3\beta_n}; \quad z_{vn2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2 \cos^3\beta_n} \qquad (14.9)$$

бу ерда β_n — тиш ўрта чизиғининг оғиш бурчаги бўлиб, у конуссимон тишли ғилдирак тишининг ҳисоблаб топиладиган ташқи, ўрта, ички ёки бошқа бир нормал кесимларига мос келади.

Тишлар ён сиртлари ва профилларининг геометрияси конуссимон ғилдиракларнинг тайёрланиш технологияси билан чамбарчас боғлиқдир. Конуссимон ғилдиракдаги шаклдор профилни асбобнинг мураккаб профилидан нусха олиш йўли билан ҳосил қилиб бўлмайди, чунки конуссимон ғилдирак ботиқлигининг ўлчамлари конус учига яқинлашган сари ўзгара боради. Шу сабабдан модулли дискли фреза, бармоқли фреза, шаклдор жилвирлаш доираси каби асбоблар ботиқликни хомаки қирқиш ёки кўпи билан 8-аниқлик даражасидаги ботиқликни ҳосил қилиш учун қўлланилади.

Юқорироқ аниқликдаги конуссимон ғилдираклар тайёрлаш учун камрама қирқиш усулидан фойдаланилади, бунда тиш қирқиладиган ғилдирак *тасаввурдаги ясовчи ғилдирак* билан дастгоҳ илашмасида бўлади. Тасаввурдаги ясовчи ғилдиракнинг ён сиртлари асбоб қирқувчи қирраларининг асосий қирқиш ҳаракатида юзага келади. Тиғи тўғри чизиқ шаклида бўлган асбоблар кенг тарқалган. Бундай тиғ ўзининг тўғри чизиқли асосий ҳаракатида текис ясовчи сиртни ҳосил қилади. Бундай сирт сферик эвольвентасимон профиллари бўлган эвольвентали конуссимон сиртни ҳосил қила олмайди. Эвольвентали конуссимон юзалардан фарқ қиладиган, ҳосил қилинадиган, ўзаро урінувчи юзалар квазиэвольвентали юзалар деб аталади (эски терминологияда октоидал юзалар деб аталар эди).

14.7- расм

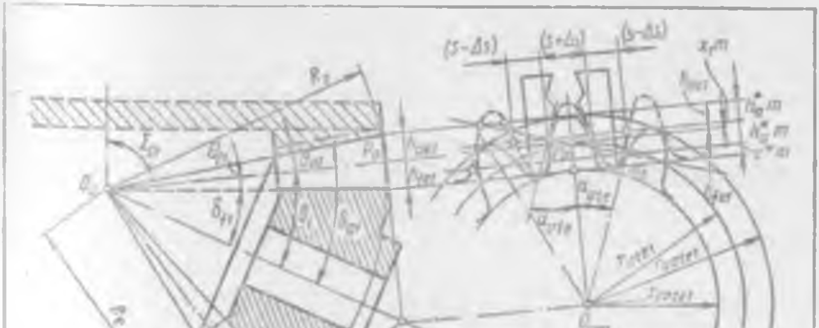
Ясовчи ғилдираклар текис (бунда $\delta_{woc} = 90^\circ$ бўлади; 14.7-расм, *а, б*) ёки текис чўққили (бунда $\delta_{woc} = 90^\circ - \theta_{fw01}$ бўлади; (14.7-расм, *в*) бўлиши мумкин. Бунда иккала ҳолда ҳам дастгоҳ илашмали аксоид

конуснинг чўққисидаги бурчак δ_{w01} га тенг бўлади. Дастлабки икки ҳолда ҳосил бўлувчи квазиэвольвентали конуссимон гилдираклар ўзаро уринувчи бўлади, чунки ясовчи текис гилдираклар мос келувчи жуфтликни ҳосил қилади. Бу жуфтликда тишларнинг ён ясовчи юзалари ўзларининг ҳамма нуқталари билан ўзаро уриниб туриши мумкин. Бироқ 14.7-расм, *а* да кўрсатилган дастгоҳ илашмаси схемасини амалга оширувчи дастгоҳ кескич йўналтиргичларини қиялатиб $(90 - \theta_{fw01})$ ўрнатишга имкон берувчи бурилма йўналтиргичларга эга булиши лозим, бунда θ_{fw01} — дастгоҳ илашмасида тиш қирқилувчи ғилдирак тиши оёғининг бурчаги. Бундай схема дастгоҳ конструкциясини мураккаблаштирганидан кам қўлланилади.

Кескичлар θ_{fw01} бурчакни ҳисобга олмаган ҳолда ҳаракатланса (14.7-расм, *б*), тиш оёғининг баландлиги конус чўққисига яқинлаша борган сари ўзгаришсиз қолади, бу эса тишни бўшаштиради, баъзан эса тиш оёғининг қирқилиб ўйилишига олиб келади.

Дастгоҳларнинг кўпгина нусхалари а *текис чўққили ясовчи ғилдирак* қўлланилади. Бундай гилдиракда тишларнинг чўққилари (учлари) текисликда жойлашади, дастгоҳ илашмали аксоид конуснинг бурчаги эса тиш қирқилувчи ғилдирак тиши оёғининг θ_{fw01} бурчагини назарда тутган ҳолда ҳисобланади. Иккита текис чўққили ғилдирак ўзаро мос келувчи ясовчи жуфтликни ҳосил қилмайди, шу сабабли тайёрланаётган квазиэвольвентали ғилдираклар ўзаро уринувчи бўлмайди. Бундай хатолик сезиларсиз даражада бўлиб, одатда ҳисобга олинмайди.

14.8-расмда келтирилган ҳисоблаш схемаси конуссимон ғилдиракнинг текис чўққили ясовчи ғилдирак билан дастгоҳ илашмаси асосида унга эквивалент бўлган назарий бошлангич контурли дастгоҳ илашмасига



14.8- расм

ўтишга имкон беради. Рейкасимон контур билан мос келадиган конуссимон ғилдирак тишларининг назарий шакл ва ўлчамларини аниқлаш учун асос қилиб олинадиган бошланғич контурнинг бир қанча параметрлари қатъий белгилангандир, яъни: $\alpha = 20°$; $h^*_a = 1{,}2$; $c^* = 0{,}2$; $\rho^*_f \leq 0{,}3$. Бироқ тиш қирқиш усулларининг ўзига хос томонларини эътиборга олган ҳолда ушбу параметрларни стандарт асбобдан фойдаланиш доирасида ўзгартириш мумкин. Масалан, қўшни кескичларнинг бир-бирига нисбатан жойлашуви эвазига бўлувчи чизиқ бўйича тиш қалинлигини ботиқнинг энига тенг қилиб олмаслик мумкин; кескичларнинг номинал модули тиш қирқилувчи ғилдиракнинг модулига қатъий мос келиши талаб қилинмайди. Ташқи модуль стандарт бўлмаслиги, ҳатто каср сон бўлиши ҳам мумкин. α бурчакни кескичнинг қиялиги эвазига ўзгартириш мумкин.

Конуссимон узатманинг параметрлари қуйидаги тартибда ушбу формулалар ёрдамида *ҳисобланади* (14.8-расм):

текис ғилдирак тишларининг сони:

$$z_c = \frac{1}{\sin\Sigma}\sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2z_1 z_2 \cos\Sigma}; \qquad (14.10)$$

$\Sigma = 90°$ бўлганда

$$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \qquad (14.11)$$

ташқи конус масофаси:

$$R_e = 0{,}5 m_e z_c; \qquad (14.12)$$

тишли тожнинг эни $b \leq 0{,}3\ R_e$, ёки $b \leq 10\ m_e$; тишли тож энининг коэффициенти $k_{b_e} = b/R_{w_e} = 0{,}2\ldots0{,}3$;

бўлувчи конус бурчаги:

$$\delta_1 = arctg[\sin\Sigma / (z_2/z_1 + \cos\Sigma)]; \qquad (14.13)$$

$$\delta_2 = \Sigma - \delta_1; \qquad (14.14)$$

$\Sigma = 90°$ бўлганда

$$\delta_1 = arctg(z_1/z_2); \qquad (14.15)$$

бошланғич контурнинг $x_1 = 0\ldots0{,}6$ силжиш коэффициенти z_1 тишлар сонига ҳамда узатманинг узатиш нисбатига кўра белгиланади; $x_2 = -x_1$;

$$x_1 \geq x_{1min} = 1{,}068 - 0{,}58 z_1/\cos\delta_1; \qquad (14.16)$$

бошланғич контур тишининг ҳисоблаб топиладиган қалинлигининг ўзгариш коэффициенти:

$$x_{\tau_1} = 0{,}03 - 0{,}008\ (z_2/z_1 - 2{,}5); \quad x_{\tau_2} = -x_{\tau_1}. \qquad (14.17)$$

Тишли ғилдираклар параметрлари ҳисоблаш схемасига кўра чиқарилган қуйидаги формулаларга асосан *ҳисобланади* (14.8-расм):

тиш каллагининг ташқи баландлиги:

$$h_{ae1} = (h^*_a + x_1)\, m_e; \quad h_{ae2} = 2h^*_a m_e - h_{ae1}; \qquad (14.18)$$

тиш оёғининг ташқи баландлиги:

$$h_{fe1} = h_{ae2} + c^* m_e; \quad h_{fe2} = h_{ae1} + c^* m_e; \qquad (14.19)$$

тишнинг ташқи баландлиги:

$$h_e = h_{ae} h_{fe}; \qquad (14.20)$$

тишнинг ташқи айлана бўйича қалинлиги:

$$s_{e1} = (0{,}5\pi + 2x_1 tg\,\alpha + x_{\tau 1}) m_e; \quad s_{e2} = \pi m_e - s_{e1}; \qquad (14.21)$$

тиш оёғининг бурчаги:

$$\theta_{f1} = arctg\,(h_{fe1}/R_e); \qquad (14.22)$$

$$\theta_{f2} = arctg\,(h_{fe2}/R_e); \qquad (14.23)$$

тиш каллагининг бурчаги:

$$\theta_{a1} = \theta_{f2}; \quad \theta_{a2} = \theta_{f1}; \qquad (14.24)$$

учлар конусининг бурчаги:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1}; \; \delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2}; \qquad (14.25)$$

ботиқлар конусининг бурчаги:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1}; \; \delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2}; \qquad (14.26)$$

ташқи бўлувчи диаметр:

$$d_{e1} = m_e z_1; \; d_{e2} = m_e z_2; \qquad (14.27)$$

тиш учларининг ташқи диаметри:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \cos\delta_1; \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \cos\delta_2. \qquad (14.28)$$

Геометрик кўрсаткичларига кўра илашманинг сифатини текширишда ён томондан қопланиш коэффициенти ε_α, тишлар учлари юзасида тишнинг ташқи айлана бўйича қалинлиги s_{ae} ҳисобланади ҳамда эквивалент цилиндрсимон илашмадан фойдаланган ҳолда тиш асосининг қирқилиб ўйилмаганлиги текширилади.

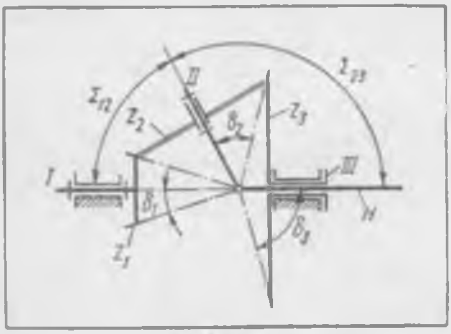
Кўрсаткичларнинг тавсия қилинадиган қийматлари қуйидагича: ён томондан қопланиш коэффициенти $\varepsilon_\alpha > 1{,}3$; учлари юзасида тишнинг ташқи айлана бўйича нисбий қалинлиги $s^*_{ae} = s_{ae}/m_e > 0{,}3$ (металлнинг тузилиши бир жинсли бўлганда) ва $s^*_{ae} > 0{,}4$ (тишларнинг сирти мустаҳкамланган бўлганда).

Бошланғич кўрсаткичларни танлашда, берилган узатиш нисбати u_{12} ҳамда тишлар сони бутун сонлар бўлиши муносабати билан u_{12} нинг рухсат этиладиган четга чиқиши назарда тутилиши лозим. Ғилдирак тишлари сонини 12 — 100 атрофида белгилаш тавсия қилинади.

Тўғри тишли конуссимон жуфтлик учун узатиш нисбатини қуйидагича белгилаш тавсия этилади: секинлатувчи узатма учун — $u_{12} \leq 5$, тезлатувчи узатма учун $u_{12} \geq 0{,}35$.

Ўқлараро Σ бурчак 10 — 170° бўлиши керак. Ортогонал узатма учун у 90° га тенг.

Бошланғич контур параметрлари стандартлаштирилган. 12.8-расмда улар ГОСТ 13754 — 81 га мувофиқ равишда келтирилган.



14.9- расм

Тишли ғилдирак эни нинг коэффициенти $k_{be} = b/R_{ue}$ ни 0,2 - 0,8 атрофида танлаш тавсия этилади. Тишлар узунлигининг ушбу чегарадан ортиб кетиши амалда тишларнинг четлари билангина ўзаро уринишига олиб келади. Бу ҳол узатманинг нотўғри йиғилиши ва тишларнинг юкланиш таъсирида деформацияланиши натижасида содир бўлади.

Ўзгарувчан юкланиш билан ишлайдиган тезюрар узатмаларни лойиҳалашда z_1 ва z_2 тишлар сони ўзаро оддий сонлар бўлиши, яъни улар умумий бўлувчига эга бўлмаслиги лозим. Агар узатма ўзгармас юкланиш ҳамда ўртача тезлик билан ишласа, у ҳолда z_1 ва z_2 тишлар сони бир-бирига каррали бўлиши ёки имкони борича кўпроқ умумий бўлувчиларга эга бўлиши керак. Бу ҳол тишлар иш сиртининг тезроқ сийқаланишига ёрдам беради.

Ўқдош конуссимон узатмаларни ҳисоблашда тишлар сонини, уларнинг бошланғич конуслари бурчакларини ва ўқлар орасидаги бурчакларни ўзаро мувофиқлаштириш лозим. Масалан, схемаси 14.9- расмда тасвирланган конуссимон ғилдиракли планетар механизм учун қуйидаги муносабатлар бажарилиши керак:

$$\Sigma_{12} + \Sigma_{23} = 180°; \qquad \mathrm{tg}\,\delta_2 = \frac{\sin \Sigma_{12}}{z_1/z_2 + \cos \Sigma_{12}};$$

$$\mathrm{tg}\,\delta_2 = \frac{\sin \Sigma_{23}}{z_3/z_2 + \cos \Sigma_{23}}.$$

Ушбу муносабатларни биргаликда ечиб ўқлар орасидаги бурчак учун муносабат ҳосил қилинади:

$$\cos \Sigma_{12} = (z_3 - z_1)/(2\,z_2).$$

Охирги муносабатдан z_2 учун қуйи чегарани осонгина аниқлаш мумкин: $z_2 > 0{,}5\,(z_3 - z_1)$.

14.2- §. Гиперболоид тишли узатмалар

Айқаш ўқли тишли узатмада айни ғилдиракларнинг айланиши, айни ондаги ғилдиракларнинг нисбий ҳаракати оний винт ўқи бўйлаб сирпанган ҳолда шу ўқ атрофида айланма ҳаракатланиш деб қаралиши мумкин. Узатиш нисбати ўзгармас бўлганда оний винт ўқи фазода қўзғалмас ҳолатни эгаллайди; бир бўшлиқли гиперболоидлар нисбий ҳаракат аксоидалари бўлади (12.1- расм, *в* га қаранг). Шу сабабли ўқлари айқашувчи тишли узатма *гиперболоид узатма* дейилади.

Ғилдиракнинг бошланғич сирти деб, узатмадаги ушбу ғилдиракка тегишли бўлган ўзаро уринувчи ўқдош шундай айланиш сиртларидан бирига айтиладики, мазкур сиртларнинг исталган уриниш нуқтасида ушбу сирт орқали ўтувчи ғилдираклар тишларининг чизиқлари умумий уринма чизиққа эга бўлади ва ғилдиракларнинг нисбий ҳаракат тезлиги вектори шу сирт бўйлаб йўналган ёки нолга тенг бўлади. Бошланғич сиртларнинг ўлчамлари аксоид гиперболоидларнинг ўлчамларидан анчагина фарқ қилиш мумкин. Бошланғич сиртлар сифатида соддароқ шаклли сиртлар, масалан, ғилдираклар ўқлари орасидаги энг қисқа масофа чизиғида ётувчи фақат битта нуқтада ўзаро уринадиган думалоқ цилиндрлар қабул қилиниши мумкин.

Тишли ғилдиракларининг бошланғич сиртлари думалоқ цилиндрлар бўлган гиперболоид тишли узатма **винтсимон тишли узатма** дейилади (2.6-расм, *д* га қаранг). Агар тишли ғилдиракларнинг бошланғич сиртлари сифатида учлари учрашмайдиган конуслар қабул қилинса, у ҳолда **гипоид тишли узатма** ҳосил бўлади (2.6-расм, *ж* га қаранг).

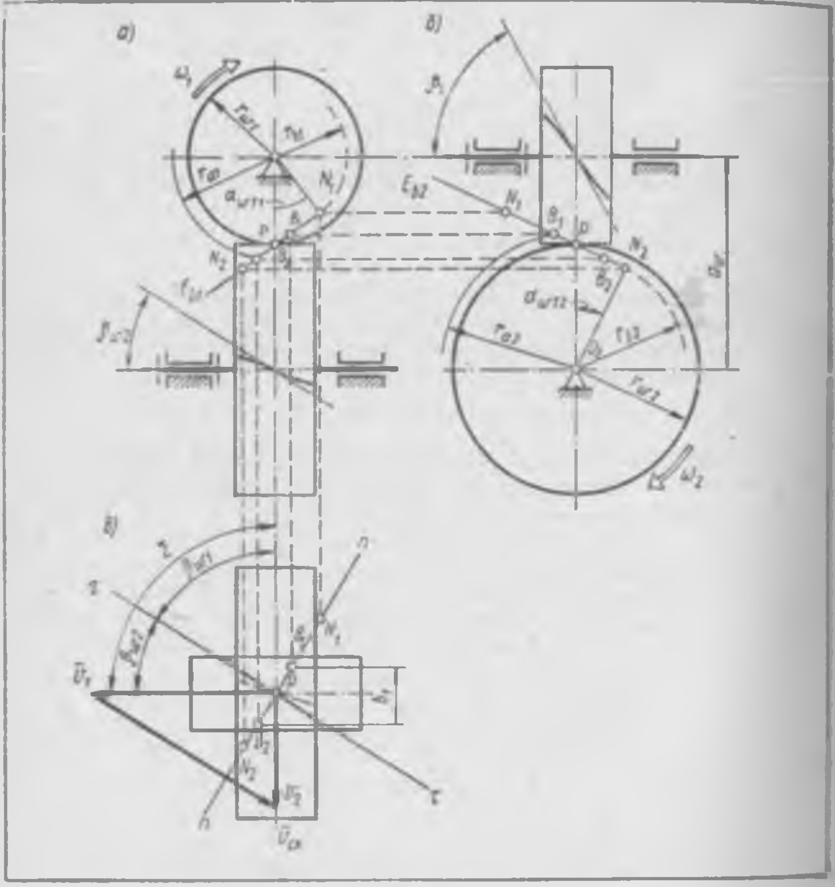
Винтсимон тишли узатма. Винтсимон тишли узатма ўқлари ихтиёрий Σ бурчак остида айқашувчи иккита эвольвентали цилиндрсимон эгри тишли ғилдиракдан ташкил топади (14.10-расм, *а*, *б*, *в*). Ўқлараро бурчак $\Sigma = \beta_{w1} \pm \beta_{w2}$ га тенг, бу ерда β_{w1} ва β_{w2} — бошланғич цилиндрлар бўйича тиш чизиқларининг (винт чизиқларининг) оғиш бурчаклари; мусбат ишора винт чизиқларининг бир томонга йўналишига, манфий ишора эса ҳар хил томонларга йўналишига тўғри келади. Винтсимон узатмада ушбу бурчаклар умумий ҳолда ҳар хил бўлади.

Ортогонал узатманинг хусусий ҳолида $\Sigma \beta_{w1} + \beta_{w2} = 90°$, иккала ғилдирак винт чизиқларининг йўналиши эса бир хил (иккаласи ҳам ё ўнгга, ёки чапга йўналган) бўлади. Ўқлараро бурчаги $\Sigma = 90°$ бўлган тишли узатмани кўриб чиқамиз.

14.10-расмда винтсимон узатмадаги r_{w1} ва r_{w2} радиусли бошланғич цилиндрларнинг учта проекцияси ҳамда уларга марказдош бўлган r_{b1} ва r_{b2} радиусли асосий цилиндрлар кўрсатилган. Бошланғич цилиндрлардаги винт чизиқлари илашиш қутби бўлган P нуқтада уринган ҳолатда кўрсатилган, $n - n$ чизиқ уларга ўтказилган нормалдир. $\tau - \tau$ умумий уринма ғилдирак ўқлари билан мос равишда β_{w1} ва β_{w2} бурчакларни ҳосил қилади ва бу бурчаклар йиғиндиси Σ бурчакка тенг бўлади.

E_{b1} ва E_{b2} ясовчи текисликлар асосий цилиндрларга P қутб орқали уриниб ўтади. Ғилдираклар ўқлари билан β_{b1}, β_{b2} бурчаклар ҳосил қилувчи тишлар ён сиртларининг тўғри чизиқли ясовчилари ушбу текисликларда жойлашади.

Ўқлари ўзаро параллел жойлашган узатмаларда иккала ғилдиракнинг ясовчи текисликлари илашиш текислиги ҳисобланган битта текисликка қўшилиб кетади, $\beta_{b1} = \beta_{b2} = \beta_b$ бурчакларнинг ўзаро тенглиги натижасида эса тишларнинг ён сиртлари умумий ясовчи бўйлаб уринади (чизиқли уриниш). Ўқлари айқашувчи узатмаларда ясовчи текисликлар тўғри чизиқ бўйлаб кесишади. **Илашиш чизиғи** деб аталувчи бу чизиқ тишлар ён сиртлари уриниш нуқталарининг геометрик ўрни бўлади. Ғилдиракларнинг иккала асосий цилиндрига уринма бўлган бу-



14.10- расм

чизиқ бошланғич цилиндрларнинг ўзаро уриниш нуқтаси P дан ўтади. Илашиш чизиғининг проекциялари E_{b1} ва E_{b2} текисликларнинг проекциялари билан мос тушади. Улар ғилдиракларнинг кўндаланг кесимларида катталиги турлича бўлган α_{wt1} ва α_{wt2} илашиш бурчакларини ҳосил қилади. Бу бурчаклар қиймати эвольвентали цилиндрсимон узатмалар назариясидан маълум бўлган формуладан аниқланади. Асосий цилиндрдаги илашиш чизиғининг охирги N_1 ва N_2 нуқталари учта проекцияда кўрсатилади. B_1 ва B_2 нуқталар орасидаги кесма илашиш чизиғининг актив узунлигини билдиради. Бу нуқталар илашиш чизиғининг ғилдираклар тишлари учларининг r_{a1} ва r_{a2} радиусли сиртлари билан кесишувидан ҳосил бўлади. $N_1 N_2$ илашиш чизиғи иккала ғилдирак тишларининг ён сиртларига ўтказилган умумий нормалдир.

P қутб билан устма-уст тушган уриниш нуқтаси учун тузилган тезликлар планини (14.10-расм, *в* га қаранг) кўриб чиқиб ва айланма

тезликларнинг v^n нормал ташкил этилувчилари ўзаро тенглигига асосланиб $v_1 \cos\beta_{w1} = v_2 \cos\beta_{w2}$ лигига ишонч ҳосил қилиш мумкин: $v_1 = r_{w1}\omega_1$ ва $v_2 = r_{w2}\omega_2$ бўлгани учун $\omega_1 r_{w1} \cos\beta_{w1} = \omega_2 r_{w2} \cos\beta_{w2}$, бундан

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{w2}\cos\beta_{w2}}{r_{w1}\cos\beta_{w1}}. \qquad (14.29)$$

Шундай қилиб, винтсимон тишли узатманинг хусусияти шундан иборатки, бундай узатманинг узатиш нисбати, тиш чизиқларининг қиялик бурчаклари бир хил бўлган цилиндрик узатмалардаги каби, r_{w1} ва r_{w2} радиуслар нисбатигагина эмас, балки β_{w1} ва β_{w2} бурчакларнинг катталигига ҳам боғлиқ.

(14.28) формуладан кўриниб турибдики, айнан битта узатиш нисбатининг ўзини бошланғич цилиндрлар радиусларини ҳамда цилиндрлардаги тиш чизиқларининг қиялик бурчакларини кўп марта бирга қўшиш йўли билан ҳосил қилиш мумкин. Ҳосил қилинганлар ичидан лойиҳалашда кўрсатиладиган сифат кўрсаткичларини энг муносиб тарзда қаноатлантирадигани танлаб олинади.

Винтсимон тишли узатма яна битта хусусиятга эга: етакчи ғилдиракнинг берилган айланиш йўналишини ўзгартирмаган ҳолда тишлар винт чизиқларининг йўналишини ўзгартириш ҳисобига етакланувчи ғилдиракнинг айланиши йўналишини ўзгартириш мумкин.

Винтсимон узатмадаги иккала ғилдирак учун нормал кесимда қадам ва модуль бир хил бўлади. Шу сабабли бошланғич ва бўлувчи цилиндрлари қўшилиб кетадиган узатма учун $p = p_{w1} = p_{w2} = p_w = \pi m$ га эга бўламиз. Кўндаланг кесимларда эса модуллар турлича бўлади: $m/\cos\beta_1$ ва $m/\cos\beta_2$.

Бўлувчи ва бошланғич цилиндрларнинг радиуслари қуйидаги формулалардан аниқланади:

$$r_{w1} = r_1 = \frac{mz_1}{2\cos\beta_1}; \qquad r_{w2} = r_2 \frac{mz_2}{2\cos\beta_2}.$$

Бундай узатмада ўқлараро масофа қуйидагига тенг:

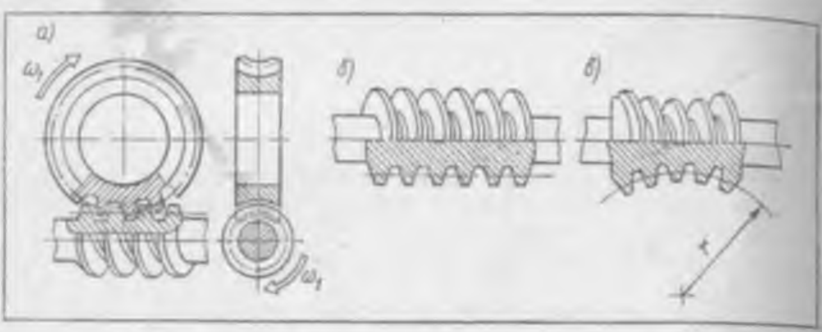
$$a_w = a = r_{w1} + r_{w2} = \frac{m}{2}\left(\frac{z_1}{\cos\beta_1} + \frac{z_2}{\cos\beta_2}\right).$$

Ғилдиракларнинг ҳамма ижро ўлчамлари (масалан, тиш учлари бўйича диаметри, тишларнинг баландликлари ҳамда қалинликлари) қия тишли ғилдираклар учун мўлжалланган формулаларга биноан аниқланади (13-бобга қаранг).

Тишлар ён сиртларининг уларнинг винтсимон сиртларига ўтказилган умумий уринма йўналишида сирпаниш тезлигини P қутб билан устма-уст тушувчи уриниш нуқтаси учун 14.10-расм, *в* даги тезликлар учбурчагидан аниқлаймиз:

$$(v_1)_p = \frac{v_1}{\sin\beta_{w1}} = \frac{\omega_1 r_{w1}}{\sin\beta_{w1}} = \omega_1 \frac{m z_1}{2\cos\beta_{w1}\sin\beta_{w1}} = \frac{\omega_1 m z_1}{\sin 2\beta_{w1}}.$$

Винтсимон узатма тишларининг қутбда урингандаги сирпаниш тезлиги нолга тенг бўлмайди.



14.11- расм

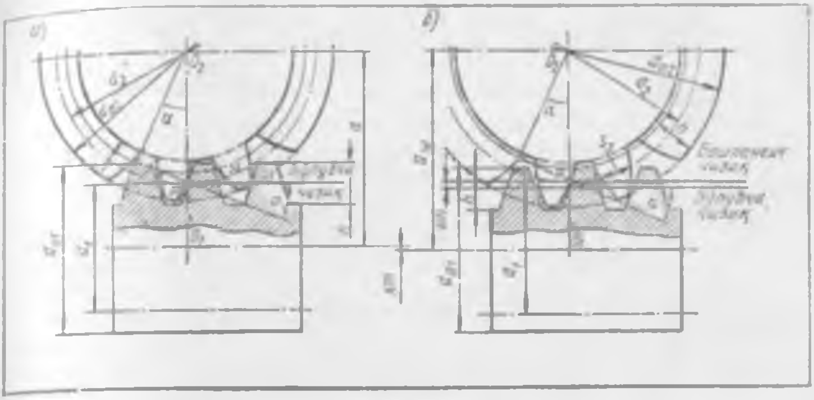
Узатмани ихчамлаштириш мақсадида мустаҳкамлик шартидан етакчи ғилдиракдаги тиш винт чизиғининг $\beta_{\alpha 1}$ қиялик бурчаги тезлатувчи узатмалар ($u_{12} < 1$) учун 30 — 35°, секинлатувчи узатмалар ($u_{12} > 1$) учун 50 — 60° олинади, $u_{12} = 1$ бўлган узатмалар учун 45 — 50° атрофида олинади.

Аввал айтиб ўтилганидек, кўриб чиқиластган тишли узатмада тишлар ён сиртларининг уриниши назарий жиҳатдан битта нуқтада, амалий жиҳатдан эса материалнинг ейилиши ҳамда деформацияланиши оқибатида кичик майдончада амалга ошади. Натижада тишларнинг ишловчи юзаларида катта уринма зўриқишлар вужудга келади. Бундай зўриқишлар профилларнинг анчагина сирпаниши билан ҳамда мой понаси ҳосил бўлиши учун шароитнинг йўқлиги билан қўшилиб, тишларнинг иш профиллари қадалиб қолишига сабаб бўлади. Шунинг учун винтсимон тишли узатмалар, одатда, катта бўлмаган қувватни узатишда ҳамда узлуксиз ва мўл-кўл мойланиш шароитида қўлланилади.

Червякли тишли узатма. Бу узатма гиперболоид тишли узатманинг хусусий кўринишидир. Ўқларнинг айқашиш бурчаги кўпинча 90° га тенг бўлади. Узатма червякдан ҳамда червяк ғилдирагидан ташкил топади (14.11-расм, *а*). Червяк деб шундай қия тишли ғилдиракка айтиладики, унинг тиш чизиқлари ғилдирак ўқи атрофида бир ёки бир неча марта айланиб чиқади (14.11-расм, *б*). Червякнинг z_1 тишлари сони киришлар сони дейилади; z_1 кўпинча 1, 2, 4 га тенг бўлади. Червяк ғилдираги ана шу червякка айнан ўхшаш бўлган фреза ёрдамида қирқиб тайёрланади. Шу сабабли червякли узатмаларда червяк ўрамлари ҳамда ғилдирак тишлари чизиқ бўйича уринади (чизиқли уриниш). Уриниш жойини катталаштириш мақсадида червяк ғилдирагининг гардиши ғилдирак червякни қамраб оладиган шаклда ишланади (14.11-расм). Червяк ғилдирагининг тишлари сони 32 — 80, баъзан 200 — 300, айрим ҳолларда эса 1000 га етади.

Одатда, червякли узатмада червяк етакчи бўғин бўлади. Шу сабабли червякли узатма кўпинча ҳаракатни секинлатиш учун қўлланилади.

Червякли узатманинг узатиш нисбати $u_{12} = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1$ тенглик орқали ифодаланади. Узатиш нисбати 8 дан 80 гача бўлиб, махсус ҳолларда 1000 га етади.



14.12- расм

Червякли тишли узатманинг энг кўп тарқалган турлари цилиндрсимон червякли узатма ва глобоидсимон узатмалардир.

Глобоидсимон червякли узатмаларда илашиш шароити қулайроқ (уриниш соҳасида турғун мой понаси билан ҳамиша таъминланган) бўлгани учун улар цилиндрсимон червякли узатмага нисбатан катта қувватни узатиб бера олади.

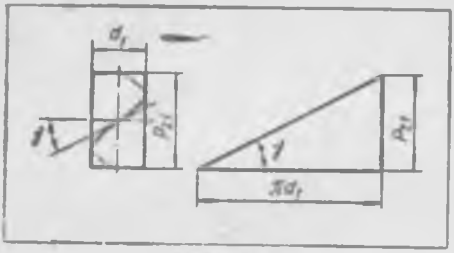
Червяк ғилдирагининг Архимед червяги билан илашиш схемасини (14.12- расм, *а*, *б*) кўриб чиқамиз. Архимед червягининг ён сирти чизиқли винтсимон сиртдан иборат. Уни ўққа перпендикуляр бўлган текислик билан кесилса, Архимед спирали ҳосил бўлади. Ушбу червякнинг ўқ кесимида ўрамнинг профили, одатда, тўғри чизиқли ва профиль бурчаги $\alpha = 20$ бўлади. Ушбу червякнинг ва червяк ғилдирагининг червяк ўқидан ўтувчи, ғилдирак ўқига перпендикуляр бўлган текисликда (червякли узатманинг ўрта текислиги) ўзаро таъсирлашувн тиш профили тўғри чизиқли бўлган рейканинг ҳамда тиш профили эвольвентасимон бўлган ғилдиракнинг илашувидан иборат бўлади, яъни червякли узатманинг иш жараёнидаги илашмасида дастгоҳ илашмаси содир бўлади. Рейкасимон профилнинг бўлувчи тўғри чизиғи червякнинг бўлувчи цилиндри ясовчиси билан мос келади. Рейканинг модули стандартлаштирилганлиги сабабли червякнинг ўқ чизиғи бўйича модули ҳам стандарт қийматга эга.

Червяк ғилдирагининг ўлчамлари. Червяк бўлувчи цилиндрининг диаметри червякнинг ўқ модулига каррал қилиб танланади, яъни бўлувчи цилиндр диаметри

$$d_1 = qm$$

га тенг бўлади, бунда q — червяк диаметрининг коэффициенти m, q ва z лар ГОСТ 2144—76 га мувофиқ бўлиши лозим.

Агар червяк ғилдирагини қирқиб тайёрлашда асбоб бошланғич ясовчи контурининг силжиш коэффициенти $x \neq 0$ бўлса, у ҳолда червякнинг бошланғич цилиндри унинг бўлувчи цилиндри билан қўшилиб кетмайди.



14.13- расм

Бу ҳолда червяк бошланғич цилиндрининг диаметри қуйидагига тенг бўлади:

$$d_{w1} = m(q + 2x). \qquad (14.30)$$

Бўлувчи цилиндрдаги ўрам винт чизиғининг қиялиги кўтарилишдаги γ бўлувчи бурчак билан аниқланади. γ бурчак деб, бўлувчи цилиндрдаги винт чизиқнинг берилган нуктасига ўтказилган уринма чизиқ билан червякнинг ўқига тик бўлган кесим текислиги орасидаги ўткир бурчакка айтилади.

14.13-расмга кўра γ бурчак қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$\mathrm{tg}\gamma = P_{z1}/(\pi d_1).$$

Бу ерда P_{z1} — ўрам йўли, яъни бўлувчи цилиндр ясовчисидаги битта ўрамнинг бир хил номли ўқ профиллари орасидаги масофа: $P_{z1} = pz_1$ бунда $p = \pi m$ — червяк қадами, бошқача айтганда, цилиндр ясовчисидаги қўшни ўрамлар орасидаги масофа бўлиб, у червяк ғилдирагининг бўлувчи айланаси бўйича (червякли узатманинг ўрта текислигида) червяк ғилдирагининг ёнлама қатламига тенг, у ҳолда

$$\mathrm{tg}\,\gamma = \frac{P_{z1}}{\pi d_1} = \frac{pz_1}{\pi d_1} = \frac{mz_1}{d_1} = \frac{z_1}{q}.$$

Бошланғич кўтарилиш бурчаги (14.30) формулани ҳисобга олган ҳолда юқоридагига ўхшаш формуладан аниқланади:

$$\mathrm{tg}\,\gamma_w = z_1/(q + 2x).$$

Червяк ўрамлари учларининг диаметри

$$d_{a1} = m(\quad + 2h^*_{a1});$$

ботиқликлар цилиндрининг диаметри

$$d_{f1} = d_1 - 2(h^*_a + c^*)m = m[q - 2(h^*_a + c^*)];$$

ўрамнинг баландлиги

$$h = m(2h^*_a + c^*);$$

бўлувчи цилиндр бўйича ўрамнинг қалинлиги

$$s_1 = \pi m/2.$$

Одатда $h^*_a = 1$, $c^* = 0{,}2$ қилиб олинади. Шуни айтиб ўтиш лозимки, силжитилмаган червякли узатмада (14.12-расм, a га қаранг) червякнинг ўқ бўйича кесимида рейканинг бошланғич тўғри чизиғи бўлувчи тўғри чизиқ билан, ғилдиракнинг бошланғич айланаси эса унинг бўлув-

чи айланаси билан устма-уст тушади. α_w илашиш бурчаги червяк ўрамининг ўқ кесимдаги профили бурчагига тенг: $\alpha_w = \alpha \cdot xm$ масофага силжитилган червякли узатмада (14.12-расм, *б* га қаранг) бошланғич тўғри чизиқ рейканинг бўлувчи чизиғи билан устма-уст жойлашмайди, у силжитилмаган узатмада бўлгани каби ғилдиракнинг бўлувчи айланаси ҳисобланган бошланғич айлана билан уринма тарзда жойлашади. Силжитилган узатмада ҳам илашиш бурчаги α га тенг.

Червяк ғилдираги юқорида айтиб ўтилганидек, червякка айнан ўхшаш бўлган фреза ёрдамида қирқиб ясалади. Шу сабабли червякли узатманинг ўрта текислигидаги иш илашмаси айни вақтнинг ўзида червяк ғилдирагини тайёрлашда дастгоҳ илашмаси ҳам бўлади. Шунга кўра рейканинг ўрта ҳамда бошланғич тўғри чизиқлари орасидаги масофа асбоб бошланғич ясовчи контурининг силжиши бўлади. Ушбу силжиш червяк ғилдирагининг ўрта кесими учун катталиги бўйича червякли узатманинг қабул қилинувчи силжиши билан бир хил бўлади.

Илгари эвольвентали цилиндрсимон тишли узатма учун келтириб чиқарилган формулалар асосида червяк ғилдирагининг ўрта кесимидаги ўлчами ва червякли узатманинг ўлчами қуйидаги формулалардан аниқланади:

бўлувчи айлананинг (бошланғич айлананинг ҳам) диаметри

$$d_2 = mz_2;$$

тишлар учлари айланасининг диаметри

$$d_{a2} = m(z_2 + 2x + 2h_a^*);$$

ботиқликлар айланасининг диаметри

$$d_{f2} = m(z_2 + 2x - 2h_a^* - 2c^*);$$

тишнинг баландлиги

$$h = m(2h_a^* + c^*);$$

бўлувчи айлана бўйича тишнинг қалинлиги

$$s_2 = m\left(\frac{\pi}{2} + 2x\operatorname{tg}\alpha)\right);$$

червякли узатманинг ўқлараро масофаси

$$a_w = m[(\ + z_1)/2 + x].$$

Асбоб бошланғич ясовчи контурининг x силжиш коэффициенти ± 1 оралиғида олинади.

Червякли узатманинг афзалликларига узатиш сонлари катта бўлгани ҳолда конструкциясининг ихчамлиги, равон ҳамда шовқинсиз ишлаши, ўз-ўзидан тормозланиши киради. Унинг камчиликларига сирпаниш тезлигининг юқорилигини, бунинг натижасида ФИК нинг нисбатан пастлигини, ғилдираклар учун ишқаланишга чидамли қимматбаҳо материаллар ишлатилишини кўрсатиш мумкин.

15-боб

КЎП БЎҒИНЛИ ТИШЛИ МЕХАНИЗМЛАР

Кўпгина машина ва ускуналар (манипуляторлар, дастгоҳлар, автомобиллар, учиш аппаратлари индикаторлар, тахометрлар, ЭҲМнинг босувчи қурилмалар)нинг тишли механизмларини лойиҳалашда айланма ҳаракатнинг катта узатиш нисбати билан ёки ўқлараро масофа анча катта бўлган шароитда узатилишини таъминлаш зарурияти туғилади. Бундай ҳолларда кўп бўғинли тишли механизмлар қўлланилади. Булар ё чиқиш валининг кириш валига нисбатан айланиш сонини камайтириб берувчи редукторлар, ё бўлмаса, кўпайтириб берувчи мультипликаторлардир

Кўп бўғинли тишли механизмлар текис ёки фазовий бўлиши мумкин. Улар асосан икки турга: ҳамма ғилдиракларининг ўқлари қўзғалмас бўлган тишли механизмларга ва баъзи ғилдиракларининг ўқлари стойкага нисбатан ҳаракатланадиган тишли механизмларга бўлинади. Иккинчи турга планетар ва тўлқинсимон тишли механизмлар киради. Иккинчи хил механизмларнинг муҳим афзаллиги унинг ихчамлигидир. Кўп бўғинли тишли механизмларни лойиҳалаш икки босқични ўз ичига олади. Биринчи босқичда уларнинг тузилиш схемаси танланади; иккинчи босқичда белгиланган узатиш нисбатини амалга ошириш учун тишлар сони аниқланади.

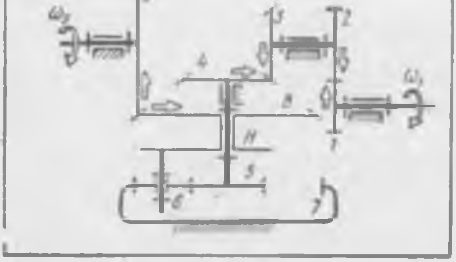
15.1-§. Ғилдиракларининг ўқлари қўзғалмас бўлган кўп бўғинли тишли механизмлар

Ғилдираклар ўқлари қўзғалмас бўлган кўп бўғинли тишли механизмларнинг эркинлик даражаси битта бўлгани учун ҳам $u = \text{const}$. Бундай механизмлар ё ўқдошмас қилиб (15.1, 15.2, 15.3-расмлар), ёки ўқдош қилиб (15.4-расм *а*, *б*, *в*) лойиҳаланади. Амалда энг кўп учрайдиган ўқдош механизмлар оддий (ёйилма схемали) ва босқичли хилларга бўлинади.

Кўп бўғинли механизмнинг умумий узатиш нисбати унинг таркибига кирувчи алоҳида механизмлар (босқичлар) узатиш нисбатларининг кўпайтмасига тенг:

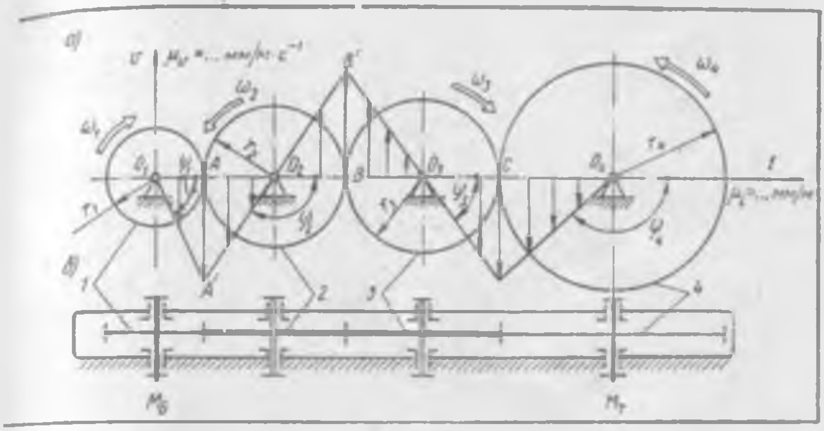
$$u_{1j} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{3i} \cdots u_{(j-1)j}. \tag{15.1}$$

Оддий тишли механизмлар бир неча жуфт *якка* ғилдиракларни кетма-кет бириктириб ҳосил қилинади (15.2-расм, *а*, *б*). Узатманинг схемаси бор бўлса ва ғилдиракларнинг тишлари сони ёки уларнинг бошланғич айланалари радиуслари r_{wi} маълум бўлса, бундай редукторнинг умумий узатиш нисбатини аналитик ёки график усулда аниқлаш мумкин. Силжитилмаган ғилдиракларда бошланғич айланалар бўлувчи айланалар билан мос келади, яъни $r_{wi} = r_i$ бўлади. Одатда планетар механизмлар ғилдираклари силжитилмасдан ясалади.

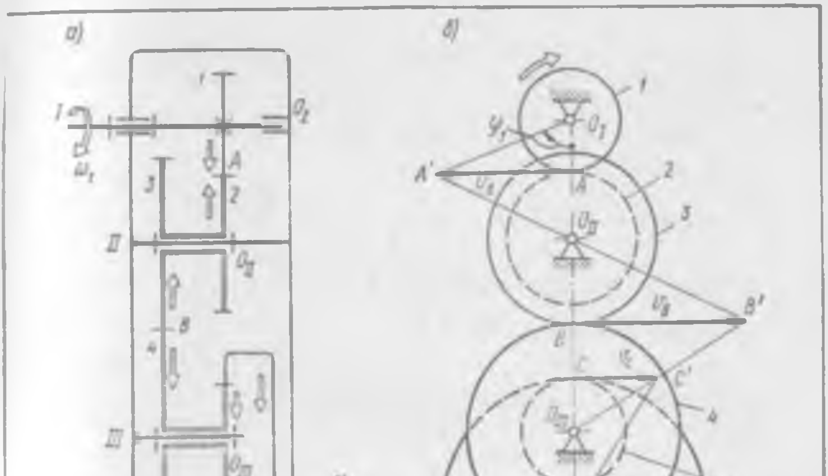


15.1- расм

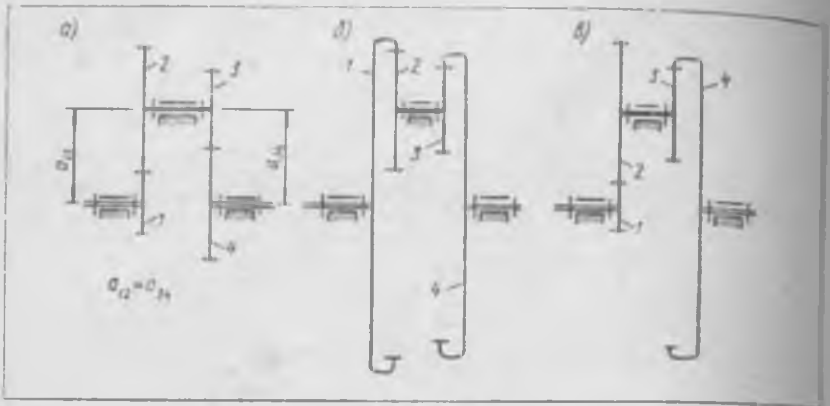
Узатиш нисбатини аналитик усулда аниқлашда (3.97) ва (15.1) формулаларга



15.2- расм



15.3- расм



15.4- расм

асосланилади. Масалан, оддий механизмнинг (15.2-расмга қаранг) умумий узатиш нисбати қуйидаги ифодадан аниқланади: $u_p = u_{14} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34}$, бу ерда: $u_{12} = \omega_1/\omega_2 = -r_2/r_1 = -z_2/z_1$ — ташқи илашмали тишли ғилдираклар биринчи жуфтлигининг (ишораси манфий) узатиш нисбати; $u_{23} = \omega_2/\omega_3 = -r_3/r_2 = -z_3/z_2$ — айнан шундай ғилдираклар иккинчи жуфтлигининг узатиш нисбати; $u_{34} = \omega_3/\omega_4 = -r_4/r_3 = -z_4/z_3$ — учинчи жуфтликнинг узатиш нисбати.

У ҳолда изланаётган узатиш нисбати

$$u_p = u_{14} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(-\frac{z_3}{z_2}\right)\left(\frac{z_4}{z_3}\right) = -\frac{z_4}{z_1} = -\frac{r_4}{r_1}.$$

Механизм j та ғилдиракка эга бўлган умумий ҳолда

$$u_{ij} = \frac{\omega_i}{\omega_j}(-1)^t\frac{z_j}{z_i} = (-1)^t\frac{r_j}{r_i}. \qquad (15.2)$$

Оддий тишли механизмнинг умумий узатиш нисбати ўзгармас бўлиб, охирги гилдираклар тишлари сонининг ёки радиусларининг тескари нисбатига тенг. Узатиш нисбатининг ишораси $(-1)^t$ кўпайтувчига асосан аниқланади, бунда t — ташқи илашмали узатмалар сони. Бироқ бундай узатмаларда u_{ij} — нинг қиймати унча катта бўлмайди, чунки у z_i ва z_j ларнинг рухсат этилган қийматлари билан чегараланган бўлади ва бир вақтда олдинги ҳамда кейинги ғилдираклар билан илашмада бўлган оралиқ ғилдираклар (15.2-расмдаги 2 ва 3 ғилдираклар) тишларининг сони механизмнинг умумий узатиш нисбати қийматига таъсир этмайди. Оралиқ ғилдираклар, асосан, етакчи валнинг айланиш йўналишини ўзгартирмаган ҳолда етакланувчи валнинг айланиш йўналишини ўзгартириш учун (масалан, дастгоҳларнинг, автомобилларнинг узатмалар қутисида) ёки ўқлараро масофа катта бўлганда (етакчи ва етакланувчи ғилдиракларнинг ўлчамларини катталаштириш мумкин бўлмаганда) ҳаракат узатилишини таъминлаш учун қўлланилади.

Бундай тишли механизмларнинг *узатиш нисбатини* тезликлар плани (тезликлар учбурчаклари) усулида *график тарзда аниқлаш* мумкин (3.2-§ га қаранг). Агар бўғин нуқталаридан камида иккитасининг чизиқли тезлиги маълум бўлса (катталиги ҳамда йўналиши бўйича) тезликлар учбурчакларини ясаш мумкин. Ушбу усулдан фойдаланиб ва тезликлар учбурчакларини ясаб (15.2-расм, *а* даги $O_1A'B'C'O_4$ синиқ чизиқ), бир валдан иккинчи валга ҳаракат узатилганда тезликларнинг ўзгариши хусусияти тўғрисида яққол тасаввур ҳосил қилишимиз ва исталган ғилдиракнинг бурчак тезлигини (3.8) формулага қаранг), яъни $\omega_4 = v_c/r_4 = (CC'/\mu_v)(\mu_e/O_4C) = -\mu_e/\mu_v)\,\mathrm{tg}\psi_4$ ни ёки унинг айланиш частотасини, яъни $n_4 = 30\omega_4/\pi = \mu_e 30\,\mathrm{tg}\psi_4/(\mu_v\pi)$ ни график тарзда аниқлашимиз мумкин.

У ҳолда бутун механизмнинг узатиш нисбати

$$u_{14} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{\mathrm{tg}\psi_1\mu_e/\mu_v}{\mathrm{tg}\psi_4\mu_e/\mu_v} = -\frac{\mathrm{tg}\psi_1}{\mathrm{tg}\psi_4},$$

ё бўлмаса умумий ҳолда

$$u_{ij} = \pm\,\mathrm{tg}\psi_i/\mathrm{tg}\psi_j. \qquad (15.3)$$

Узатиш нисбатининг ишораси тангенснинг ишорасига кўра аниқланади.

Босқичли тишли механизмлар бир қанча жуфт ғилдиракларни (15.3-расм, *а* даги жуфтланган *2* ва *3* ҳамда *4* ва *5* ғилдираклар) ни кетма-кет бирлаштириб ҳосил қилинади. Бундай механизмнинг узатиш нисбати

$$u_{16} = u_{12}u_{34}u_{56} = \frac{\omega_1}{\omega_2}\,\frac{\omega_3}{\omega_4}\,\frac{\omega_5}{\omega_6} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(-\frac{z_4}{z_3}\right)\left(+\frac{z_6}{z_5}\right) =$$

$$= +\frac{r_2 r_4 r_6}{r_1 r_3 r_5};$$

$\omega_2 = \omega_3$; $\omega_4 = \omega_5$ эканлигини эътиборга олиб, қисқартиришлардан сўнг ушбуни ҳосил қиламиз:

$$u_{16} = \frac{\omega_1}{\omega_6} = +\frac{z_2 z_4 z_6}{z_1 z_3 z_5}.$$

Ёки умумий ҳолда *j* та ғилдиракка ҳамда *t* ташқи илашмага эга бўлган босқичли узатманинг тўла узатиш нисбати

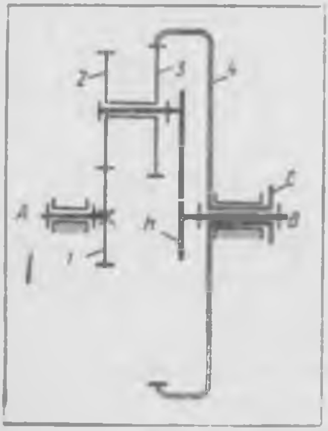
$$u_{1j} = (-1)^t\,\frac{z_2 z_4 z_6 \ldots z_j}{z_1 z_3 z_5 \ldots z_{(j-1)}}, \qquad (15.4)$$

га, яъни етакланувчи ғилдираклар тишлари сони кўпайтмасининг етакчи ғилдираклар тишлари сони кўпайтмаси нисбатига тенг.

Босқичли редукторда ғилдирак тишлари сонини танлаб белгилаш орқали ташқи ўлчамлари оддий узатманикидек бўлган босқичли узатмада катта узатиш нисбатларини ҳосил қилиш мумкин. Узатиш нисбатининг ишораси $(-1)^t$ кўпайтувчи орқали ёки стрелкалар қоидасига кўра (15.3-расмга қаранг) аниқланади. Бу ҳолда ғилдирак гардишининг кузатувчи-

низини кўрсатиш мумкин. Ушбу механизм қўзғалмас ўқлар атрофида айланувчи *1* марказий ғилдирак ва *H* водилодан, учта сателлитдан, *4* таянч ғилдирак ҳамда стойкадан ташкил топган. Сателлитлардан ҳар бири бикр блок қилиб бирлаштирилган *2* ва *3* ғилдираклардан тузилган. *1* ғилдирак айланганда *2-3* сателлитлар *B* оний айланиш марказига нисбатан ричаг каби бурилади (*4* ғилдирак қўзғалмасдир) ва *H* водилони айланишга мажбур қилади. Шунда планетар ғилдираклар (сателлитлар) мураккаб ҳаракат содир қилади: улар ўз ўқи атрофида (водилога нисбатан) ω_2 бурчак тезлик билан айланади ва водило билан биргаликда *OO* ўқ атрофида ω_H бурчак тезлик билан айланади (кўчирма ҳаракат). Бундай механизмнинг эркинлик даражаси битта бўлади. Шу сабабли редукторнинг узатиш нисбати доимийдир. Одатда мавжуд механизм ўзаро симметрик тарзда жойлашган бир қанча *k* сателлитларга эга (15.7-расм *a*, *в* даги *2*, *3* ғилдираклар). Улар механизмни ихчамлаштириш, илашмадаги кучни камайтириш, марказий ғилдираклар подшипникларининг юкланишини камайтириш, водилонинг мувозанатланишини яхшилаш мақсадида киритилади. Бунда механизм ортиқча боғланишларга эга бўлиб ($q > 0$), у энди статик аниқмас бўлиб қолади. Кинематик ҳисоблашда фақат битта сателлит эътиборга олинади, чунки қолган сателлитлар кинематика нуқтаи назаридан пассивдир.

Агар кўрилган механизмдаги (15.7-расм) *4* таянч ғилдиракни (редуктор корпусини) бўшатиб, унга айланма ҳаракат берсак, у ҳолда ҳамма марказий ғилдираклар қўзғалувчан бўлиб қолади ва механизм дифференциал механизмга айланади (15.8-расм), чунки унинг *W* эркинлиги даражалари сони иккига тенг бўлиб қолади. Механизмнинг *W* эркинлик даражалари сони (қўзғалувчанлиги) қолган бўғинларнинг ҳаракатида аниқлик мавжуд бўлиши учун дифференциалнинг нечта бўғинига мустақил ҳаракатлар берилиши лозимлигини кўрсатади. Бунда ташқи валларнинг айланиш йўналишига боғлиқ равишда ё ҳаракатнинг бўлиниши юзага келади (битта етакчи валнинг ҳаракати иккита етакланувчи валга бўлиниб узатилади) ёки ҳаракатларнинг қўшилиши юз беради. Айланиш тезлигининг ҳамда қўйилган моментнинг йўналиши бир хил бўлган вал етакчи вал ҳисобланади. Бинобарин, қўзғалмас ғилдираги бўлган планетар редукторни (ёки мультипликаторни) ундаги қўзғалмас (таянч) ғилдиракни бўшатиш ва унга ҳаракат бериш орқали дифференциал механизмга айлантириш мумкин. Бунинг аксича, исталган дифференциал механизмни планетар механизмга айлантириш мумкин. Бунинг учун унинг битта (агар $W = 2$ бўлса) ёки бир нечта марказий ғилдирагини қўзғалмас қилиб қўйиш лозим. Бу *планетар механизмларнинг дастлабки ҳолатига қайта олиш хусусияти* деб аталади. Ушбу хусусият редукторлар ва дифферен-



15.8-расм

ниаларга тадқиқ этиш ҳамда лойиҳалашнинг бир хил усулларини қўллашга имкон беради. Бунда ҳар бир элементар дифференциалга унинг марказий ғилдираклари тўхтатиб қўйилганда ҳосил бўладиган иккита планетар редуктор тўғри келади. Планетар механизмлар ё берилган траекторияни юзага келтириш (йўналтирувчи механизмлар), ёки кўпинча, айланиш тезликларини ўзгартириш (белгиланган узатиш нисбатини амалга ошириш) мақсадида қўлланилади.

Тадқиқ этишнинг аналитик усули ҳаракатни ўзгартириш усулига (3- бобга қаранг) асосланади. Механизмнинг ҳамма бўғинларига қиймат жиҳатидан водилонинг ω_H бурчак тезлигига тенг бўлган, йўналиши жиҳатидан унга қарама-қарши бўлган қўшимча бурчак тезлик берилади. Натижада водило қўзғалмас бўлиб қолади, планетар механизм эса ғилдиракларининг ўқлари қўзғалмас бўлган тишли механизмга (ўзгартирилган механизмга) айланади; бу механизм кетма-кет бириктирилган бир қанча тишли ғилдираклар жуфтлигидан (15.7- расм, *a* даги *1*, *2* ва *3*, *4* жуфтликлардан) иборат бўлади. Бироқ бу ғилдиракларнинг тезлиги бошқача бўлиб қолади: $\omega^{(4)}$ ўрнига $\omega_1^{(H)} = \omega_1^{(4)} - \omega_H^{(4)}$ бўлади (қавс ичидаги индекс қўзғалмас бўғин номерини билдиради); $\omega_2^{(4)} = \omega_3^{(4)}$ ўрнига $\omega_2^{(H)} = \omega_2^{(4)} - \omega_H^{(4)} = \omega_3^{(4)} - \omega_H^{(4)}$ бўлади; $\omega_4 = 0$ ўрнига $\omega_{(4)}^{(H)} = 0 - \omega_H^{(4)}$ бўлади. Ўзгартирилган механизмнинг ҳар бир кинематик жуфтлиги учун (3.100) формулага кўра қуйидагиларни ёзиш мумкин:

$$\left(\omega_1^{(4)} - \omega_H^{(4)}\right)/\left(\omega_2^{(4)} - \omega_H^{(4)}\right) = -\frac{r_2}{r_1};$$

$$\frac{\omega_3^{(4)} - \omega_H^{(4)}}{0 - \omega_H^{(4)}} = +\frac{r_4}{r_3}.$$

Натижада водило тўхтатилганда алоҳида планетар жуфтликларнинг нисбий бурчак тезликларини ўзаро боғловчи тенгламалар системаси ҳосил бўлади; уни ечиш орқали изланаётган ω ёки u катталикни топамиз. Бунда системадаги тенгламалар сони изланаётган катталиклар сонига мос бўлиши лозим. Охирги иккита ифодани ўзаро кўпайтириб ушбуга эга бўламиз:

$$(\omega_1^{(4)} - \omega_H^{(4)})/(0 - \omega_H^{(4)}) = -(r_2 r_4)/(r_1 r_3).$$

Бироқ $[-(r_2 r_4)/(r_1 r_3)] = (-r_2/r_1) \times (+r_4/r_3) = u_{12}^{(H)} u_{34}^{(H)} = u_{14}^{(H)}$. У ҳолда $[(\omega_1^{(4)}/\omega_H^{(4)}) - 1]/(0 - 1) = u_{14}^{(H)}$. Бундан механизмнинг узатиш нисбати ($\omega_4 = 4$ бўлганда)

$$u_{1H}^{(4)} = 1 - u_{14}^{(H)}. \qquad (15.5)$$

Ушбу формула қўзғалмас марказий ғилдираги бўлган планетар редукторнинг ҳар қандай схемаси учун ўринлидир. Бинобарин, таянч ғилдирак j мавжуд бўлганда исталган i планетар ғилдиракдан H водилога узатиш нисбатини аниқлаш формуласи қуйидагичадир:

$$u_{iH}^{(j)} = 1 - u_{ij}^{(H)}, \qquad (15.6)$$

ёки

$$u_{iH}^{(l)} + u_{li}^{(H)} = 1$$

Демак, думалоқ ғилдиракли планетар механизмлар учун ҳар хил бўғинлар тўхтатилгандаги узатиш нисбатлари йиғиндиси ҳамиша бирга тенг бўлади. Ўзгартирилган механизмнинг $u_{li}^{(H)}$ узатиш нисбати ҳаракатланувчи i ғилдиракдан мавжуд планетар механизмдаги қўзғалмас ғилдиракка (j) узатиш нисбати каби ҳисобланади. Шу сабабли 15.7-расм, *а* даги схема учун $u_{i}^{(H)} = u_{14}^{H} = -r_2 r_4/(r_1 r_3)$, бутун механизм учун эса

$$u_{1H}^{(4)} = 1 - u_{14}^{(H)} = 1 + \frac{r_2 r_4}{r_1 r_3} = 1 + \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}. \qquad (15.7)$$

Ўқлари қўзғалмас бўлган механизмдан фарқли равишда, планетар редукторнинг узатиш нисбати тишлар сонига ҳамда улар нисбатининг ишорасигагина эмас, балки марказий ғилдираклар орасидаги босқичлар сонига ҳам (водило тўхтатилгандаги) боғлиқдир. Шунга кўра, планетар редукторнинг хар бир муайян схемаси узатиш нисбатини ҳисоблашнинг мутлақо аниқ ифодасига эга бўлади, бу ифода тишлар сони (ёки радиуслар) орқали кўрсатилади. Оралиқ ғилдиракнинг бурчак тезлигини аниқлашда (15.6) формуладан фойдаланиш тавсия этилади.

Тадқиқ этишнинг график усули хар бир ғилдирак учун чизиқли тезликлар учбурчакларини ясашдан (3-бобга қаранг) ҳамда улардан ω_i ёки u_{iH} ни аниқлашдан иборат. Бунинг учун вертикаль ўтказилиб, унда (15.7-расм, *б* га қаранг) схеманинг ($OABC$) нуқталари белгиланади ҳамда 1 ғилдирак A нуқтасининг тезлик векторига мос келувчи $AA' = v_A \mu_v$ кесма ўлчаб қўйилади. A' ва O нуқталар қия нур орқали (ψ_1 бурчак остида) туташтирилиб ушбу ғилдирак учун тезлик учбурчаги ҳосил қилинади. Ундаги OA' тўғри чизиқ биринчи ғилдирак чизиқли тезликларининг тақсимланишини билдиради.

2-3 ғилдираклар учун тезликлар учбурчаги иккита нуқта: A нуқта (унда $v_{A2} = v_{A1}$) ва B нуқта (*2-3* ғилдираклар тезликларининг оний маркази, унда $v_B = 0$) нинг аниқланган чизиқли тезлигига кўра ясалади. A' ва B нуқталарни туташтириб *2-3* ғилдираклар тезликларининг тақсимланиш тўғри чизиғини (ψ_2 бурчак остида) ҳосил қиламиз. Ушбу тўғри чизиқда *2-3* сателлитлар марказининг ҳамда водило C нуқтасининг чизиқли тезлигини ифодаловчи CC' векторнинг охири бўлган C нуқта ётади. OC_i нур ўтказиб, (ψ_H бурчак остида) водило учун тезликлар учбурчагини ($\triangle OCC'$) ҳосил қиламиз. Кириш ҳамда чиқиш бўғинлари тезлик чизиқларининг қиялик бурчаклари тангенслари нисбати редукторнинг кўрсатилган схемаси учун узатиш нисбати қийматини беради:

$$u_{1H}^{(4)} = \omega_1/\omega_H = \operatorname{tg}\psi_1 / \operatorname{tg}\psi_H = (AA'/OA)(OC/CC'). \quad AA' = CC'\,(AB/BC)$$

эканлигини ҳисобга олиб ушбуни ҳосил қиламиз: $u_{1H}^{(4)} = (r_4 - r_1)(r_1 + r_2)/(r_1 r_3) = 1 + (r_2 r_4)/(r_1 r_3)$.

Бурчак тезликлар планини ясаб (15.7-расм, *г*) қуйидагиларни аниқлаш мумкин: $\omega_2 = ka_2/\mu_\omega$; $\omega_H = ka_H/\mu_\omega$ ёки $n_H = ka_H/\mu_n$; $u_{1H}^{(H)} = ka_1/ka_H$.

Агар редукторнинг кириш ҳамда чиқиш валларидаги M_1 ва M_2 куч моментлари маълум бўлса ва яна ишқаланиш мавжуд эмас ҳамда бўғинлар бир меъёрда ҳаракатланади деб қаралса, у ҳолда узатиш нисбати қуйидаги муносабатдан аниқланиши мумкин:

$$u_{1H}^{(4)} = \omega_1^{(4)}/\omega_H^{(4)} = -M_H/M_1. \tag{15.8}$$

Бўғинларнинг айланиш тезлигини аниқлаш мақсадида дифференциал механизмни кинематик текшириш юқоридагидек амалга ошади.

Оддийроқ мустақил механизмларга ажратиш мумкин бўлмаган эркинлик даражаси $W = 2$ бўлган ҳар қандай содда дифференциал (15.8-расм) редуктордан фарқли равишда, учта ташқи A, B, C валларга эга. Шу сабабли бундай механизмда ҳар қандай бўғиннинг ҳолати иккита мустақил умумлашган координаталар (иккита валнинг бурилиш бурчаги) орқали аниқланади, яъни $\varphi_C = f(\varphi_A, \varphi_B)$. У ҳолда (3.1) формулага асосан етакланувчи бўғиннинг бурчак тезлиги

$$\omega_C = u_{CA}^{(B)}\omega_A + u_{CB}^{(A)}\omega_B \tag{15.9}$$

бўлади.

Ушбу формуладан фойдаланиб, 15.8-расмда тасвирланган механизм учун ω_H ни (z_1, ω_1, ω_4 лар маълум бўлганда) аниқлаш мумкин:

$$\omega_H = \omega_1 u_{H1}^{(4)} + \omega_4 u_{H4}^{(1)}. \tag{15.10}$$

Хусусий узатиш нисбати ($\omega_4 = 0$ бўлганда)

$$u_{H1}^{(4)} = \frac{1}{u_{1H}^{(4)}} = \frac{1}{1 + \frac{z_3 z_4}{z_1 z_3}} = \frac{z_1 z_3}{z_1 z_3 + z_2 z_4}.$$

Биринчи ғилдирак тўхтатилганда ($\omega_1 = 0$) хусусий узатиш нисбати

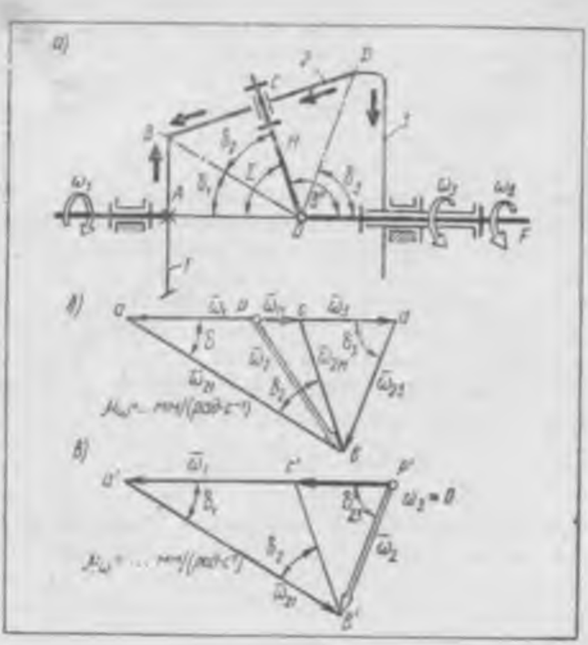
$$u_{H4}^{(1)} = \frac{1}{u_{4H}^{(1)}} = \frac{1}{1 + \frac{z_3 z_1}{z_2 z_4}} = \frac{z_2 z_4}{z_2 z_4 + z_3 z_1}.$$

Ушбу қийматларни (15.10) га қўйиб қуйидагини ҳосил қиламиз:

$$\omega_H = \frac{\omega_1 z_1 z_3 + \omega_4 z_2 z_4}{z_2 z_4 + z_1 z_3}.$$

Эркинлик даражаси $W = 2$ бўлган ҳар қандай содда дифференциал учинчи вал тўхтатилганида бир валдан бошқа валга олтита турлича $u_{AB}^{(C)}$; $u_{BA}^{(C)}$; $u_{AC}^{(B)}$; $u_{CA}^{(B)}$; $u_{BC}^{(A)}$; $u_{CB}^{(A)}$ узатиш нисбатини амалга оширишга имкон беради. Аммо $u_{BA}^{(C)} = \frac{1}{u_{AB}^{(C)}}$ ва ҳоказо бўлгани сабабли ушбу ҳамма қийматлар ўзаро боғланган: $u_{AB}^{(C)} + u_{AC}^{(B)} = 1$; $u_{BC}^{(A)} + u_{BA}^{(C)} = 1$; $u_{CA}^{(B)} + u_{CB}^{(A)} = 1$. Бундан ташқари, мазкур олтита қиймат ичида биттаси энг катта (> 2) ҳамда мусбат бўлиб, бутун механизмнинг хусусиятини ифодалашда ундан фойдаланиш қулайдир.

Конусоимон тишли ғилдираклардан ташкил топган фазовий планетар узатмани кинематик ҳисоблаш аналитик ёки график усулда бажарилиши



15.9- расм

мумкин. Бироқ уни тадқиқ этишда бурчак тезликнинг вектор катталиги ўзгартирилади. Бундай механизмлар иккита эркинлик даражаси бўлган дифференциаллар кўринишида (15.9-расм, *а*) кенг қўлланилади. Бу механизм *1*, *3* марказий ғилдираклардан ва *AOF* ўқ атрофида айланувчи *H* водило ҳамда фазода икки хил айланма ҳаракатда иштирок этувчи (водило билан бирга *OF* ўқ атрофида айланувчи ва водилога нисбатан *OC* ўқ атрофида айланувчи) *2* планетар ғилдиракдан ташкил топади. Бинобарин, *OC* ўқ *2* ғилдиракнинг *H* водилога нисбатан айланиш ўқидир; *OB* чизиқ *2* ғилдиракнинг *1* ғилдиракка нисбатан оний айланиш ўқидир; *OD* чизиқ *2* ғилдиракнинг *3* ғилдиракка нисбатан оний айланиш ўқидир.

Тадқиқ этишнинг график усули бурчак тезликлар планини тузишга асосланади (3-бобга қаранг). ω_1 ва ω_3 ларнинг катталиги ҳамда йўналишини белгилаган ҳолда (чунки $W = 2$) бурчак тезликлар плани тузилиб (15.9-расм, *б*) ундан водилонинг изланаётган ω_H тезлиги аниқланади.

Масалани аналитик усулда ечишда, водилони тўхтатиб ўзгартирилган механизм ҳосил қиламиз. Унинг биринчи ғилдирагининг тезлиги $\overline{\omega_1} - \overline{\omega_H}$ га, иккинчи ғилдирагининг тезлиги $\overline{\omega_2} - \overline{\omega_H}$ га, учинчи ғилдирагининг тезлиги $\overline{\omega_3} - \overline{\omega_H}$ га тенг. Бироқ ушбу айрилувчи векторлар ўзаро параллел эмас, шу сабабли улар абсолют катталигига кўра олинади. У ҳолда *1-2* ва *2-3* ғилдираклар учун мос равишда қуйидаги муносабатлар ўринлидир:

$$|\overline{\omega_1} - \overline{\omega_H}| / |\overline{\omega_2} - \overline{\omega_H}| = z_2/z_1; \quad |\overline{\omega_2} - \overline{\omega_H}| / |\overline{\omega_3} - \overline{\omega_H}| = \frac{z_3}{z_2}.$$

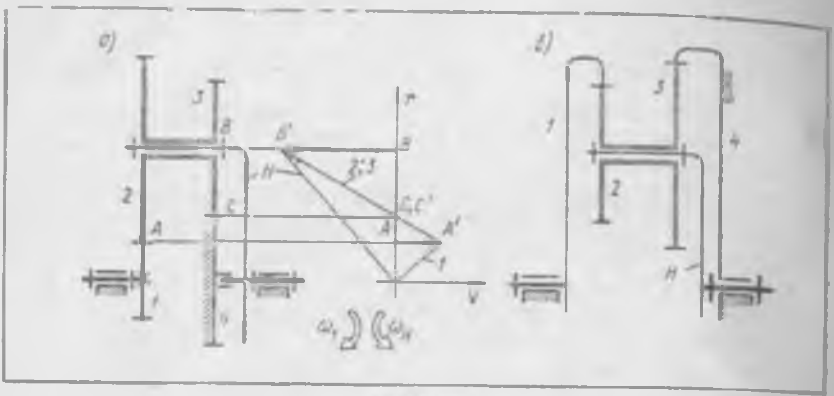
Уларни ўзаро кўпайтириб ушбуни ҳосил қиламиз:

$|\overline{\omega_1} - \overline{\omega_H}| / |\overline{\omega_3} - \overline{\omega_H}| = \frac{z_3}{z_1}$. Бироқ $\overline{\omega_1}$, $\overline{\omega_H}$, $\overline{\omega_3}$ векторлар бир чизиқ бўйлаб йўналганлиги сабабли охирги тенгламадаги тезликлар айирмаси алгебраик айирма бўлади. Ишора водило тўхтатилганда ғилдиракларнинг айланиш йўналишини кўрсатувчи стрелкалар қоидасига кўра аниқланади. У ҳолда $(\omega_1 - \omega_H)/(\omega_3 - \omega_H) = -z_3/z_1$. Ўнг томондаги минус ишораси *1* ва *3* ғилдираклардаги стрелкаларнинг йўналиши ҳар хил бўлгани учун қабул қилинди (15.9-расм, *а*). Охирги ифодага кўра $\omega_H = (\omega_1 + \omega_3 z_3/z_1) / (1 + z_3/z_1)$. Бундай ечим *abc* ва *bcd* учбурчакларни (15.9-расм, *б*) кўриб чиқиш натижасида ҳам ҳосил бўлиши мумкин.

Дифференциал механизмнинг $z_1 = z_3$ ва $\Sigma = 90°$ ли мазкур схемаси автомобиллар, дастгоҳлар, механик ҳисоблаш-ечиш қурилмаларида кенг қўлланилади. Бунда $\omega_H = 0{,}5(\omega_1 + \omega_3)$. Шу сабабли $\omega_3 = 0$ бўлганда *1* ғилдирак водилога нисбатан икки марта тез айланади. Агар $\omega_H = 0$ бўлса, у ҳолда $\omega_1 = -\omega_3$ бўлиб, ғилдираклар ўзаро қарама-қарши томонларга айланади. Агар бу редуктор бўлса, яъни битта ғилдирак тўхтатиб қўйилган бўлса ($\omega_3 = 0$), у ҳолда юқоридаги тенгламалардан фойдаланган ҳолда хусусий бурчак тезликлар планига (15.9-расм, *в*) эга бўламиз. Ундаги $a'p'/c'p' = \omega_1/\omega_H$ кесмалар нисбатидан $u_{1H}^{(3)}$ ни, $a'c'/c'p' = (\omega_1 - \omega_H)/(\omega_3 - \omega_H)$ кесмалар нисбатидан эса катталиги мусбат бўлган $u_{13}^{(H)}$ ни ҳосил қиламиз. (15.6) формуладан фойдаланиб аналитик тарзда $u_{1H}^{(3)} = 1 - u_{13}^{(H)} = 1 - (-z_3/z_1) = 1 + z_3/z_1$ ни аниқлаймиз.

15.3-§. Планетар механизмлар схемаларини танлаш ва уларнинг кинематик хусусиятлари

Инженерлик амалиётида энг содда планетар механизмларнинг тўрт хил схемаси қўлланилади. Улардаги сателлитлар (15.7, 15.10-расмлардаги қўшалоқ ёки 15.11-расмдаги якка сателлитлар) бир вақтнинг ўзида иккита марказий ғилдирак билан илашади. Уларнинг ҳаммаси ўқдош учта валга эга бўлиб, улардан биттаси қўзғалмасдир. Валлардан ҳар бирини тартиб бўйича тўхтатиш билан ҳар қайси механизмнинг чиқиш валида уч хил тезлик ҳосил қилиш мумкин. Ушбу ҳамма редукторларнинг узатиш нисбати (15 6) формула бўйича бир хилда аниқланади. $u_{ij}^{(H)}$ нинг ишорасига кўра механизмлар турлича кинематик имкониятларга эга эканлиги формуладан маълум бўлади. Агар $u_{ij}^{(H)} > 0$ бўлса, мазкур планетар механизмнинг $u_{ред} = u_{iH}^{(j)}$ узатиш нисбати ўша ғилдираклардан тузилган, аммо ўзгартирилган механизмнинг $u_{ij}^{(H)}$ узатиш нисбатидан анча катта бўлиши мумкин. Агар $u_{ij}^{(H)} < 0$ бўлса, у ҳолда планетар механизмнинг $u_{iH}^{(j)}$ узатиш нисбати ўзгартирилган механизмнинг $u_{ij}^{(H)}$ узатиш нисбатидан фақат бир (1) сон қийматгагина катта бўлади. Шунга боғлиқ равишда узатманинг ишқаланишдаги исрофлари ҳамда динамик сифатлари турлича бўлади. Ушбу сифатларнинг бариси кўп жиҳатдан оддий планетар механизмлар тузилиш схемаларининг ҳосил бўлиш прин-



15.10- расм

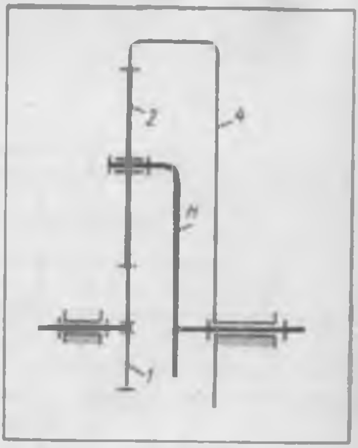
ципнга кўра олдиндан белгиланган бўлади. Шу сабабли ҳамма оддий механизмлар схемалари ўзининг хусусиятларига кўра иккита асосий группага бўлинади: ўзгартирилган механизмлари мусбат узатиш нисбатига эга бўлган ($u_{ij}^{(H)} > 0$) механизмлар (15.10- расм, *а, б*) ҳамда ўзгартирилган механизмлари манфий узатиш нисбатига эга бўлган ($u_{ij}^{(H)} < 0$) механизмлар (15.7 ва 15.11- расмлар) схемалари.

Биринчи группа механизмлари қўшалоқ сателлитларга эга бўлади ва улар фақат ташқи (а схема) ёки фақат ички (б схема) илашмали ғилдираклардан ташкил топади. Мавжуд механизмнинг узатиш нисбати $u_{1H}^{(4)} = 1 - (z_2z_4)/(z_1z_3)$ бўлади. Бундай механизмлар одатда секинлатувчи узатма сифатида ишлайди, яъни водило етакчи бўлади. У ҳолда $u_{H1}^{(4)} = \frac{1}{u_{1H}^{(4)}} = z_1z_3/(z_1z_3 - z_2z_4)$ ни ҳосил қиламиз.

Бу ерда келтирилган механизм (15.10- расм, *а*) икки қаторли (*1- 2* ва *3- 4* ғилдираклар) бўлганлиги сабабли, ғилдирак тишлари сонини танлаб олиш ҳисобига катта узатиш нисбатларини ҳосил қилиш мумкин. Масалан, агар 15.10- расмдаги схемада $z_1 = z_3 = 100$; $z_2 = 99$; $z_4 = 101$ деб қабул қилинса, у ҳолда $u_{1H}^{(4)} = 1/(1 - u_{14}^{(H)}) = 1/[1 - (9999/100000)] = 10000$ бўлади. Бироқ ФИК 1 % бўлади.

Бундай механизмларда $u_{14}^{(H)}$ нинг қиймати 1 дан қанча кам фарқ қилса, узатиш нисбати шу қадар катта бўлади. Бироқ $u_{H1}^{(4)}$ ошиб боргани сари, ФИК анча тез камая боради. Одатда, ФИК кам бўлишига қарамасдан катта узатиш нисбатини ҳосил қилиш лозим бўлганда бундай механизмнинг бир сателлитлиси қўлланилади. Бундай схемаларга эга бўлган механизмларнинг ўзига хос томони шундаки, маҳкамланган марказий ғилдирак ўлчамларини ўзгартириш ҳисобига (15.10- расм) чиқиш валини хоҳлаган томонга айланадиган қилиш мумкин. Узатиш нисбати жуда катта бўлганда тайёрлашдаги ва йиғишдаги ноаниқликнинг тўла айланиш вақтидаги узатиш нисбатига таъсири анча кучли бўлади. Шу сабабли кинематик имкониятлари катта эканлигига қарамай, ушбу группадаги

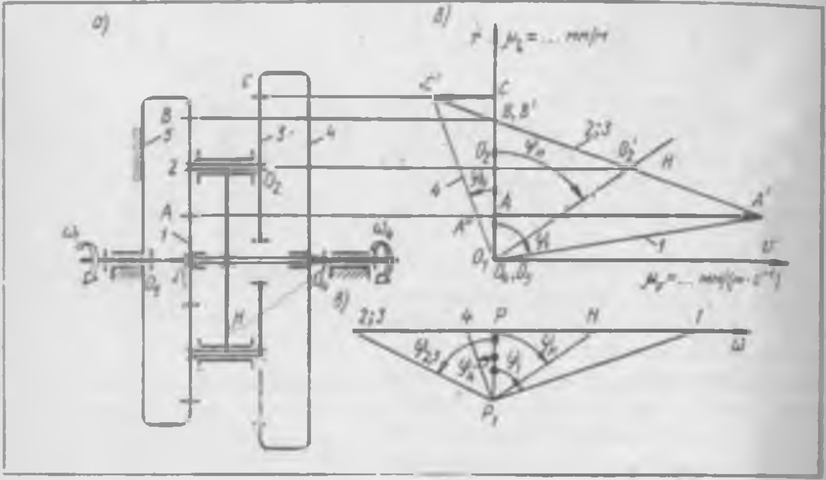
планетар механизмлардан фойдали юкланишлар катта бўлмаган ҳоллардагина фойдаланилади. Одатда бу ерда ФИК нинг йўл қўйилиши мумкин бўлган қийматларида $u_p = 30 - 100$ бўлади, кам қувватли узатмаларда эса $u_p = 1500 - 1700$ га етади. Бу икки хил узатмадан ўзи ихчамроқ, ФИК юқори бўлган иккита ички илашмали механизм (15.10- расм, *б*) афзалликка эга бўлади.



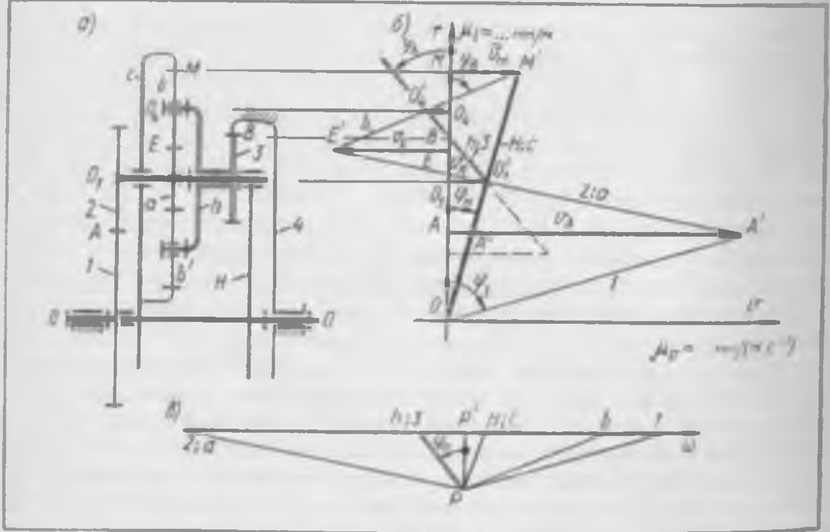
15.11- расм

Иккинчи группа механизмлари қўшалоқ (15.7- расм) *ёки якка сателлитли* (15.11- расм), *ҳар хил илашмали ғилдираклардан тузилади*. Шунга мувофиқ равишда, ўзгартирилган механизм ҳам ё икки қаторли (15.7- расм), бунда $u_{14}^{(H)} = (-z_2/z_1)(+z_4/z_3) < 0$, ёки бир қаторли бўлади (15.11- расм). Шу сабабли биринчи схемадаги механизм учун $u_{1H}^{(4)} = 1 + (z_2 z_4/z_1 z_3)$, иккинчи схемадагиси учун ($z_2 = z_3$) $u_{1H}^{(4)} = 1 + (z_4/z_1)$ бўлади. Улардаги чиқиш ва кириш валларининг айланиш йўналиши доимо бир хил бўлади. Бундай схемали механизмлар ўртача ва катта қувватга эга бўлган кўп сателлитли редукторларнинг куч узатмаларида кенг қўлланилади. Уларнинг узатиш нисбати $u_{1H}^{(4)} = 3 - 15$, ФИК юқори (0,96 — 0,98) бўлади. Сателлитларнинг бир нечта бўлиши ($k > 1$) худди шундай узатиш нисбатини таъминлайдиган бошқа турдаги тишли узатмаларга қараганда узатмани ихчамлаштиришга, динамикасини (мувозанатланишини, марказий ғилдираклари таянчига, водилоси ва бошқа қисмларига тушадиган юкнинг камайишини) яхшилашга ҳамда оғирлигини камайтиришга имкон беради. *1* ғилдираги етакчи бўлганда ушбу механизмлар редуктор сифатида ишлайди. Одатда $u_{1H}^{(4)} = 3 \ldots 8$ бўлганда қўлланиладиган бир қаторли механизм (15.11- расм) юқорида айтилган механизмлар афзалликларига эга бўлади, бироқ улардан ўқ бўйича ўлчамининг кичиклиги билан фарқ қилади: бу ўлчамнинг энг кичик қиймати $u_{1H}^{(4)} > 4$ бўлганда таъминланади. Бундай схемали механизм куч узатмаларида, кўп босқичли планетар тезликлар қутиларида кенг қўлланилади ёки мустақил узатма сифатида ва айникса электр юритмалари ичига ўрнатилган редукторлар, масофадан бошқариш установкалари, учиш аппаратлари ва шу кабилар сифатида ишлатилади.

Планетар механизм тузилишининг ўқ йўналиши бўйича бундан кейинги такомиллашуви учта марказий ғилдираги бўлган схемаларга олиб келади (15.12- расм). Бу ерда водило ҳаракат узатмаган ҳолда таянчда эркин айланади. Кинематик тадқиқ этишда бу механизм иккита оддий механизмга ажратилади: биринчи механизм марказий *1*, *5* ғилдираклар, *2* сателлит ва *H* водилони ўз ичига олади (15.12- расм, *а*); иккинчи механизм марказий *4* ғилдирак, *3* сателлит ва *H* водилодан иборат бўлади.



15.12- расм



15.13- расм

5 ғилдирак қўзғалмас бўлганда $W = 1$ бўлиб, редукторнинг умумий узатиш нисбати қуйидагига тенг бўлади:

$$u_{14}^{(5)} = \frac{\omega_1}{\omega_4} = \frac{\omega_1}{\omega_H}\,\frac{\omega_H}{\omega_4} = u_{1H}^{(5)}\,u_{H4}^{(5)} = \left(1 - u_{15}^{(H)}\right)\frac{1}{1-u_{45}^{(H)}}\,.$$

$$u_{14}^{(5)} = \left(1 + \frac{z_5}{z_1}\right)\frac{1}{1 - \dfrac{z_2 z_5}{z_4 z_3}} = \frac{z_3 z_4\,(z_1 + z_5)}{z_1\,(z_4 z_3 - z_2 z_5)}$$

Бу ҳол тишлар сонини тегишлича танлаш орқали механизмнинг ФИК ини яхшилашга, анча ихчамлаштиришга ва узатиш нисбатини оширишга ($u_p > 100$) имкон беради. Ясалган тезликлар учбурчаклари (15.12-расм, *б*) ва бурчак тезликлар планларидан (15.12-расм *в*) кўриниб турибдики, етакчи ва етакланувчи ғилдираклар турли томонларга айланади. $u_p = 20 - 100$ бўлганда конструкция энг мақбул ҳисобланади. Бунда унинг ФИК иккита марказий ғилдиракли планетар механизмникидан бироз камлиги ҳал қилувчи аҳамиятга эга бўлмайди.

Планетар механизмлар тузилишининг радиал йўналишда такомиллашуви бипланетар механизмларнинг вужудга келишига олиб келди (15.13-расм). Улар асосий планетар механизмлар (а. п. м) дан (*1*, *2*, *H*, *4* бўгинлар) ва сателлитли планетар механизм (с. п. м) дан (*a*, *b*, *c*, *3—h* бўғинлар) ташкил топади. А. п. м нинг *2* сателлити с. п. м нинг марказий «*a*» ғилдирагига, *3* сателлит с. п. м нинг *h* водилосига, *H* водило эса *c* ғилдиракка маҳкамланган. *H* водилони тўхтатсак ($\omega_H = 0$) $a - b - c - h$ планетар механизмни ҳосил қиламиз. Ундаги *1-2* ва *3-4* жуфт ғилдиракларнинг ўқлари қўзғалмас бўлади. Бу механизм учун $u_{14}^{(H)} = u_{12}^{(H)}\,u_{ah}^{(H)}\,u_{34}^{(H)}$ (15.13-расм). Фақат с. п. м учун иккинчи ўзгартиришни қўллаб ($\omega_h = 0$ деб қараб) $u_{ah}^{(c)} = 1 - u_{ac}^{(h)} = 1 + (z_c/z_a)$ ни ($\omega_c = 0$ бўлган ҳол учун) ҳосил қиламиз. Бутун бипланетар механизмнинг узатиш нисбати

$$u_{1H}^{(4)} = 1 - u_{14}^{(H)} = 1 - u_{12}^{(H)}\left(1 - u_{ac}^{(h)}\right)u_{34}^{(H)}, \qquad (15.11)$$

ёки

$$u_{1H}^{(4)} = 1 - \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(1 + \frac{z_c}{z_a}\right)\left(+\frac{z_4}{z_3}\right) = 1 + \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}\left(\frac{z_a + z_c}{z_a}\right).$$

Одатда $u_{1H}^{(4)} = 17 - 85$ бўлганда ФИК юқори бўлади. Оралиқ бўғинларнинг бурчак тезликлари қуйидагича аниқланади. Кичик *h* водилонинг нисбий тезлиги: $\omega_{hH} = \omega_{3H} = \omega_3 - \omega_H = -u_{34}^{(H)}\cdot\omega_H = \dfrac{u_{34}^{(H)}\,\omega_1}{u_{1H}^{(4)}}$;

катта водилоники: $\omega_H = \omega_1/u_{1H}^{(4)}$; с. п. м. нинг етакчи бўғининики: $\omega_a = \omega_2 - \omega_H = \left(\dfrac{\omega_1}{u_{12}^{(H)}}\right)\left(1 - u_{H1}^{(4)}\right)$ ва ҳоказо.

Узатиш нисбатини график усул билан аниқлашни (15.13-расм, *б*) *H* чизиқ чизишдан бошлаган маъкул; ω_H га қиймат бериб, $v_{01} = \omega_H O_1 O$ тезлик чизиғи, сўнгра *h* чизиқ (сателлит $O_4 O_4$ ўқининг тезлиги), *b* чизиқ (v_{04} ҳамда v_M бўйича) *2-a* чизиқ ва *1* чизиқ ўтказилади:

$$u_{1H}^{(4)} = \omega_1/\omega_H = \operatorname{tg}\psi_1/\operatorname{tg}\psi_H = AA'/AA'' > 0; \quad \omega_a = (\mu_e/\mu_t)\operatorname{tg}\psi_a.$$

Бурчак тезликлар планида (15.13-расм, *в*) *I* кириш ва *II* чиқиш бўғинларининг бир хил йўналишда айланиши кўриниб турибди. Бундай механизмлар технологик машиналардаги ижрочи органларнинг мураккаб ҳаракатини ҳосил қилишда қўлланилади

Агар тишли дифференциалнинг иккита ўқдош вали етакчи ёки етакланувчи вал билан қандайдир узатма (оддий тишли ёки планетар узатма) орқали боғланса (туташса), у ҳолда туташ планетар узатма (15.14-расм, *а, б*) ҳосил бўлади. Бундай механизм ҳосил бўлиши учун учта айланувчи ўқдош валлари бўлган бир қаторли дифференциалдаги *3* ва *Н* бўғинлар икки жуфт *4-5* ва *6-7* ғилдираклардан ташкил топган узатма орқали туташган бўлиши зарур. Бу ҳолда етакланувчи *7* бўғин *4-5* ғилдираклар орқали *3* бўғиндан ҳамда *6-7* ғилдираклар орқали *Н* бўғиндан ҳаракат олади. Механизм битта эркинлик даражасига ($W = 1$) эга

Тезликлар планини чизишни охирги *7* бўғиндан бошлаб, *3-4, 6-Н, 2* ва *1* чизиқларни чизиш билан якунлаш қулай. Бутун механизмнинг узатиш нисбати $u_{17} = \operatorname{tg}\psi_1/\operatorname{tg}\psi_7$ дан аниқланади.

Узатиш нисбатини аналитик усулда аниқлашда Виллис формуласидан фойдаланиш лозим. Водилони тўхтатиб *1-3* ғилдираклар учун $(\omega_1 - \omega_H)/(\omega_3 - \omega_H) = -r_3/r_1$ ни, *4-5* ғилдираклар учун $\omega_4/\omega_5 = -r_5/r_4$ ни, *6-7* ғилдираклар учун $\omega_6/\omega_7 = +r_7/r_6$ ни ҳосил қила оламиз. Биринчи ифодадаги ω_3 ва ω_H лар ўрнига мос равишда $\omega_3 = \omega_4 = -\omega_5(r_7/r_4)$ ва $\omega_H = \omega_6 = \omega_7(r_7/r_6)$ ларни қўйиб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$\frac{\omega_1 - \omega_7(r_7/r_6)}{-\omega_5(r_5/r_4 - \omega_7(r_7 r_6)} = -\frac{r_3}{r_1}.$$

Ифодани ω_7 га бўлиб узатиш нисбатини аниқлаймиз:

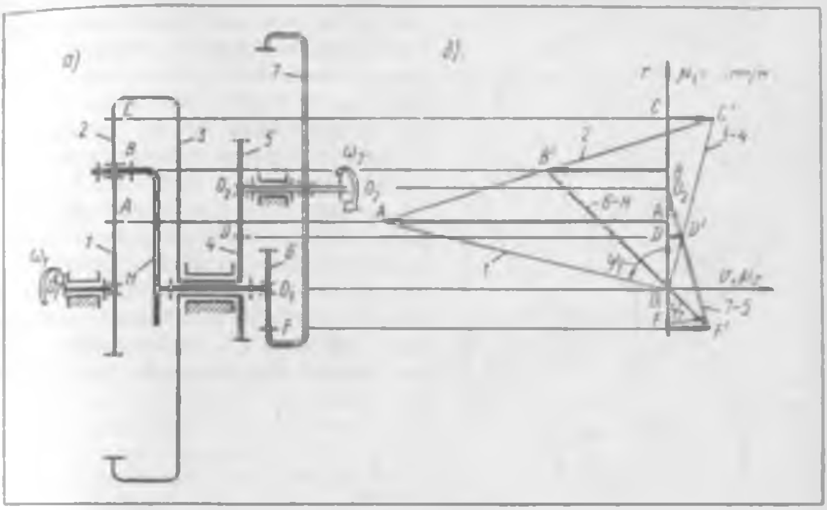
$$u_{17} = \omega_1/\omega_7 = -\frac{r_3}{r_1}\left(-\frac{r_5}{r_4} - \frac{r_7}{r_6}\right) + \frac{r_7}{r_6} = \frac{r_3 r_5}{r_1 r_4} + \frac{r_3 r_7}{r_1 r_6} + \frac{r_7}{r_6}.$$

Туташ дифференциал механизмлар одатда анча юқори ФИК га эга бўлади, чунки узатиладиган қувватни иккита оқимга тақсимлаш мумкин. Бундан ташқари улар ихчам бўлишига қарамай, чиқиш валида анча катта буровчи моментлар ҳосил қилишга имкон беради. Бунда қувват оқимлари қарама-қарши йўналишда бўлмаслигига аҳамият бериш лозим, акс ҳолда қувват исроф бўлиши мумкин. Бундай узатмалар, одатда, куч узатмаларида ишлатилади.

Катта узатиш нисбатларини амалга ошириш учун кўп босқичли планетар механизмлар қўлланилади. Улар оддий планетар механизмларни кетма кет бириктириб ҳосил қилинади (15.15-расм, *а*). 15.11-расм, *а* га кўра учта бир қаторли механизмдан тузилган бундай кўп босқичли редукторнинг узатиш нисбати қуйидагига тенг:

$$u_{умум} = u_{1H3} = u_{1H_1}^{(3)} u_{4H_2}^{(6)} u_{7H_3}^{(9)} = (1 + z_3/z_1)\left(1 + \frac{z_6}{z_4}\right)(1 + z_9/z_7).$$

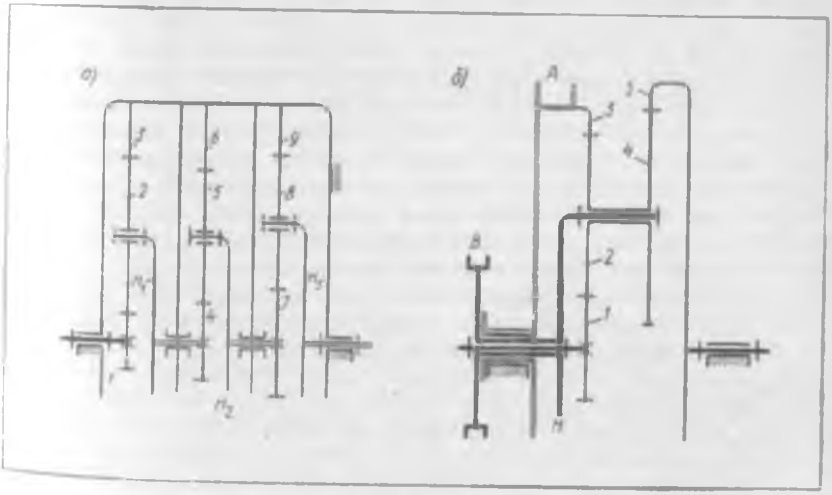
Агар $u_{1H1}^{(3)} = u_{4H2}^{(6)} = u_{7H3}^{(9)} = 7$, бўлса, бу узатма ихчам бўлгани ҳолда узатиш нисбати $u_{умум} = 7^3 = 343$ ва ФИК 88 — 94 % бўлади. Бу



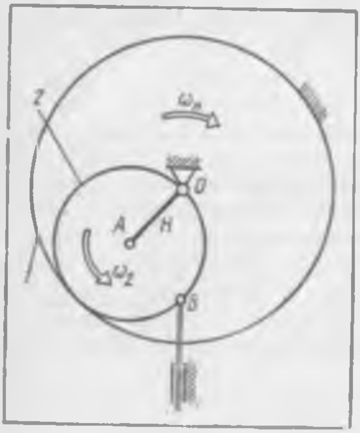
15.14- расм

эса ўқлари қўзғалмас редукторникига қараганда (узатиладиган қувватлари ҳам, $u_{умум}$ нинг қийматлари ҳам бир хил бўлгани ҳолда) кўпдир. Ушбу механизмда бўгинларнинг тормозлар билан боғланганлиги етакчи валнинг ўзгармас тезлигида етакланувчи бўғиннинг ҳар хил ω_{H3} бурчак тезликларини ҳосил қилишига имкон туғдиради.

Водилоси умумий бўлган иккита планетар босқични ўз ичига олувчи механизм (15.15-расм, *б* га қаранг) қўшалоқ планетар механизм



15.15- расм



15.16- расм

деб аталади. Бундай механизмлар тезликлар қутиларида (транспорт, юк кўтариш машиналарида) қўлланилади. Ундаги бўғинларни навбат билан тўхтатиш орқали етакчи бўғиннинг тезлигини ўзгартирмаган ҳолда етакланувчи бўғиннинг турлича тезлик билан айланишига эришиш мумкин. Чунончи, 15.15- расм, *б* да келтирилган схемадаги *3* бўғин (тормоз барабани *А*) тўхтатилса, икки босқичли редуктор ҳосил бўлади: бунда биринчи планетар босқич *1- 2- 3- Н* бўғинлардан, иккинчиси эса *Н- 3- 4- 5* бўғинлардан ташкил топади. Редукторнинг умумий узатиш нисбати

$$u_{умум} = u_{1H}^{(3)} u_{H5}^{(3)} = (1 - u_{13}^{(H)}) \frac{1}{1 - u_{53}^{(H)}} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \frac{1}{1 - \frac{z_4 z_3}{z_3 z_6}}.$$

Н бўғин (водило) тўхтатилганда *1- 2- 3- 5* бўғинлардан тузилган, ўқлари қўзғалмас босқичли механизм ҳосил бўлади. Унинг узатиш нисбати $u_{умум} = - z_3 z_5 / (z_1 z_4)$ бўлиб, бунда *3* ғилдирак салт айланади.

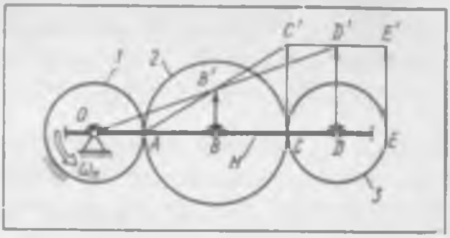
Планетар босқичлар сонини ошириб, етакланувчи валининг тезликлар сони кўп бўлган узатмалар қутиларини (уч тезликли, тўрт тезликли ва ҳоказо) олишимиз мумкин. Бу қутилар ҳам юқоридагидек тадқиқ этилади. Уларнинг ФИК одатда 0,9 — 0,8 атрофида бўлади.

Кўп босқичли планетар механизмларни лойиҳалашда $u_{умум}$ умумий узатиш нисбатини босқичлар бўйича тақсимлаш биринчи даражали аҳамиятга эга. Бунда ҳар бир босқичга тақсимланган узатиш нисбати рухсат этилган энг мақбул қийматдан ошиб кетмаслиги ҳамда у секин ҳаракатланувчи узатмада тез ҳаракатланувчи (етакчи бўғиндан бошлаб ҳисоблаганда биринчи) узатмадагига қараганда кам бўлиши лозим. Механизмнинг ташқи ўлчамлари, ФИК, ҳаракатни узатиш аниқлиги, тайёрлаш шароити ва ҳоказолар алоҳида босқичлар узатиш нисбатларининг танланишига боғлиқ бўлади. Бунда механизм ишлайдиган муайян шарт-шароит ҳам ҳисобга олиниши керак. Ташувчи машиналарнинг узатмалар қутиларида $u_{умум}$ шундай тақсимланадики, бунда диаметрга кўра босқичларнинг энг катта ўлчамлари бир хил бўлиши лозим.

Чиқиш вали аниқ бурилиши талаб қилинадиган асбоб қурилмаларидаги охирги босқич учун катта узатиш нисбати танланиши зарур.

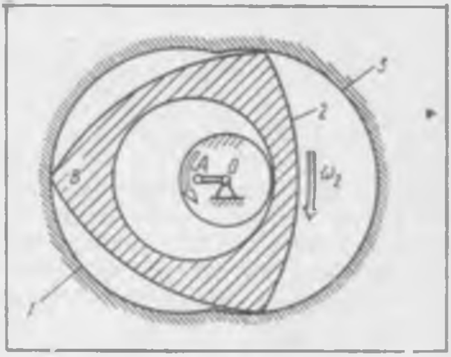
Шундай қилиб, берилган узатиш нисбатини планетар узатмаларнинг кўп миқдордаги турлича схемалари билан таъминлаш мумкин, улар бир-биридан ўлчамларига, ФИК га, динамик сифатларига кўра фарқ қилади. Схемалар тишли редукторнинг таркибий қисмлари бўлган оддий планетар узатмаларнинг сифатини, механизмнинг вазифасини, унинг ишлаш тартиби ва шарт-шароитини, ўрнатилиш жойини, узатма ва илашманинг турини, $u_{умум}$ нинг босқичлар бўйича тақсимланишини ва босқич-

лар сонини, ишқаланишга бўладиган исрофларни, бўғинлабнинг эластиклигини, уларнинг титрашини ва шу кабиларни хисобга олиб танланиши керак. Шу сабабли керакли схема умумий ҳолда кўп омилларни ҳисобга олиб ва ЭҲМ лан фойдаланиб, энг мақбулини ажратиб олиш (оптималлаш) усули билан танланади.



15.17- расм

Инженерлик амалиётида планетар механизмлар йўналтирувчи механизмлар сифатида хам қўлланилади. Масалан, прессларда айланма ҳаракатни илгарилама ҳаракатга айлантириш мақсадида битта марказий қўзғалмас ғилдираги бўлган планетар механизмдан фойдаланилади (15.16-расм.) Водило айланганда 2 сателлитнинг B нуқтаси қўзғалмас 1 ғилдиракнинг ($z_1 = 2z_2$) диаметри билан устма-уст тушувчи тўғри чизиқ бўйлаб ҳаракатланади. Сателлитнинг B нуқтасини шарнир ёрдамида 3 бўғин



15.18- расм

билан бирнктириб унинг тўғри чизиқли ҳаракатланишига эришамиз. Бунда $u_{H2}^{(1)} = \omega_H/\omega_2 = 1/u_{21}^{(H)} = 1/(1 - z_1/z_2) = 1/(1 - 2) = -1$, яъни $\omega_2 = -\omega_H$ бўлади. Агар ушбу механизмда $(z_1 - z_2) = 1 \ldots 4$ бўлиши таъминланса, у ҳолда $u_{H2}^{(1)}$ нинг қийматлари катта бўлишига эришиш мумкин Тўлқинсимон тишли узатмаларда бунга эришилган; бундай узатмаларда тўлқин ҳосил қилгич водило вазифасини ўтайди, эгилувчан ғилдиракнинг ҳаракати эса сателлитнинг ҳаракатига мос келади.

Иш машиналарида ижрочи бўғиннинг мураккаб ҳаракатини ҳосил қилиш учун схемаси 15.17-расмда тасвирланган планетар механизм қўлланилади. У қўзғалмас марказий 1 ғилдиракдан ҳамда унинг атрофида айланувчи H водилодан иборат. Водилога 2 ва 3 сателлитлар ўрнатилган. Агар $z_3 = z_1$ бўлса, у ҳолда учинчи ғилдирак илгарилама ҳаракат қилади (айланмайди). Буни 3 бўғиннинг тезликлар учбурчакларидан яққол кўриш мумкин. Ушбу бўғинда $v_C = v_D = v_E$, чунки $C'D'E' \parallel OD$. Мазкур 3 ғилдиракка одатда ижрочи бўғин маҳкамланади.

Агар бу ерда марказий 1 ғилдирак ($\omega_1 = 0$ бўлганда) 3 цилиндр ичидаги ёниш маҳсулларининг босими ўзгариши ҳисобига айланувчи двигатель роторининг поршени (15.18 расм) билан яхлит қилиб ясалган ички тишли 2 сателлит билан бириккан бўлса, у ҳолда водило ва-

лидан $\omega_H = \omega_2 z_2/(z_2 - z_1)$ ли айланма ҳаракатни олиш мумкин. Бунда сателлитнинг *B* нуқтаси эпитрохоида чизиғи бўйлаб ҳаракатланади. *3* цилиндрнинг ин бўшлиғи ана шу чизиқ бўйича ясалган.

15.4-§. Планетар механизмлар ғилдиракларининг тишлари сонини аниқлаш

Планетар узатма схемаси танланиб, сателлитлар сони ва модуль (m) белгиланганидан сўнг ғилдиракларининг тишлари сони аниқланади. Тишлар сони шундай танланиши керакки, натижада берилган узатиш нисбати узатма ғилдиракларининг ўқдошлик, қўшнилик, йиғиш шарт-шароитлари юқори даражада аниқ таъминланиши ва улар қадалиб қолмайдиган бўлиши зарур.

Берилган узатиш нисбати тишлар сонини танлаш орқали таъминланади. Бунда танланган тишлар сони (15.6) ифодага қўйилганда узатиш нисбатининг ҳосил қилинган ҳақиқий қиймати белгиланган қийматга мумкин қадар яқин бўлиши керак. Ҳақиқий қийматнинг белгиланган қийматдан фарқи 1 — 4% дан ошмаслиги лозим.

Кириш ва чиқиш валлари ўқларининг *ўқдошлик шарти* иккала тишли марказий ғилдирак ҳамда водило ягона геометрик айланиш ўқига эга бўлиши лозимлигини кўрсатади. Бу шарт бажарилгандагина сателлитларнинг марказий ғилдираклар билан илашуви ҳамда $r_H = \text{const}$ бўлиши таъминланади. Бунинг учун (15.10-расм, *а*, *б* га, 15.7-расм *а* га, 15.11-расмга қаранг) қуйидаги шартлар бажарилиши лозим:

$$
\begin{aligned}
r_{H1} &= r_1 + r_2 = r_3 + r_4; & z_1 + z_2 &= z_3 + z_4;\\
r_{H2} &= r_1 - r_2 = r_4 - r_3; & z_1 - z_2 &= z_4 - z_3;\\
r_{H3} &= r_1 + r_2 = r_4 - r_3; & z_1 + z_2 &= z_4 - z_3;\\
r_{H4} &= r_1 + r_2 = r_3 - r_2; & z_1 + z_2 &= z_3 - z_2.
\end{aligned}
\qquad (15.12)
$$

Бу шартга кўра тўртта ғилдиракдан биттасининг радиуси чекланган бўлади, лекин қолган учтасининг радиуси ихтиёрий танланади.

Қўшнилик шарти (бир қанча сателлитларнинг битта текисликда умумий айлана бўйича бирга жойлашиш шарти) кўп сателлитли конструкцияда қўшни сателлитлар ўз тишлари билан бир-бирига тегиб кетмаслигини талаб қилади. Бунинг учун ғилдираклар тишлари сонини (радиусларини) шундай танлаш лозимки, қўшни сателлитлар ўқлари орасидаги a_c масофа сателлитлар *3* дан энг каттасининг тишлари учлари айланаси диаметри d_{ac}^{max} дан катта, яъни $a_c > a_{ac}^{max}$ ёки $a_c = d_{ac}^{max} + \Delta_c$, бўлсин (15.7-расм, *в* га қаранг), бунда Δ_c — қўшни сателлитлар тишлари учларининг айланалари орасидаги масофа, унинг катталиги йиғиш учун рухсат этилган қийматларга боғлиқ. Ушбу расмдаги C_1OC_2 учбурчакдан $a_c = 2(r_1 + r_2)\sin(\pi/k)$, бунда k — сателлитлар сони. У ҳолда $\sin(\pi/k) > d_{ac}^{max}/[2(r_1 + r_2)]$. Силжитилмаган ғилдираклар учун бу шарт қуйидаги кўринишда бўлади:

$$
\sin\frac{\pi}{k} > \frac{z_c^{max} + 2h_a^*}{z_1 + z_2}. \qquad (15.13)
$$

Агар механизмда $z_2 > z_3$ бўлса, суратда $z_c^{max} = z_2$ қилиб, $z_2 < z_3$ бўлганда эса, $z_c^{max} = z_3$ қилиб олинади. $1 = 2$ ғилдираклар ташқи илашмали бўлганда махражда қўшув ишораси, ички илашмали бўлганда эса айирув ишораси ёзилади.

Йиғиш шарти (йиғилувчанлик шарти) сателлитлар орасидаги бурчакларнинг ўзаро тенг ва ҳамма сателлитларнинг марказий ғилдираклар билан бир вақтда илашадиган ҳамда илашиш соҳаларининг геометрияси симметрик бўлишини тақозо этади. Биринчи сателлит ўрнатилгандан сўнг марказий ғилдирак қатъий аниқ ҳолатни эгаллайди ва, агар баъзи талабларга риоя қилинмаса, у ҳолда кейинги сателлитлар ўрнатилганда уларнинг тишлари марказий ғилдираклардан биттасидаги ботиқларнинг аниқ рўпарасида турмаслиги мумкин. Бу ҳолда механизмни йиғиб бўлмайди. Бу ҳол юз бермаслиги учун ғилдираклар тишлари сонини шундай танлаш лозимки, бунда ҳамма сателлитларнинг, яъни *2* ва *3* ғилдиракларнинг (15.7 расм, *в* га қаранг) тишлари марказий ғилдираклар (*1* ва *4*) тишларининг ботиқликларига аниқ кирадиган бўлсин.

Агар сателлитлар r_H радиусли айлана бўйлаб бир текис жойлашадиган бўлса, яъни сателлитлар марказларининг радиус-векторлари орасидаги бурчаклар бир хил ва $360/K$ га тенг бўлса, йиғишни хатосиз амалга ошириш осон бўлади. Бу ҳол механизмни тайёрлашни ва ундан фойдаланишни осонлаштиради (посангилар қўйиш талаб қилинмайди). Назарда тутилаётган шартни ифодалаш мақсадида редукторни йиғиш жараёнини кўриб чиқамиз (15.7 расм, *в* га қаранг). Бунда сателлитларни водилога ўз ўқига бир хил ҳолатда ўрнатишни келишиб оламиз, яъни сателлит маркази марказий ғилдираклар ўқидан ҳамда ушбу ғилдираклар тиши ботиғининг симметрия ўқидан ўтувчи вертикал чизиқда жойлашади. Сателлитлар блокидаги иккала ғилдирак тишларининг бир-бирига нисбатан жойлашуви блокдаги ҳамма K сателлитларда бир хил деб қараймиз. Ўқ «вертикал» ҳолатни эгаллаганда унга биринчи сателлитни ўрнатиб, водилони $\varphi_H = \frac{2\pi}{K} + 2\pi П$ бурчакка бурамиз, бунда $П$ — водилонинг тўла бурилишлари сони. Шунда биринчи ғилдирак ҳам кандайдир $\varphi_1 = \varphi_H u_{1H}$ бурчакка бурилади. Иккинчи сателлитни ўз ўқига ўрнатамиз. Бу ўқ водило бурилғунга («вертикал» ҳолат) қадар сателлит эгаллаган жойда туради. Бироқ сателлитлар бир хил бўлганда иккинчи сателлит ўша «вертикал» ҳолатда ўз ўрнига кириши учун у билан илашувчи марказий (биринчи) ғилдирак бурчак қадамларининг бутун сонига, яъни $\varphi_1 = Ц\tau = Ц2\pi/z_1$ бурчакка бурилган бўлиши керак. Бунда $Ц$ — исталган бутун сон. Ўрнига қўйиб, ушбуни ҳосил қиламиз: $Ц2\pi/z_1 = \varphi_H u_{1H}$. Ёки $Ц2\pi/z_1 = (2\pi/K + 2\pi П)u_{1H}$. Бундан

$$\frac{z_1 u_{1H}}{K}(1 + KП) = Ц. \qquad (15.14)$$

$П = 0$ бўлган оддий ҳолда $(z_1 u_{1H})/K = Ц_0$ бўлади. Унда йиғиш шартининг узил-кесил кўриниши қуйидагича бўлади:

$$Ц_0(1 + KП) = Ц. \qquad (15.15)$$

Бу шартнинг бажарилиши ушбуни англатади: агар сателлитлардан бири танланган вертикал ҳолатда ўрнатилса, у ҳолда кейинги ҳамма сателлитлар тегишли марказий ғилдираклар билан ўша ҳолатда илашишлари учун водило

$$\varphi_H = \frac{2\pi}{K}(1 + K\Pi) \qquad (15.16)$$

бурчакка бурилиши зарур. Агар белгиланган тишлар сонида $Ц_0$ яхлит сон бўлмаса, у ҳолда Π ни шундай танлаш керакки, бунда $Ц_0(1 + K\Pi)$ ифода яхлит сон бўлсин. Агар $\frac{z_1 u_{1H}}{K}$ бутун сонга ($Ц_0$) тенг бўлса, у ҳолда сателлитни ўрнатиш учун водилони $\varphi_H = \frac{2\pi}{K}$ бурчакка буришни ўзи кифоя.

Тўғри илашиш шарти — узатмада (тишларининг сони берилган миқдорда бўлган, тишларининг асоси қирқилиб ўйилмаган ҳамда тишларининг учлари ўткирлашган ғилдираклардан ташкил топувчи узатмада) қадалишнинг бўлмаслиги шарти. Тўғри тишли, эвольвентасимон ноль ғилдираклардан ташкил топган ички илашмали узатмаларда қадалиш юз бермаслиги учун узатмадаги ҳар бир ғилдиракнинг z_i тишлар сонини рухсат этилган z_{min} энг кам миқдордан кўпроқ олиш лозим (14-бобга қаранг). Ички тишли ғилдираклар учун $\alpha = 20°$ ва $h_a^* = 1{,}0$ бўлганда $z_{min\,ич} = 85$ бўлади; агар $h_a^* = 0{,}8$ бўлса у ҳолда $z_{min\,ич} = 58$ бўлади; улар билан илашувчи ташқи тишли ғилдираклар учун мос равишда $z_{min\,таш} = 20$ ёки 18 тиш бўлади; бутун узатма учун илашувчи ғилдираклар тишлари сони орасидаги $z_{ич} - z_{таш}$ фарқ: $h_a^* = 1{,}0$ бўлганда 8 дан, $h_a^* = 0{,}8$ бўлганда 7 дан кам бўлмаслиги зарур.

Ташқи илашмали узатмалардаги эвольвентасимон ноль ғилдираклар тишларининг асоси қирқилиб ўйилмаслиги учун $\alpha = 20°$ ва $h_a^* = 1{,}0$ бўлганда $z_{min} \geq 17$ олиниб, $h_a^* = 0{,}8$ бўлганда эса $z_{min} \geq 14$ олинади (14-бобга қаранг).

Эвольвентасимон қия тишли ноль ғилдираклардан ёки ноль бўлмаган ғилдираклардан (тўғри ёки қия тишли) тузилган илашмаларда кичик ғилдирак тишлари сонини анчагина камайтириш мумкин.

Тиш профили эвольвентасимон бўлмаган ҳолларда тўғри илашиш шарти қўлланиладиган илашма назариясига мувофиқ равишда танланади (14-бобга қаранг). Ҳар бир муайян схема учун бошланғич тенглама (шарт) тузишда ғилдирак турини, ғилдираклар қаторларининг модулини ҳисобга олиш лозим.

Шундай қилиб, тишлар сонини аниқлаш масаласи ҳар бир муайян схема учун кўрсатилган шартларни ўзида акс эттирадиган бошланғич тенгламалар тузишдан ҳамда уларни биргаликда ечишдан иборат. Уларни ечиш усуллари, бинобарин, ушбу шартларнинг ҳаммасини қаноатлантирадиган тишлар сонини танлаш усуллари аслида кўп бўлиб, улардан иккитасини муайян схемалар асосида кўриб чиқамиз.

Тишлар сонини танлаш усулини эвольвентасимон ноль ғилдираклардан тузилган бир қаторли механизм (15.11-расм) мисолида кўриб

чиқамиз. Юқорида кўрсатиб ўтилган шартларнинг бошланғич тенгламаларини ёзамиз: узатиш нисбатининг тенгламаси: $u_{1H}^{(4)} = 1 + z_4/z_1$: ўқдошлик шарти: $z_1 + z_2 = z_4 - z_2$; сателлитлар орасидаги бурчакларининг тенглиги шарти (йиғиш шарти): $z_1 u_{1H}^{(4)}/K = Ц_0$; қўшнилик шарти (ноль ғилдираклар учун): $\sin\left(\frac{\pi}{K}\right) > (z_2 + 2h_a^*) / (z_1 + z_2)$; $h_a^* = 1{,}0$ ва $\alpha = 20°$ бўлганда $z_1 \geqslant 17$; $z_4 \geqslant 85$; $(z_4 - z_2) > 8$; $z_2 \geqslant 20$ кўринишидаги тўғри илашиш шарти.

Биринчи шартдан $z_4 = z_1(u_{1H}^{(4)} - 1)$ ни, иккинчи шартдан эса $z_2 = (z_4 - z_1)/2 = [z_1 (u_{1H}^{(4)} - 1) - z_1]/2 = z_1 (u_{1H}^{(4)} - 2)/2$ ни аниқлаймиз.

Ғилдираклар тишлари сонини аниқлаш учун нисбатлар системасини тузамиз.

$$z_1 : z_2 : z_4 : Ц_0 = z_1 : \frac{z_1 (u_{1H}^{(4)} - 2)}{2} : z_1 (u_{1H}^{(4)} - 1) : \frac{z_1 u_{1H}^{(4)}}{K},$$

ёки

$$z_1 : z_2 : z_4 : Ц_0 = \left[1 : \frac{u_{1H}^{(4)} - 2}{2} : (u_{1H}^{(4)} - 1) : \frac{u_{1H}^{(4)}}{K} \right] z_1. \quad (15.17)$$

Бу — биринчи учта шартни бажаришда ушбу ғилдираклар тишлари сонини тўғри танлашга имкон берувчи асосий тенгламадир. Бу ерда $z_1 \geqslant 17$ ни танлаган ҳолда $z_2 \geqslant 20$; $z_4 \geqslant 85$; $(z_4 - z_3) > 8$ ва $Ц_0$ бутун сонни (берилган сателлитлар сони учун) ҳосил қилиш зарур. Агар $Ц_0$ бутун сон бўлмаса, у ҳолда $Ц_0$ ўрнига $Ц = (1 + KП)$ ни қабул қилиб, йиғиш шартини кенгайтириш лозим. Бунда $П$ ни шундай танлаш керакки, z нинг белгиланган қийматида $Ц$ бутун сон бўлсин. Агар бундай уриниш ечимни бермаса, z_1 нинг янги қиймати танланади. Ҳосил бўлган z_1, z_2, z_4 лар қўшнилик шартига кўра текширилади.

Механизмнинг ушбу схемаси учун $u_{1H}^{(4)} = 18/5$; $k = 3$ маълум бўлсин. Асосий тенгламани тузамиз:

$$z_1 : z_2 : z_4 : Ц_0 = \left[1 : \frac{4}{5} : \frac{13}{5} : \frac{6}{5}(1 + 3П) \right] z_1,$$

сўнгра z_1 га бир қанча қийматлар бериб кўрамиз: $z_1 = 20(> 17)$ бўлсин, у ҳолда $z_2 = z_1 4/5 = 16(< 20$ дан), $z_4 = 13\, z_1/5 = 52(< 85$ дан) бўлади. z_2 ва z_4 лар рухсат этилган қийматлардан кичик бўлгани сабабли бу вариант ярамайди. z_1 га янги қиймат (35) бериб кўрамиз ва $z_2 = 35 \cdot 4/5 = 28$; $z_3 = 91(> 85)$ ва $Ц_0 = (6/5)\, 35 (1 + 3П) = 42 (1 + 3П)$ ларни ҳосил қиламиз. Демак, $П = 0$ деб олиш мумкин. У ҳолда ушбу муносабатнинг ўнг томони бутун сон бўлади. Шу сабабли кейинги сателлитни ўрнатиш учун водилони буриш бурчаги ҳам $\varphi_H = 120°$ га тенг бўлади. Олинган z ни қўшнилик шартига кўра текширамиз: $\sin(\pi/K) > (28 + 2)/(35 + 28)$ ва тенгсизликнинг бажарилганлигига ишонч ҳосил қиламиз. Шундай қилиб, $z_1 = 35$; $z_2 = 28$; $z_4 = 91$ бўладиган иккинчи вариант узатманинг энг ихчам ҳамда $z_3 > 20$ ва $z_4 > 85$ бўлишини таъминлайди.

Тишлар сонини танлашнинг энг кўп тарқалган усули *кўпайтувчилар усулидир*. Бу усулда тишлар сони фақат иккита шартга кўра: узатиш нисбати ҳамда ўқдошлик шартига кўра аниқланади ва йиғиш ҳамда қўшнилик шартларига кўра текширилади.

Мазкур тишлар сонини аниқлаш усулининг моҳиятини 10.15- расм, *а* да тасвирланган, ноль ғилдираклардан тузилган механизм мисолида кўриб чиқамиз. Ушбу схеманинг узатиш нисбатини аниқлаш тенгламаси $u_{1H}^{(4)} = 1 - (z_2 z_4)/z_1 z_3)$ дан $z_2 z_4/(z_1 z_3) = 1 - u_{1H}^{(4)} = M/N$ каср қиймати аниқланади. Қисқармайдиган касрдаги ушбу иккита ўзаро оддий M ва N сонлари $C_2 C_4/(C_1 C_3)$ кўпайтувчилар тарзида берилади. Ўз навбатида C_i лардан ҳар бири z_i га мутаносиб бўлиши лозим. C_2/C_1 ни z_2/z_1 га мутаносиб деб қараб $z_2 = z_1(C_2/C_1)$ ни ҳосил қиламиз. Шундай фикр юритиб, $z_4 = z_3(C_4/C_3)$ ни ҳосил қиламиз. Ушбу қийматларни $z_1 + z_2 = z_4 + z_3$ ўқдошлик шартига қўйиб (модуллар бир хил бўлганда) $z_1 + z_1(C_2/C_1) = z_3(C_4/C_3) + z_3$ ёки $z_1[(C_1 + C_2)C_3] = z_2[(C_4 + C_3)C_1]$ га эга бўламиз. Ушбу муносабат айният бўлмоғи учун энг осони $z_1 = C_1(C_4 + C_3)$ ва $z_3 = C_3(C_1 + C_2)$ деб фараз қилишдир. Айнан шу тарздаги мулоҳазалар $z_2 = C_2(C_4 + C_3)$ ва $z_4 = C_4(C_1 + C_3)$ ни беради. Тўғри илашиш шарти бажарилиши учун умумий кўпайтувчи γ (исталган бутун сон) киритамиз. У ҳолда мазкур схема учун узил-кесил ушбуни ҳосил қиламиз:

$$z_1 = C_1(C_4 + C_3)\gamma; \quad z_2 = C_2(C_4 + C_3)\gamma;$$
$$z_3 = C_3(C_1 + C_2)\gamma; \quad z_4 = C_4(C_1 + C_2)\gamma. \qquad (15.18)$$

Ҳосил қилинган z_1, z_2, z_3, z_4 қийматлари йиғиш ва қўшнилик шартларига кўра текширилади.

Берилган узатиш нисбатига кўра планетар тишли механизмларнинг тишлари сонини танлаш учун кўп миқдордаги математик амалларни бажариш талаб қилинади. Шу сабабли бундай масала ЭҲМ ёрдамида ечилади. Бунинг учун берилган u_p ни кўпайтирувчиларга ажратиш ҳамда чеклашлар ва энг кичик ташқи ўлчамларни ҳисобга олган ҳолда z ни аниқлаш программасидан фойдаланилади. Баъзан программага талаб қилинувчи $u_p = M/N$; $z_{l\min}$; $z_{l\max}$; k қийматларига доир чеклашлар киритилади ва танлаш орқали керакли тишлар сони аниқланиб, улар ичидан энг кичик ташқи ўлчамларни таъминлайдиган, босқичлар бўйича берилган узатиш нисбатини сақлаб қоладиган z_1, z_2, z_3, z_4 лар бирикмаси аниқланади.

Мисол. Параметрларн $u_{1H}^{(4)} = -1/24$; $k = 3$; $m = 1$ бўлган механизм учун z_1, z_2, z_3, z_4 лар аниқлансин (15.10-расм, *а* га қаранг).

Ечиш. $(z_2 z_4)/(z_1 z_3) = 1 - (-1/24) = 25/24$ ни топиб уни кўпайтувчиларга ажратамиз:

$$\frac{C_2 C_4}{C_1 C_3} = \frac{5\cdot 5}{6\cdot 4} = \frac{5\cdot 5}{8\cdot 3} = \frac{5\cdot 5}{4\cdot 6} = \frac{5\cdot 5}{3\cdot 8}$$

ва ҳоказо. Бундай кўпайтувчилар бирикмаси кўп бўлиши мумкин бўлганлиги сабабли, кўрсатилган талабларни қаноатлантирадиган ечимларнинг мумкин бўлган вариантлари ҳам кўп бўлади. Кўпайтувчилар би-

рикмасининг тўрттала варианти учун (15.18) формулалар ёрдамида тишлар сонини ҳисоблаб ушбуларни ҳосил қиламиз:

	1	2	3	4
z_1	$= 6(5+4)\gamma = 54\gamma$	$8\cdot 8\gamma = 64\gamma$	$4\cdot 11\gamma = 44\gamma$	$3\cdot 13\gamma = 39\gamma$
z_2	$= 5(5+4)\gamma = 45\gamma$	$5\cdot 8\gamma = 40\gamma$	$5\cdot 11\gamma = 55\gamma$	$5\cdot 13\gamma = 65\gamma$
z_3	$= 4(6+5)\gamma = 44\gamma$	$3\cdot 13\gamma = 39\gamma$	$6\cdot 9\gamma = 54\gamma$	$8\cdot 8\gamma = 64\gamma$
z_4	$= 5(6+5)\gamma = 55\gamma$	$5\cdot 13\gamma = 65\gamma$	$5\cdot 9\gamma = 45\gamma$	$5\cdot 8\gamma = 40\gamma$

Ҳамма вариантларда тўғри илашиш шартига кўра $\gamma = 1$ қилиб олиш мумкин. I ва 3-вариантларда узатма энг ихчам чиқади. Уларни йиғиш шартига кўра текширамиз:

$$Ц = \frac{z_1 u_{1H}^{(4)}}{k}(1 + kП) = \frac{54}{3}\left(-\frac{1}{24}\right)(1 + 3П) = -\frac{3}{4}(1 + 3П).$$

Бу шарт бажарилиши учун $(1 + 3П)$ 4 сонига каррали бўлиши лозим, бу эса $П = 1$ бўлганда амалга ошади. Бу ҳол йиғиш вақтида водилони $\varphi_H = (2\pi/3)\cdot(1 + 3\cdot 1) = 2\pi/3 + 2\pi$ бурчакка, яъни, 120 бурчакка буриб, яна икки марта тўлиқ айлантириш лозимлигини англатади. Шундай қилинганда сателлитлари айлана бўйича текис тақсимланган механизмни йиғиш мумкин бўлади. Қўшнилик шартини текширамиз: $\sin(\pi/K) > (45 + 2)(54 + 45)$; бу шарт ҳам бажарилади. 3-вариант учун $(4 \times 4/3) - (1/24)(1 + 3П) \neq Ц$, яъни чап томон бутун сонга айланмагани учун вариантдан воз кечамиз. Шу сабабли тишлар сонини қуйидагича танлаймиз: $z_1 = 54$; $z_2 = 45$; $z_3 = 44$; $z_4 = 55$.

Иккита ички илашмали механизм схемаси учун (15.10-расм, *б* га қаранг) $u_{1H}^{(1)}$, m, k берилган бўлса, z_i ни аниқлаш формулалари юқоридагига ўхшаш мулоҳазалар асосан ҳосил қилинади, бироқ бунда кўрилаётган схема учун ўқдошлик шартини ўзининг ўзига хос томонлари назарда тутилади: $z_1 - z_2 = z_4 - z_3$. Бу ҳолда ҳисоблаш формуласи қуйидаги кўринишни олади:

$$z_1 = C_1(C_4 - C_3)\gamma; \qquad z_2 = C_2(C_4 - C_3)\gamma;$$
$$z_3 = C_3(C_1 - C_2)\gamma; \qquad z_4 = C_4(C_1 - C_2)\gamma; \tag{15.19}$$

Аралаш илашмали механизм учун (15.7-расм) тишлар сонини ҳисоблаш формулалари $z_1 + z_2 = z_4 - z_3$ ўқдошлик шартини ҳисобга олган ҳолда қуйидаги кўринишга эга бўлади:

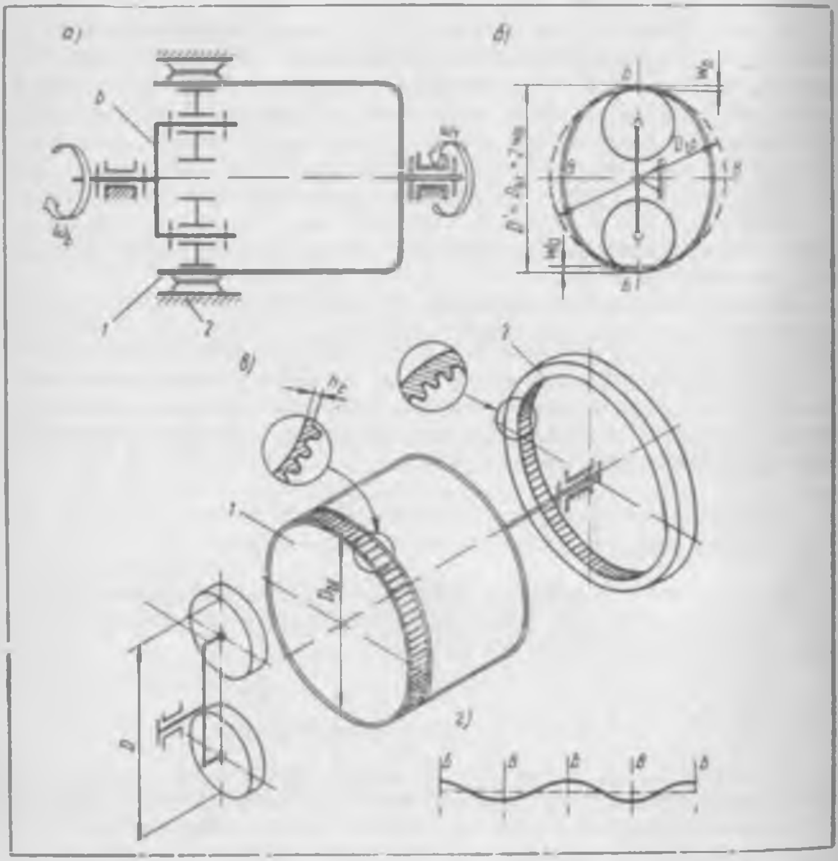
$$z_1 = C_1(C_4 - C_3)\gamma; \qquad z_2 = C_2(C_4 - C_3)\gamma;$$
$$z_3 = C_3(C_1 + C_2)\gamma; \qquad z_4 = C_4(C_1 + C_2)\gamma\cdot \tag{15.20}$$

Умумий кўпайтма γ шундай танланадики, бунда барча тишлар сони бутун сон бўлиши ҳамда тўғри илашиш шарти бажарилиши лозим. Ҳосил қилинган z_i лар йиғиш шартига (15.14) ва қўшнилик шартига кўра (15 13) албатта текширилади.

15.5-§ Тўлқинсимон тишли узатмалар

Тўлқинсимон тишли узатма (15.19-расм) бошқа турдаги тишли механизмлардан ўзидаги эгилувчан элемент — ғилдиракнинг тўлқинланувчан деформацияга дучор бўлиши билан фарқ қилади. Бундай узатмада айланма ҳаракатни узатиш тўлқинланиш туфайли содир бўлади. Тўлқинсимон тишли узатма учта асосий элемент — эгилувчан тишли ғилдирак 1 (15.19-расм, *а*, *б*), бикр ғилдирак 2 дан ва тўлқинлар генератори *b* дан ташкил топади. Эгилувчан тишли ғилдирак юпқа деворли қобиқ тарзида бўлади. Унинг бир учи вал билан боғланган бўлиб, бу томон ўзининг цилиндрсимон шаклини сақлайди. Унинг бошқа учига сон қиймати z_1 га тенг бўлган тишлар қирқилган. Қобиқнинг ушбу учини унинг ичига ўрнатилган тўлқинлар генератори $2w_0$ катталикка деформациялайди.

Эгилувчан ғилдиракнинг ён кесими тўлқинлар генератори таъсирида (15.19-расм, *б*) дастлабки думалоқ шаклига нисбатан эгри чизиқли



15.19-расм

шаклни олади. Эгилувчан ғилдиракнинг деформацияланган контури деформацияланмаган контурга нисбатан иккита деформациялаш тўлқинини (15.19-расм, *г*) ҳосил қилади. *ББ* ўқ эгри деформациянинг катта ўқи деб, *ВВ* ўқ эса унинг кичик ўқи деб аталади. *ББ* ўқда деформация тўлқинининг чўққилари, *ВВ* ўқда эса унинг ботиқлари жойлашади. Деформациялаш тўлқинларининг сони 1, 2, 3 ва ҳоказога тенг бўлиши мумкин. Кўп ҳолларда икки тўлқинли узатмалар қўлланилади. Улардаги эгилувчан ва бикр ғилдираклар тишлари сони $z_2 - z_1 = 2$ муносабат орқали ўзаро боғлангандир.

Ҳаракатни зич девор орқали узатиш учун мўлжалланган тўлқинсимон узатманинг эгилувчан ғилдираклари бир томони ёпиқ қобиқдан иборат.

Тўлқинлар генератори эгилувчан тишли ғилдиракда деформациялаш тўлқинини ҳосил қилиш ҳамда уни ҳаракатлантириш учун хизмат қилади. Механик, электромагнитли, пневматик, гидравлик генераторлар бўлади. Механик генераторларнинг икки роликли, тўрт роликли, дисксимон, ҳалқасимон ва муштсимон турлари қўлланилади. Генератор эгилувчан ғилдиракнинг ичига ёки сиртига ўрнатилиши мумкин.

Тўлқинсимон узатманинг кинематикаси. Генератор айланганда ҳар бир деформациялаш тўлқини эгилувчан ғилдиракнинг гир атрофида тез ҳаракатланади. Натижада эгилувчан ғилдиракнинг ҳар бир тиши тўлқинлар генераторининг бир марта айланишида бикр ғилдирак билан икки марта илашади.

Бикр ғилдирак тўхтаб, генераторнинг бир марта тўла айланишида ($\varphi_b = 2\pi$) эгилувчан ғилдиракнинг вали генераторнинг айланиш йўналишига қарама-қарши томонга $\varphi_1 = 2\pi (z_1 - z_2)/z_1$ бурчакка бурилади, бунда $2\pi / z_1$ — эгилувчан ғилдиракнинг бурчак қадами.

Бурилиш бурчаклардан бурчак тезликларга ўтиш мумкин; у ҳолда бикр ғилдирак тўхтаб турганда тўлқинлар генераторидан эгилувчан ғилдиракка узатиш нисбати қуйидагига тенг бўлади:

$$u_{b1}^{(2)} = \frac{\omega_b}{\omega_1} = \frac{2\pi}{\frac{2\pi}{z_1}(z_1 - z_2)} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}. \qquad (15.21)$$

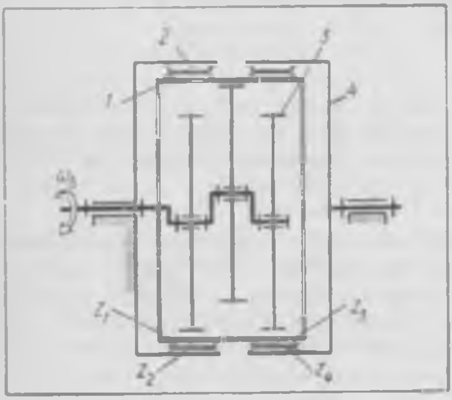
Агар эгилувчан ғилдирак тўхтатилса, у ҳолда генератор $\varphi_b = 2\pi$ бурчакка бурилганда бикр ғилдирак генераторнинг ҳаракат йўналишида $\varphi_2 = 2\pi (z_2 - z_1)/z_2$ бурчакка бурилади, бунда $2\pi / z_2$ — бикр ғилдиракнинг бурчак қадами.

Бу ҳолда тўлқинлар генераторидан бикр ғилдиракка узатиш нисбати қуйидагича бўлади:

$$u_{b2}^{(1)} = \frac{\omega_b}{\omega_2} = \frac{2\pi}{\frac{2\pi}{z_2}(z_2 - z_1)} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}. \qquad (15.22)$$

(15.21) ва (15.22) ифодалар тўлқинсимон узатманинг узатиш нисбати ғилдираклар тишлари сонигагина боғлиқ бўлишини кўрсатади.

Тўлқинсимон узатма икки босқичли бўлиши ҳам мумкин (15.20-расм) Бу ҳолда эгилувчан ғилдирак *1* иккита z_1 ва z_3 тишли тожлари бўлган



15.20- расм

ҳалқа кўринишида ясалади. Бу тожлар (тишлари сони мос тарзда z_2 ва z_3 бўлган) бикр ғилдираклар *2* ва *4* билан илашади. Бикр ғилдирак 2 кўзғалмасдир; ҳаракат иккита тўлқинсимон илашма ёрдамида генератор *3* валидан бикр ғилдирак *4* га узатилади. Кўп босқичли тўлқинсимон узатманинг (15 20-расм) узатиш нисбати планетар механизмникидек ушбу формуладан аниқланади:

$$u_{b4} = \frac{z_1 \cdot z_4}{z_1 z_4 - z_2 z_3}. \qquad (15.23)$$

Тўлқинланувчи тишли муфтаси бор узатмада $z_3 = z_1$ ва $z_4 = z_1$ бўлса, у ҳолда чиқиш вали муфта ғилдираги *4* билан боғланган ва узатманинг узатиш нисбати қуйидагига тенг бўлади:

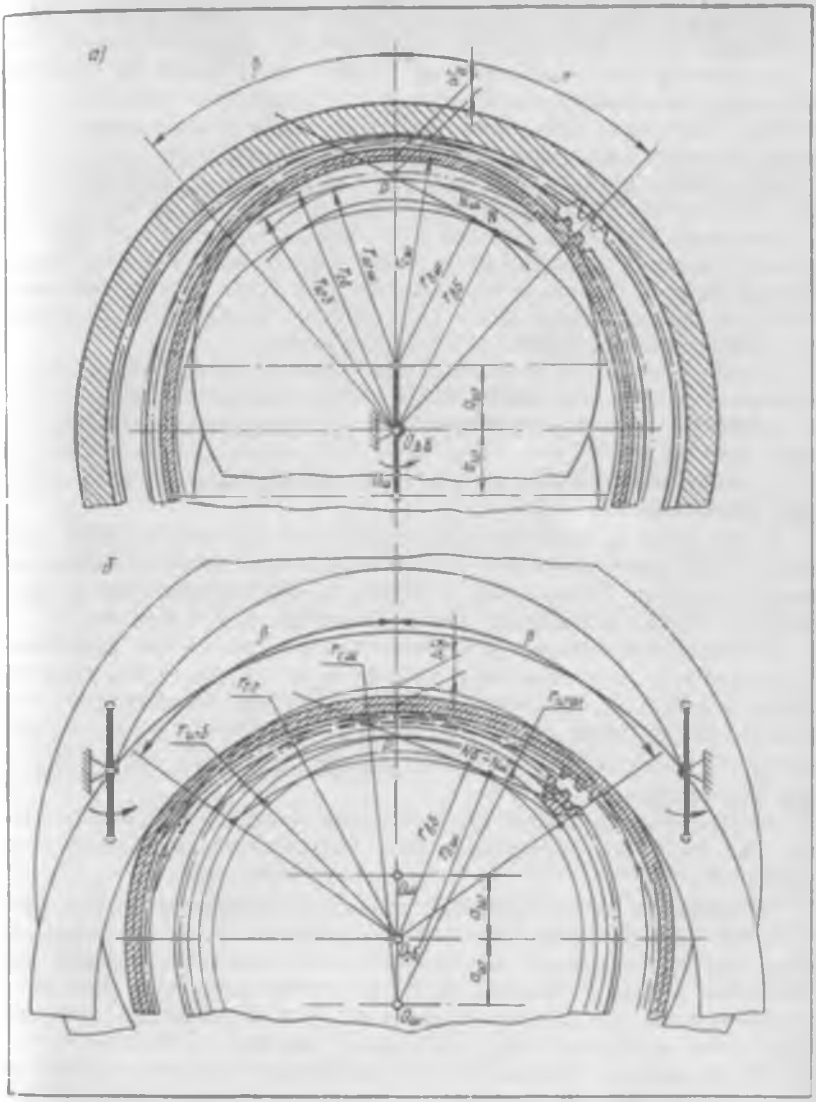
$$u_{b4} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}. \qquad (15.24)$$

Агар $z_3 = z_1$ ва $z_2 = z_1$ бўлса, у ҳолда чиқиш вали узатма ғилдираги *4* билан боғланган ва узатманинг узатиш нисбати қуйидагига тенг бўлади:

$$u_{b4} = \frac{z_4}{z_4 - z_1}. \qquad (15.25)$$

Тўлқинсимон узатманинг хусусиятлари. Тўлқинлар генераторининг бир марта айланишида эгилувчан ғилдирак гардишининг ҳар бир нуқтасидан иккита деформациялаш тўлқини ўтади. Турли ишорали юкланиш натижасида эгилувчан ғилдирак материалида вужудга келувчи зўриқиш рухсат этилган чегарадан ошмаслиги, мабодо ошган тақдирда ҳам Гук қонунини ифодаловчи чизиқнинг тўғри чизиқли қисми доирасида бўлиши лозим. Шу сабабли пўлат ғилдираклар учун деформацияланиш катталиги w_0 ва эгилувчан ғилдирак тишлари остидаги гардишининг қалинлиги h_c га нисбатан кичик бўлади: $w_0 = (0{,}003\ \ldots\ 0{,}015)\,d_1$; $h_c = (0{,}005\ \ldots\ 0{,}03)d_1$.

Деформацияланиш w_0 нинг кичик бўлиши деформациялангунга қадар бикр тарзда ғилдирак билан эгилувчан ғилдиракнинг бўлувчи айланалари радиуслари орасидаги фарқ, шунингдек ғилдираклар тишлари сони орасидаги фарқ камлигини билдиради. w_0 ва d_1 катталикларнинг нисбати эса кўп миқдордаги тишлар сонига мос келади. w_0, z_1, z_2 катталикларнинг бундай нисбатларида деформациялаш тўлқинининг чўққиси соҳасида тишлар орасидаги тирқишлар кичик бўлади. Узатма юкланган пайтда ва ҳатто йиғилиш вақтида бу тирқишлар маълум даражада йўқолади. Шу туфайли тўлқинсимон узатмада жуда кўп жуфт тишлар (40% га яқини) бир вақтнинг ўзида ўзаро илашади.



15.21- расм

Юқорида айтилганларга асосланган ҳолда тўлқинсимон тишли узатманинг қуйидаги ўзига хос томонларини кўрсатиб ўтиш мумкин:

битта босқичнинг ўзи катта u узатиш нисбатини ҳосил қилади. Эгилувчан пўлат ғилдиракли узатмалар учун (15.19- расм) $u = 50 - 300$, икки босқичли узатмалар учун (15.20- расм) $u = 2000 - 10^4$ ва бундан катта бўлади;

ғилдиракларининг кўп миқдордаги жуфт тишлари бир вақтнинг ўзида илашганида ихчам ва енгил узатмага анча катта юкланиш тушади;

илашманинг кўп жуфтликлардан ҳосил бўлиши ҳамда бир қанча бир хил соҳали илашмаларнинг мавжудлиги ғилдиракларни тайёрлаш ва йиғишдаги хатоларни камайтиради ва тўлқинсимон узатмаларнинг кинематик аниқлиги юқори даражада бўлишини таъминлайди;

шу сабабга кўра тўлқинсимон узатманинг шовқин даражаси оддий кўп бўғинли тишли ёки планетар узатманикига қараганда паст бўлади;

эгилувчан гилдиракнинг унча кўп деформацияланмаслиги уни бир томони қисмларга ажралмайдиган қобиқ тарзида ясашга имкон беради. Бу ҳол айланма ҳаракатни бир муҳитдан бошқасига қузғалувчан зичлагичлардан фойдаланмаган ҳолда узата олувчи тўлқинсимон зич узатмалар тайёрлашга имкон беради (2.8-расмга қаранг);

узатиш нисбати $u = 50-200$ бўлган узатмаларнинг фойдали иш коэффициенти анча катта бўлиб, 70 ... 85% ни ташкил қилади.

Геометрик параметрларни ҳисоблаш. Ҳисоблашда қуйидагилар эътиборга олинади:

1) эгилувчан ғилдиракнинг тиш профили деформацияланганда ўз шаклини ўзгартирмайди;

2) эгилувчан ва бикр ғилдирак тишларининг илашмасини битта томон текислигида қараш мумкинки, эгилувчан гилдирак тишли тожининг тахминан ўртасидан ўтувчи ҳамда эгилувчан ва бикр ғилдираклар ўқларига нисбатан нормал жойлашувчи битта текисликда қараш мумкин;

3) тишли тож остидаги эгилувчан ғилдирак жисмининг ўрта чизиғи ўз узунлигини ўзгартирмайди (15.21-расм) ва нейтрал чизиқ хусусиятларига эга бўлади; деформацияланмаган эгилувчан ғилдирак ўрта чизиғининг (айланасининг) радиуси r_c билан белгиланади; деформацияланган эгилувчан гилдирак ўрта чизиғининг ўзгарувчан эгрилик радиуси $r_{cш}$ билан белгиланади;

4) деформациялангандан сўнг эгилувчан гилдирак тишининг симметрия ўқи эгилувчан ғилдиракнинг ўрта чизиғига нисбатан нормал бўлиб қолаверади.

Тўлқинсимон тишли узатмани геометрик ҳисоблашнинг бир қанча усуллари мавжуд. Бунда марказий 2β бурчаклар билан чекланган илашиш соҳалари оралиғида деформацияланувчи эгилувчан гилдирак ўрта чизиғининг эгрилиги ўзгармас бўлишини таъминловчи ички ёки ташқи деформациялаш тўлқинлари генераторлари бўлган тишли узатмаларнинг (15.21-расм, *а*, *б*) геометрик ҳисоби қараб чиқилади. Тўлқинсимон узатманинг эгриланиши ўзгармас бўлган қисмларидаги илашма тишлари сони $z_б$ бўлган бикр ғилдиракнинг ва эгилувчан гилдирак билан бир хил параметрларга эга бўлган тишларининг ҳисоблаб топиладиган сони $z_ш$ бўлган шартли ғилдиракнинг эвольвентали ички илашмаси деб қаралади (2β бурчак билан чекланган соҳада).

Ички ва ташқи томонга деформацияланувчи узатмаларни геометрик ҳисоблаш учун бошланғич параметр сифатида эгилувчан гилдирак нисбий деформацияланиши w_0/r_c нинг энг катта қиймати қабул қилинади. Шартли ғилдиракнинг ҳисоблаб топиладиган тишлари сонини аниқлаш формуласи деформацияланган эгилувчан гилдиракнинг ўрта чизиғи тенг-

ламаси асосида келтириб чиқарилади (қаранг: *Шувалов С. А., Волков А.Д.* Деформация гибкого зубчатого колеса волновой передачи двумя дисками. Известия вузов 1974 й., 10-сони):

$$\frac{w_0}{r_c} k' = \pm \left(\frac{r_c}{r_{cш}} - 1 \right). \qquad (15.26)$$

Бу ерда мусбат ишора эгилувчан ғилдиракнинг дисклар таъсирида ички томонга деформацияланишига, манфий ишора эса ҳалқалар таъсирида ташқи томонга деформацияланишига тааллуқлидир:

$$k' = 1/(k-1); \qquad k = \frac{\frac{\pi}{2} - \beta - \sin\beta\cos\beta}{\frac{4\beta}{\pi}\sin\beta + \frac{4}{\pi}\cos\beta - 2\sin\beta}. \qquad (15.27)$$

(3) да айтилганларга асосан, геометрик ҳисоблашда эгилувчан ғилдирак деформациялангунга қадар ва деформациялангандан кейин унинг ўрта чизиғи бўйича қадамлари ўзаро тенг бўлиб қолаверади, бу ҳол қуйидагини ёзишга имкон беради:

$$r_{cш}/r_c = z_ш/z_э, \qquad (15.28)$$

бу ерда: $z_э$ — эгилувчан ғилдиракнинг тишлари сони; $z_ш$ — шартли ғилдиракнинг ҳисоблаб топиладиган тишлари сони.

(15.28) ни (15.26) га қўйиб, ўзгартиришлардан сўнг ушбуни ҳосил қиламиз:

$$z_ш = z_э / \left(1 \pm k' \frac{w_0}{r_c} \right). \qquad (15.29)$$

Сўнгра деформацияланган эгилувчан ғилдирак (15.21-расм, *а*, *б*) ўрта айланасининг радиуси аниқланади:

$$r_{cш} = m\left(\frac{z_э}{2} + x_э \mp h_a^* \mp c^* \mp \frac{h_c}{2m} \right), \qquad (15.30)$$

бу ерда $x_э$ — эгилувчан ғилдиракнинг силжиш коэффициенти; h_a^* — тиш баландлигининг коэффициенти ва c^* — радиал тирқиш коэффициенти — буларнинг иккаласи бошланғич контурнинг параметрларидир; m — ғилдирак тишларининг модули.

(15.30) формула таркибига кирувчи параметрларни қуйидаги тенгламалардан аниқлаш лозим:

$$h_c = \left(60 + \frac{z_э}{5} \right) m\, z_э \cdot 10^{-4}; \qquad (15.31)$$

$$x_э = \left(h_a^* + c^* + \frac{h_c}{2m} \right)\delta; \qquad (15.32)$$

$$\frac{w_0}{r_c} = \pm \left(\frac{z_б - z_э}{z_э} \right)\gamma, \qquad (15.33)$$

бу ерда ички томонга деформацияланишда $\delta = 1$; $\gamma = 0{,}95 \ldots 1{,}1$ (кўпинча $\gamma = 1$), ташқи томонга деформацияланишда эса $\delta = 0{,}8 - 0{,}9$; $\gamma = 0{,}85 - 1{,}1$ қилиб олинади.

Кейин (15.28) формуладан деформацияланмаган эгилувчан гилдирак айланасининг радиуси аниқланади:

$$r_c = \frac{z_6}{z_ш} r_{cш}. \tag{15.34}$$

Тўлқинсимон узатмада деформацияловчи дисклар ёки ҳалқаларнинг ўрнатилиш эксцентриситетига тенг бўлган ўқлараро масофа (15.21- расм *а*, *б* га қаранг) қуйидагига тенгдир:

$$a_w = \pm r_c \pm w_0 \mp r_{cy},$$

ёки

$$a_w = \pm r_c \left(1 \pm \frac{w_0}{r_c}\right) \mp r_{cш}. \tag{15.35}$$

Ўқлараро масофани билиб олгач, тўлқинсимон узатмадаги илашиш бурчагини аниқлаш мум ин:

$$\alpha_w = \arccos \frac{\pm (z_6 - z_ш)\, m \cos \alpha}{2 a_w}. \tag{15.36}$$

Ички томонга деформацияланувчи узатмани $\alpha_w = \alpha$ илашиш бурчагига кўра лойиҳалаш мумкин; бунда (15.32) формулада $\delta = 1$, (15.33) формулада эса $\gamma = 1$; $w_0 = m$ ва $z_2 = z_1 + 2$; $z_ш = z_1$; $z_6 = z_2$ бўлади. У ҳолда

$$x_ш = x_1 = \frac{1}{2}\left(2 h_a^* + 2 c^* + \frac{h_c}{m}\right); \tag{15.37}$$

$$z_ш = \frac{z_1^2}{z_1 + 2 - k'}. \tag{15.38}$$

$2k'$ коэффициент (15.27) формула ёрдамида ҳисобланиши ёки β бурчакка асосан қабул қилиниши мумкин:

β	40°	50°	60°	70°
$2k'$	4,38485	4,02916	3,78522	3,62553

Тўлқинсимон узатманинг қолган параметрлари ҳамда ўлчамлари ички илашмали тишли узатманики каби ҳисобланади.

Тўлқинсимон узатманинг қўлланилиш соҳалари. Тўлқинсимон узатмаларнинг айтиб ўтилган хусусиятлари улардан оқилона фойдаланиш мумкин бўлган соҳаларни белгилаб беради. Бу соҳалар қуйидагилардир: катта узатиш нисбатига эга бўлган ҳамда кўп соҳаларда қўлланиладиган куч ҳамда кинематик юритмалар; топшириқ берувчи ва ижрочи механизмлар; кинематик аниқлиги оширилган ҳисоблаш қурилмалари, автоматик ростлаш ва бошқариш системаларининг кам инерцион, тез ишловчи ижрочи механизмлари; химия, атом ва космик техникада қўлланувчи, ҳаракатни зич қилиб беркитилган бўшлиққа узатувчи юритмалар.

16-боб

ЧИҚИШ БЎҒИНИ УЗЛУКЛИ ҲАРАКАТЛАНУВЧИ МЕХАНИЗМЛАР

Автоматик ва ярим автоматик тарзда ишловчи машиналарда шундай механизмлар кенг қўлланиладики, улар иш цикли жараёнида кириш бўғини узлуксиз ҳаракатланиб турган ҳолда чиқиш бўғинининг белгиланган вақт давомида тўхтаб туришига имконият яратади. Бундай механизмлар чиқиш бўғини тўхтаб-тўхтаб ҳаракатланувчи механизмлар ёки узлукли ҳаракатланувчи механизмлар деб аталади. Тўхташ тўлиқ ёки деярли тўлиқ бўлиши, унинг давом этиш вақти эса олдиндан аниқ белгиланган ёки номаълум бўлиши мумкин. Механизмнинг умумий иш циклида ҳаракатланиш ва тўхташнинг улушини баҳолашда чиқиш бўғинининг ҳаракатланиш вақти ва тўхташ вақтининг нисбий коэффициентлари ҳисобга олинади. Чиқиш бўғинига узлукли ҳаракат бериш учун турли механизмлар қўлланилади. Булар тўсқичли (храпли), мальта, ғилдираги бутун бўлмаган тишли ва бошқа механизмлардир.

16.1-§. Тишли ва тўсқичли механизмлар

16.1-расм, *а* да узлукли ҳаракатланувчи тишли механизм схемаси келтирилган. Унинг *1* етакчи бўғини тишлари сони z_1 бўлган тишли сектордан иборат. Бу тишли сектор тишлари сони $z_2 = z_1$ бўлган *2* тишли ғилдирак билан илашиши мумкин. *1* тишли сектор $\varphi_{1д}$ бурчакка бурилганида *2* бўғин тўхтайди ва ёйлар уни шу ҳолатда қотириб қўяди. Бунда *1* етакчи бўғиндаги *4* чиқиқ *2* етакланувчи бўғиндаги *3* уйиққа кириб туради. Бу ҳолат етакчи ғилдиракнинг $\varphi_{1п}$ бурчакка бурилишига мос келади.

Тўхташ вақтининг $k_п$ коэффициенти қуйидагига тенг (16.1-расм, *б* га қаранг):

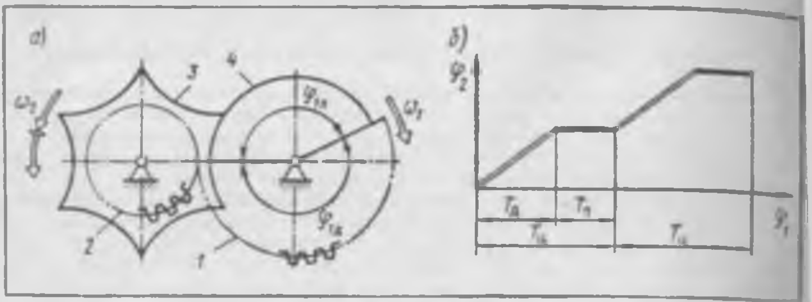
$$k_п = T_п/T_ц = \varphi_{1п}/(2\pi).$$

$\varphi_{1д}$ бурчак $2\pi/z_1$ қийматли бурчак қадамларнинг бутун сонига эга бўлиб, бу сон *1* ғилдиракдаги $2\pi/z_2$ қийматли бурчак қадамларнинг бутун сонига тўғри келади. Бироқ, *2* сектор ва *1* ғилдиракдан ташкил топган тишли узатмада қопланиш коэффициенти одатда >1 бўлади. Бу ҳол *2* ғилдиракнинг 2π бурчакдан каттароқ бўлган қўшимча бурчакка бурилишини юзага келтириши оқибатида ҳаракатнинг навбатдаги босқичининг бошланишида тишларнинг ўзаро туташиш шарти бузилиши мумкин. Бунинг олдини олиш мақсадида механизмни лойиҳалаш жараёнида охирги жуфт тишларнинг қопланиш коэффициентини 1 га тенг бўлишини таъминлаш кўзда тутилади. Бунга *1* сегментдаги охирги тишнинг баландлигини ҳисоблаб аниқланган ўлчамга қисқартириш орқали осонгина эришиш мумкин.

Тишларининг сони тўлиқ бўлмаган механизмларнинг камчилиги шундаки, тишлар илаша бошлаган пайтда ва бўғинлар тўхтагандан сўнг ёйлар воситасида қотириб қўйила бошлаган пайтда зарб пайдо бўлади. Шу сабабли улар тезлаштириладиган массаларининг катталиги кичик бўлган секинюрар машиналарда қўлланилади.

Эркин ҳаракат муфталари ёки тўсқичли ғилдираклар билан биргаликдаги пишангли механизмлар анча кенг қўлланилаётир.

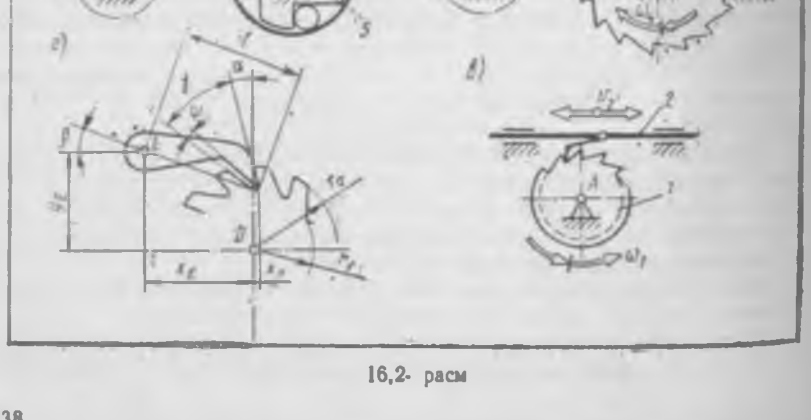
Эркин ҳаракат муфтаси (16.2-расм, *а*) роликлар ёки *4* шарчалар *3* ва *5* бўғинлар элементлари оралиғида жойлашади. *3* ва *5* бўғинларнинг



16.1- расм

нисбий бурилиши йўналишига қараб роликлар ёки 4 шарчалар сиртлар оралиғида қадалиб қолиши ёки сирпаниши мумкин. Роликлар ёки шарчалар 3 бўғин юзасига доим тегиб туриши учун пружиналар қўлланилади. Бу пружиналарнинг таранглик даражасини винтлар (улар схемада кўрсатилмаган) билан ростлаш мумкин. 1 кривошипнинг узлуксиз айланма ҳаракати 2 шатун, 3 коромисло ва роликлар ёки 4 шарчалар ёрдамида 5 бўғиннинг бир томонлама узлукли ҳаракатига ўзгартирилади. 5 бўғиннинг ω_5 бурчак тезлиги ўзгарувчандир.

Тўсқичли (храповикли) механизмлар (16.2-расм, *б,в*) чиқиш бўғинига фақат бир йўналишида тўхтаб-тўхтаб ҳаракатланишга имкон беради. Уларнинг таркибида тишли етакланувчи тўсқичли ғилдирак 4 бўлиб, тишларнинг иш юзаларига иш илгаги (собачка) 5 нинг ва тўх-



16,2- расм

татувчи илгак *6* нинг элементлари тиралиб туради (16.2-расм, *б*). Иш илгаги *5* кривошипи *1* ва шатуни *2* бўлган шарнирли тўрт бўғинли *ABCD* механизмнинг *3* коромислосига шарнир ёрдамида бириктирилган. *3* коромислонинг оғиш бурчаги доимий бўлганда илгак қамраб оладиган тишлар сонини *7* тўсиқ билан ростлаш мумкин. Бунинг учун тўсиқни ташқи ёй бўйлаб суриш лозим. Тўхтатувчи илгак *6* тўсқичли ғилдиракка фойдали қаршилик кучлари таъсирида бурилишга имкон бермайди.

Айрим қурилмаларда кириш бўғини *2* илгарилама ҳаракатланиши (16.2-расм, *в*), тўсқичли ғилдирак *1* эса тўхтаб-тўхтаб айланиши мумкин. Илгак тўсқичли ғилдирак тишларини пухта ушлаб туриши учун пружинанинг мажбурий туташтирувчи кучидан фойдаланилади (16.2-расм, *б*).

Тўсқичли ғилдираклар тишларининг профили турлича бўлиши мумкин. Масалан, ўткир учли нормал профиль (16.2-расм, *б*) ва рахи йўнилган (фаскали), кучайтирилган профиль, тиш таги ичкарига тортилмаган ($\alpha = 0$) ва тиш таги ичкарига тортилган ($\alpha \neq 0$) профиллар (бу ерда α — тиш профилининг ичкарига тортилиш бурчаги) шулар жумласидандир.

Тўсқичли ғилдиракларнинг асосий ўлчам параметри тишлар учларининг $r_a = mz$ радиуслли айланаси бўйича олинадиган стандарт (ГОСТ 95 63—60) m модулидир. Тишнинг $h = r_a - r_f$ баландлиги тишнинг шаклига боғлиқ. Таги ичкарига тортилмаган нормал профилли тишнинг баландлиги қуйидаги формуладан аниқланади:

$$h = \frac{mz\sin(\pi/z)}{\sin\gamma}\cos(\gamma - \pi/z).$$

Таги ичкарига тортилган нормал профилли тишнинг баландлиги ҳам юқоридагига ўхшаш аниқланади:

$$h = \frac{mz\sin(\pi/z)}{\sin\gamma}\cos(\gamma + \alpha - \pi/2)\cos\alpha.$$

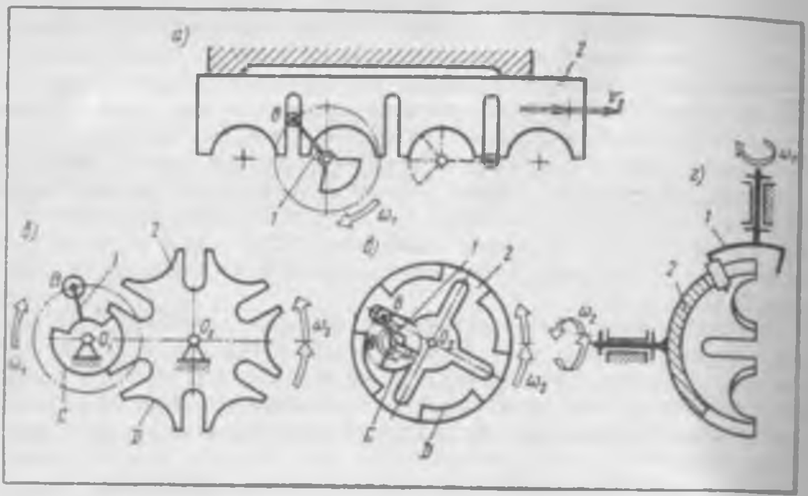
Дастгоҳсозлик нормалига кўра γ ботиқлик бурчаги модулга боғлиқ равишда 55° ёки 60° бўлади. Илгак каллагининг бурчаги γ га қараганда $\psi = 5°$ чалик кичик қилиб олинади. Қолган l, y_E, x_E, $x_П$ ўлчамлар m ва z ларнинг танланган қийматларига кўра белгиланади.

Тўсқичли механизмлар тезкор машиналарда кам ишлатилади, чунки улар шовқин чиқариб ишлайди ва тормоз системаси бўлмаганда чиқиш валининг айланиш ишончлилиги паст.

Қулай кинематик хусусиятларга эгалиги ҳамда маълум вақт ичида кўп марта такрорланувчи жараёнларни амалга ошириш билан боғлиқ бўлган белгиланган тўхтаб туриш вақтини ишончли даражада таъминланганлиги сабабли мальта механизмлари тўсқичли механизмларга қараганда кўпроқ қўлланилади.

16.2-§. Мальта механизмлари

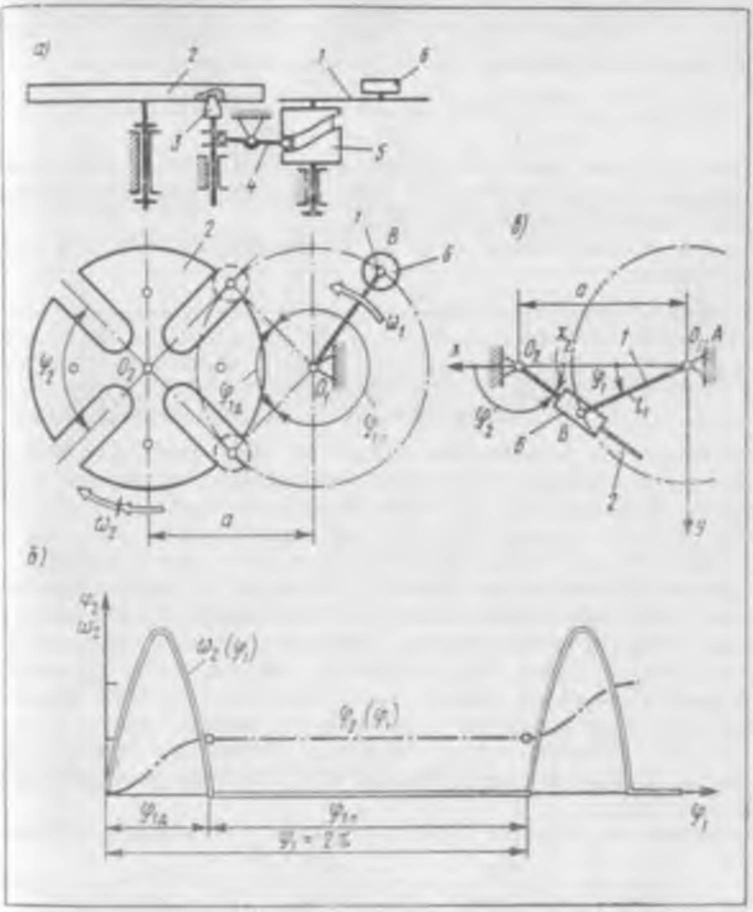
Дастгоҳ-автоматларда, ишлов бериш марказларида ва автоматик линияларда қадамли механизмлар деб аталувчи қурилмалар кенг қўлланилади. Улар кириш бўғинининг узлуксиз айланма ҳаракатини чиқиш



16.3- расм

бўғинининг узлукли ҳаракатига айлантириб беради. Ушбу механизмлар ёрдамида маҳсулотлар ташиб келтирилади, асбоб ва ускуналар битта чизиқли ёки бурчак қадами катталигида алмаштирилади, яъни битта белгиланган ҳолатдан бошқа белгиланган ҳолатга ўтказилади. Қадамли механизмлар ичида энг соддаси мальта механизмларидир. Уларнинг бундай аталишига сабаб шуки, улардаги чиқиш бўғинининг шакли бир вақтлар рицарлар учун руҳонийлар томонидан таъсис этилган Мальта орденининг эмблемасига ўхшайди. Мальта механизмларининг айрим турлари 16.3- расмда келтирилган: *а* — чиқиш бўғини илгарилама ҳаракатланувчи механизм; *б, в, г* — чиқиш бўғини айланма ҳаракатланувчи механизмлар; *б* — ташқи илашмали механизм; *в* — ички илашмали механизм; *б, в* — параллел ўқлар орасидаги механизмлар; *г* — кесишувчи ўқлар орасидаги механизм.

Мальта механизмининг *2* чиқиш бўғини бир қанча арикчали диск ёки стол кўринишида ишланади. Арикчалар сони (z) кўпи билан тўртта (16.3- расм, *в* ва 16.4- расм, *а*) ёки олтита (16.3- расм, *б*) бўлади. Арикчага O ўқ атрофида айланувчи етакчи *1* кривошипда жойлашган *В* бармоқ кириши мумкин. *В* бармоқ арикчага унинг ўқи йўналиши билан мос келувчи O_1B радиусли айланага ўтказилган уринма бўйлаб киради. Шунинг учун бармоқ арикчага кираётиб қаттиқ зарб билан урилмайди. Арикчали диск бошланғич ҳолатида қимирламай туриши керак. Бунинг учун ҳар хил қотириб қўювчи қурилмалар қўлланилади. Масалан, 16.4- расм, *а* даги фиксатор *3* стол *2* ни муайян ҳолатда қимирлатмай ушлаб туради. Фиксатор *3* нинг ҳаракати цилиндрсимон мушт *5* ва пишанг *4* ёрдамида *1* кириш бўғинининг айланиш йўналиши билан мувофиқлаштирилган. Диск *2* ψ_2 бурчакка бурилганда *3* фиксатор билан *2* диск орасида боғланиш бўлмайди. *В* бармоқ арикчадан чиқиб бўлгач, *2* диск бурилишдан тўхтайди ва *3* фиксатор уни берилган вазиятда маҳкам



16.4- расм

ушлаб туради. Шу мақсадда тенг радиусли қулфловчи C ва D ёйлар тарзидаги қотириб қуювчи қурилмалардан ҳам фойдаланиш мумкин (16.3- расм, *б*, *в*). C ва D сиртларнинг эгрилик марказлари O_1 ўқда устма-уст жойлашган пайтда қулфловчи ёйлар 2 чиқиш бўғинини қўзғалмас ҳолатда маҳкам ушлаб туради. Чиқиш бўғинининг бундай ҳолати кириш бўғинининг $\varphi_{1п}$ бурчакка бурилиши даври давомида сақланиб туради (16.4- расм, *б*).

Радиал ариқчалари дискда бир текис жойлашган механизмлар *тўғри мальта механизмлари* деб аталади.

Мальта механизмларининг ҳаракатланиш вақти коэффициенти қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$k_Д = \frac{T_д}{T_ц} = \frac{\varphi_{1д}}{2\pi} = \frac{\pi - \psi_2}{2\pi} = \frac{\pi - 2\pi/z}{2\pi} = \frac{z-2}{2z};$$

тўхташ вақти коэффициенти эса ушбу муносабатдан топилади:

$$k_п = \frac{T_п}{T_ц} = \frac{2\pi - \varphi_{1д}}{2\pi} = \frac{\pi + \psi_2}{2\pi} = \frac{\pi + 2\pi/z}{2\pi} = \frac{z+2}{2z}.$$

Икки арикчали диск ($z = 2$) учун $k_д = 0$ ва $k_п = 1$, яъни бундай механизм ишлаш қобилиятига эга эмас. Шу сабабли мальта механизми дискида арикчалар камида учта бўлади.

Арикчалар сони ошганда $k_д$ ва $k_п$ коэффициентлар қуйидаги чегараларда ўзгаради:

z	2	3	4	5	6	8	10
$k_д$	0	0,167	0,25	0,30	0,33	0,375	0,40
$k_п$	1	0,833	0,75	0,70	0,67	0,625	0,60

Бинобарин, иш жараёни ёки бошқа бир амал диск тўхтаб турган вақтда амалга ошадиган технологик машиналарда арикчалари бўлган дисклар қўлланилади. Бу ҳол чиқиш бўғинининг бурилишига тўғри келадиган ёрдамчи юришлар учун кам вақт сарфланишига имконият яратади. Бироқ, бу омил баъзи ҳолларда арикчалар сонини узил-кесил танлаш учун белгиловчи ягона омил бўла олмайди. Бу, юритма динамикаси билан боғлиқдир, чунки етакланувчи бўғинларнинг бурилиши бир текис эмас. Мальта механизмининг кинематик узатиш функцияларини аниқлаш учун 16.4-расм, *в* да келтирилган алмашма кулисали механизм кўринишидаги ҳисоблаш схемаси кўриб чиқилади (3-бобга қаранг): *2* кулиса *2* дискдаги арикчанинг ўқи билан мос келади, ползун *6* эса l_1 узунликдаги *1* киритиш бўғини айланиши натижасида арикча бўйлаб сирпанувчи бармоқнинг ўрнини босади. O_1O_2 ўқлараро масофа a ҳарфи билан белгиланади.

Кулисанинг φ_2 бурилиш бурчаги қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$\operatorname{tg}\varphi_2 = \frac{l_1 \sin\varphi_1}{a - l_1\cos\varphi_1} = \frac{\lambda_1 \sin\varphi_1}{1 - \lambda_1\cos\varphi_1} = \frac{\sin\varphi_1}{\lambda_a - \cos\varphi_1}, \qquad (16.1)$$

бу ерда: $\lambda_a = a/l_1$ — ўқлараро масофанинг нисбий узунлиги; $\lambda_1 = l_1/a$ — кириш бўғини радиусининг нисбий узунлиги; бундан

$$\varphi_2 = \pi - \operatorname{arctg}[\sin\varphi_1/(\lambda_a - \cos\varphi_1)], \qquad (16.2)$$

ёки

$$\varphi_2 = \pi - \chi,$$

бу ерда

$$\chi = \arcsin\left[-\frac{\lambda_1 \sin\varphi_1}{\sqrt{1 - 2\lambda_1\cos\varphi_1 + \lambda_1^2}}\right].$$

Мальта механизми чиқиш бўғинининг ω_2 бурчак тезлиги (16.2) ифодани умумлашган φ_1 координатага кўра дифференциаллаш орқали аниқланади:

$$\omega_2 = \frac{d\varphi_2}{dt} = \omega_1 \frac{d\varphi_2}{d\varphi_1} = -\omega_1 \frac{\lambda_1 (\cos\varphi_1 - \lambda_1)}{1 - 2\lambda_1 \cos\varphi_1 + \lambda_1^2}. \qquad (16.3)$$

$\varphi_1 = 0$ бўлганда ω_2 бурчак тезлик энг катта қийматга эришади:

$$\omega_{2max} = -\omega_1 \frac{\lambda_1}{1 - \lambda_1} = -\omega_1 \frac{\sin(\pi/z)}{1 - \sin(\pi/z)}.$$

Узатиш нисбатининг энг катта $u_{21max} = \omega_{2max}/\omega_1$ қиймати арикчалар сони z га боғлиқ равишда қуйидагиларга тенг бўлади:

z ...	3	4	5	6	8	10	12
u_{21max}	−6,46	−2,41	−1.43	−1,0	−0,62	−0,45	−0,35

Мальта механизми чиқиш бўғинининг ε_2 бурчак тезланиши (16.3) ифодани дифференциаллаш орқали аниқланади:

$$\varepsilon_2 = \omega_1^2 \frac{\lambda_1 \left(1 - \lambda_1^2\right) \sin\varphi_1}{\left(1 - 2\lambda_1 \cos\varphi_1 + \lambda_1^2\right)^2}.$$

Чиқиш бўғини бурчак тезланишининг $(\varepsilon_2/\omega_1^2)$ кинематик узатиш функцияси ўзининг энг катта қийматига қуйидаги муносабатга кўра аниқланадиган φ_1 бурчакнинг ушбу қийматларида эришади:

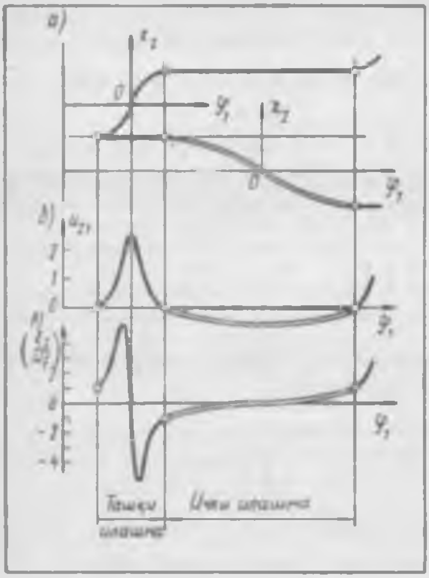
$$(\varphi_1)_{\varepsilon\,max} = \arccos\left[-\frac{1+\lambda_1^2}{4\lambda_1} + \sqrt{\left(\frac{1+\lambda_1^2}{4\lambda_1}\right)^2 + 2}\right]$$

Кинематик функциянинг арикчалар сони z га боғлиқ бўлган энг катта $(\varepsilon_2/\omega_1^2)_{max}$ қийматлари қуйидагилардир:

z	3	4	5	6	8	10	12
$\left(\varepsilon_2/\omega_1^2\right)_{max}$	31,44	5,41	2,30	1,35	0,70	0,46	0,35
$(\varphi_1)_{\varepsilon max}$	4,71	11,46	17,58	22,92	31,65	38,49	44,00

Юқорида келтирилганлардан арикчалар сони кам бўлганда мальта механизми чиқиш бўғинининг динамик хусусиятлари яхши бўлмаслиги маълум бўлади. Масалан, иккита механизмни, ўзаро солиштириб кўрайлик. Уларнинг дисклари *3* ва *8* арикчали, кривошиплари эса бир хил ўзгармас бурчак тезлик билан айланадиган бўлсин. Солиштириш натижасида уч арикчали диск бурчак тезлигининг энг катта қиймаги саккиз арикчалиникига қараганда 45 марта ортиқ бўлиши маълум бўлади. Шунга мос тарзда кинематик жуфтликларда динамик юкланишлар ҳам ортади. Агар ушбу механизмлар кириш бўғинининг айланиш частотасини ўзгартириш эвазига тўхташ даврлари тенг бўладиган ҳол учун солиштирилса, у ҳолда таққосланаётган арикчалар сони учун чиқиш бўғинининг бурчак тезликларидаги фарқ 80 га етади.

Талаб қилинаётган энг мақбул тўхташ вақти коэффициенти, ҳаракатланиш вақти коэффициенти ва кинематик жуфтликлардаги динамик



16.5- расм

юкланишларнинг рухсат этилган қийматлари механизмнинг аниқ ишлаш шароитини таҳлил қилиб танланади. Амалиётда кўпинча 4, 6 ва 8 та арикчаси бўлган дисклар қўлланилади. Шу нарсага эътибор бериш лозимки, ҳаракатнинг бошланиши ва тўхташ даврида дискнинг бурчак тезланиши нолдан бирорта тугал қийматгача сакраш тарзида ўзгаради.

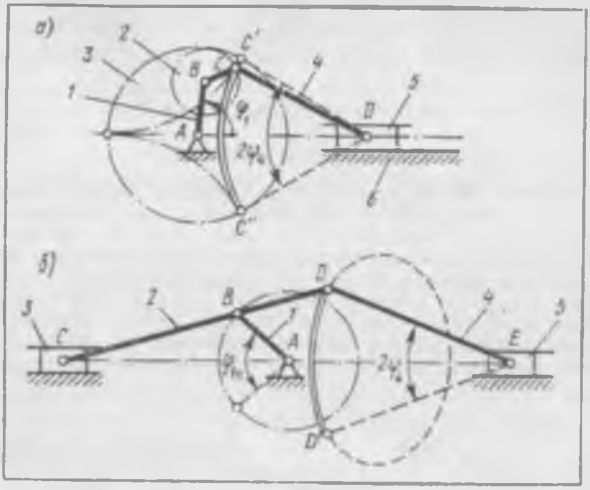
Агар ҳаракатланиш вақти коэффициентига доир кескин чеклашлар бўлмаса, у ҳолда қулайроқ динамик хусусиятларга эга бўлган ички илашмали мальта механизмларини қўллаш мумкин (16.3- расм *в*). Ички илашмали механизмда чиқиш бўғинининг энг катта тезланиши ташқи илашмали механизмга қараганда анча кичик бўлади, бироқ $k_д > 0,5$ бўлганлиги сабабли чиқиш бўғинининг бурилиш вақти унинг тўхташ вақтидан доим ортиқ бўлади.

16.5- расмда келтирилган чизмалар ташқи ва ички илашмали мальта механизмларининг ўзига хос томонлари тўғрисида тасаввур беради. Масалан, 16.5- расм, *а* да чиқиш бўғинининг $\chi_2(\varphi_1)$ ҳолат функциялари ва кинематик узатиш функциялари, *б* да унинг u_{21} тезлиги, *в* да эса унинг ε_2/ω_1^2 тезланиши кўрсатилган. Узлуксиз чизиқлар ташқи илашмага, узлукли чизиқлар эса ички илашмага тааллуқлидир.

16.3- §. Туюлма тўхтаб-тўхтаб ҳаракатланувчи пишангли механизмлар

Катта юкланишларни юқори аниқлик билан узатиш лозим бўлганда ва бунда етакланувчи бўғиннинг тезланиши равон ўзгариши талаб қилинганда узлукли ҳаракатланувчи механизмлар сифатида қуйи кинематик жуфтликли пишангли механизмлар ёки тиш-пишангли механизмлар ишлатилади. Бунда текис ҳаракат содир этувчи бўғинлар нуқталари ҳосил қиладиган эгри чизиқларининг баъзи бир ўзига хос томонларидан фойдаланилади.

16.6- расм, *а* да пишангли планетар механизм схемаси келтирилган бўлиб, ундаги *5* ползун чекка ўнг ҳолатда узоқ муддат туюлма (квази) тўхтаб-тўхтаб (тўхтаганга ўхшаб) ҳаракатланади. Ушбу механизмда *4* шатуннинг *С* бармоғи, одатдаги кривошип-ползунли механизмда бўлгани каби, *1* кривошипнинг *В* ўқида, эмас, балки ички тишли қўзғалмас *3* ғилдиракда юмаловчи *2* планетар ғилдиракнинг радиуси бўйлаб қандайдир *ВС* масофада ўрнатилган. Планетар тишли механизмдаги



16.6- расм

тишли ғилдиракларнинг z_2 ва z_3 тишлари сони шундай танланадики, натижада C нуқта талаб қилинувчи траекторияни чизади. Тавсифланаётган механизмда (16.6-расм, *а*) *3* ва *1* ғилдираклар тишлари сонининг ўзаро нисбати *3* га тенг. Бу ҳолда C нуқта ёпиқ гипоциклоида чизади. Ушбу гипоциклоида ҳар бир шохобчасининг (масалан, 16.6-расм, *а* да) қўш чизиқ билан кўрсатилган $C'C''$ шохобчасининг қандайдир бўлаги доимий эгриликка яқин бўлган эгриликка эга. Агар шатун узунлиги C нуқта траекториясида ушбу бўлагининг эгрилик радиусига тенг қилиб олинса, у ҳолда D нуқта деярли қўзғалмас бўлади, яъни *5* ползун узоқ муддатга туюлма (квази) тўхтайди.

Шатун эгри чизигининг ана шундай хусусиятидан схемаси 16.6-расм, *б* да келтирилган узлукли ҳаракатланувчи механизмда ҳам фойдаланилади. *1*, *2*, *3*, *4*, *5* бўғинлардан ташкил топган кривошип-ползунли механизм ҳам қуйидаги хусусиятга эга: ползунлардан бири — *5* бўғин энг четки ўнг ҳолатда тўхтагандек туюлиб ҳаракатланади. Бунга шатун *4* нинг D нуқтаси *1* кривошип билан эмас, балки *2* шатун билан боғланганлиги туфайли эришилади. D нуқта мураккаб бўлган шатун эгри чизиғини ҳосил қилади. Бироқ уни чизиқнинг маълум бир бўлагида, масалан, DD' бўлагида (16.6-расм, *б*) эгрилиги ўзгармас бўлган ёй билан алмаштириш (аппроксимациялаш) мумкин. DE шатун узунлиги $2\psi_4$ бурчак доирасида ушбу ёйнинг эгрилик радиусига тенг қилиб олинса, *5* ползуни *туюлма узлукли ҳаракатланувчи* механизм ҳосил бўлади.

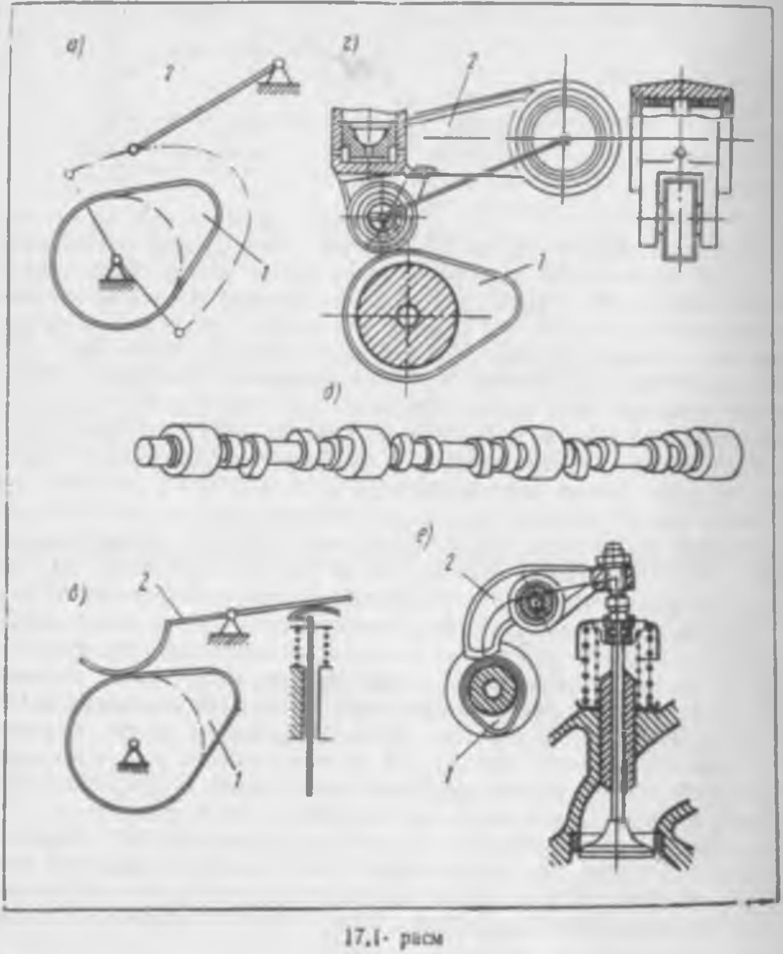
Баъзан эгри чизиқларнинг туппа-тўғри бўлакларидан фойдаланилади. Агар бундай квази тўғри чизиқ бўйлаб кулисали механизм ползуни ҳаракатлантирилса, у ҳолда траекториянинг ушбу бўлагида ползун кулиса арикчаси бўйлаб ҳаракатланаётган вақтда кулисанинг ўзи гўё

тўхтаб-тўхтаб ҳаракатланаётгандек бўлади. Бу тарзда ҳаракатланадиган бундай механизмлар бўғинларининг анча узун бўлиши, бунинг натижасида ташқи ўлчамларининг катта бўлиши уларнинг камчилигидир.

17- боб

МУШТЛИ МЕХАНИЗМЛАР

Кўпгина машиналарнинг иш жараёни улар таркибида чиқиш бўғинлари бошқа механизмлар билан мувофиқлашган тарзда, белгиланган аниқ қонуният бўйича ҳаракатланувчи механизмлар бўлишини тақозо этади. Бундай масалани ҳал қилиш учун энг оддий, ишончли ва ихчам тарздаги муштли (кулачокли) механизмлар қўлланилади. Улар чиқиш бўғини — итаргичнинг ҳаракатини назарий жиҳатдан аниқ амалга оширади. Уларнинг кириш бўғини мушт (кулачок) деб аталади. Узатиш функцияси билан бериладиган итаргичнинг ҳаракат қонуни муштнинг профилига боғлиқ бўлиб, муштли механизмнинг асосий хусусиятидир. Ўз навбатида, механизм-

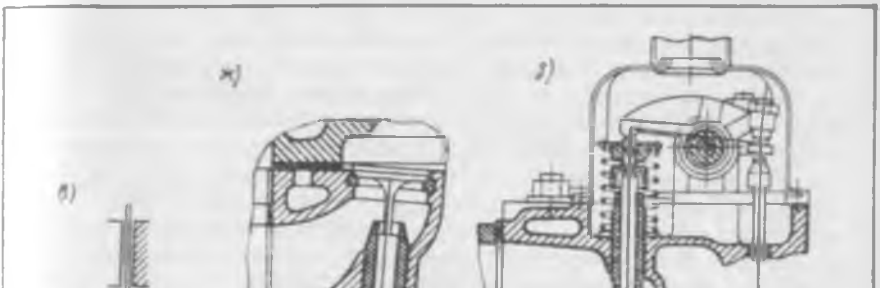


17.1- расм

нинг ишлаш хусусиятлари, шунингдек динамик ва титраш билан боғлиқ сифатлари муштли механизмнинг асосий хусусиятига боғлиқ. Муштли механизмларни лойиҳалаш итаргичнинг ҳаракатланиш қонунини белгилаш, тузилиш схемасини танлаш, асосий ҳамда ташқи ўлчамларини аниқлаш, мушт профили координаталарини ҳисоблаш босқичларини ўз ичига олади. Мазкур босқичларни амалга ошириш усуллари ушбу бобда баён этилади.

17.1-§. Муштли механизмларнинг турлари ва уларнинг ўзига хос томонлари

Муштли механизмларнинг кинематик схемалари тўғрисида умумий тасаввурни 17.1-расмда кўрсатилган ички ёнув двигателининг газ тақсимлаш механизми мисолида ҳосил қилиш мумкин. Бу механизмлар клапанларни очиш ва ёпиш учун хизмат қилади. Натижада двигатель цилиндрларига ёнувчи аралашма (ёки ҳаво) кириши учун, ишлаб бўлган газнинг чиқиб кетиши учун ҳамда сиқиш ва иш юриши тактлари вақтида ёниш камерасининг ташқи муҳитдан ишончли тарзда муҳофазаланиши учун имконият туғилади.



17.1-расмнинг давоми

Газ тақсимлаш механизмларининг кинематик схемалари 17.1-расм, *а б, в* да, улардаги *1* ва *2* бўғинларнинг конструктив ижроси эса 17.1-расм, *г, д, е, ж, з, и* да келтирилган.

Машина конструкциясининг хусусиятларига, вазифасига ва яна бир қанча бошқа омилларга кўра турли муштлар қўлланилади. 17.2-расмда улардан асосийлари тасвирланган: *а, б — илгарилама ҳаракатланувчи текис муштлар; в, г — цилиндрсимон муштлар; д, е, ж — дисксимон муштлар; з — конуссимон мушт; и — гиперболоидсимон мушт, к — коноид мушт.* Муштли механизмнинг итаргичи турлича ҳаракатланади. Масалан, 17.2-расм, *а, в, г, д, ж, з* лардаги итаргичлар илгарилама, *б, е, и* лардагилари айланма ҳаракат қилади, *к* дагиси эса иккала турдаги илгарилама ҳаракатни содир қилади.

Олий кинематик жуфтликдаги элементларнинг ўзаро уриниши арикчалар ҳисобига (17.2-расм, *б, ж, и*), қамровчи роликлар ҳисобига (17.2-расм, *г*) *геометрик тарзда туташиш орқали* ёки оғирлик кучи, пружинанинг эластиклик кучи (17.1-расм, *б, в, е, ж, з* га қаранг), суюқлик ёки ҳаво босими таъсирида *куч билан туташиш* орқали таъминланиши мумкин.

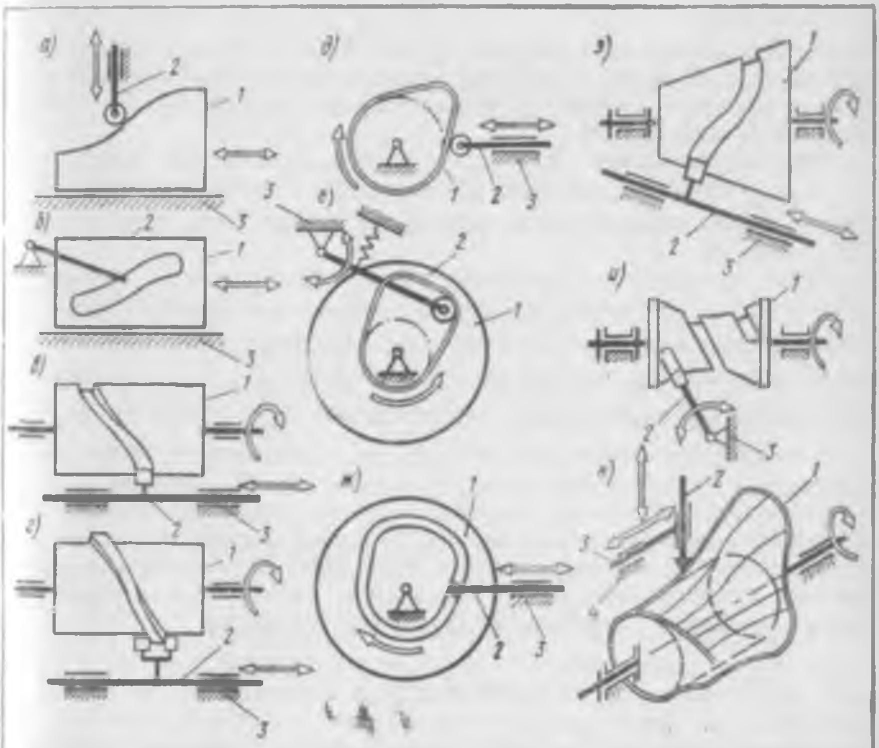
Итаргичларнинг муштдан тушаётган юкни қабул қилувчи иш юзалари ишлаш жараёнида ейилади. Ейилишни камайтириш ҳамда турткичнинг уринувчи юзаси бир текис ейилишига эришиш, механизмнинг ишончли ишлашини ошириш ва хизмат муддатини узайтириш учун турли бошмоқлар қўлланилади. Улардан энг кўп қўлланиладигани қуйидагилардир (17.1-расмга қаранг): *а, г* — роликсимон; *в, ж* — тарелкасимон, *б, е* — цилиндрсимон ҳамда *з, и* — сферасимон уринувчи юзали тарелкасимон бошмоқлар. Шунингдек, кичик радиусли сфераси бўлган ўткир учли бошмоқлар ҳам қўлланилади. Роликсимон бошмоқлар юмалаш ишқаланиши билан алмаштириш орқали сирпаниш ишқаланишини қисман йўқотишга, олий кинематик жуфтлик элементларининг ейилишини камайтиришга ва механизмнинг ишончли ишлашини оширишга имкон беради.

Муштлар, итаргичлар, бошмоқларнинг, кинематик жуфтликни туташтириш усулларининг ҳамда уларнинг конструктив ижросининг мумкин бўлган умумий сони жуда кўп. Улардан энг мақсадга мувофиқлиси кўпгина омилларни ҳисобга олган ҳолда танлаб олинади. Энг тўғри ечим, фойдаланиш тажрибаси ва турли-туман машиналар муштли механизмларининг ишончлилиги ва чидамлигига доир маълумотлар асосида ҳосил қилинади. Бироқ, шундай асосий омиллар ва кўрсаткичлар борки, муайян муштли механизмларни лойиҳалаш чоғида уларни ҳисобга олиш зарур бўлади.

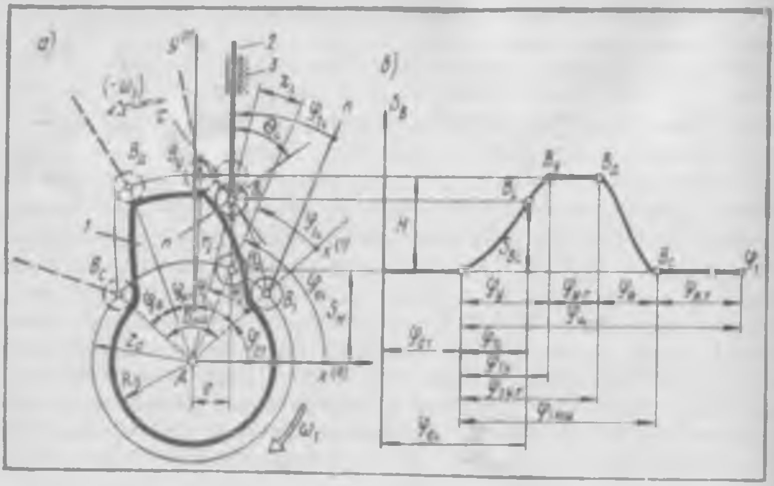
Итаргичнинг ҳаракат қонунини танлаш билан боғлиқ бўлган масалаларнинг бутун мураккаб мажмуини ҳисобга олувчи ягона универсал омил йўқ. Шу сабабли мушт профилининг самарадорлигини баҳолашда берилган шартлар ҳамда чеклашларнинг мажмуи белгиланади ва улар муҳимлигининг пасайиб бориши тартибида кўрсатилади. Лойиҳалашнинг дастлабки босқичларида энг зарур шартларнинг ечимлари топилади, сўнгра топилган ечимларга иқтисодий, технологик, фойдаланиш ва яна бошқа амалий мулоҳазалар асосида аниқликлар киритилади.

17.2-§. Итаргичнинг ҳаракат қонуни ва уни танлаш

Итаргичи илгарилама ҳаракатланувчи муштли механизм (17.3-расм, *а*) учун 17.3-расм, *б* да келтирилган эгри чизиқ итаргичнинг силжиши билан муштнинг бурилиш бурчаги орасидаги боғлиқликни ифодаловчи энг кўп қўлланиладиган графикдир. Ушбу графикда цикл ичида ($\varphi_{ц}$ бурчак) тўрт фазани ва уларга мос келувчи фаза бурчакларини ажратиб кўрсатиш мумкин: узоқлашув бурчаги ($\varphi_у$), узоқда туриш бурчаги ($\varphi_{у\ т}$), яқинлашув бурчаги ($\varphi_я$), яқинда туриш бурчаги ($\varphi_{я\ т}$). Олий кинематик жуфтликдаги уриниш геометрик тарзда ёпиқ бўлса, итаргич ҳаракатининг иккала фазасида (яқинлашув фазасида ҳам, узоқлашув фазасида ҳам) мушт етакчи бўғин бўлади. Уриниш куч таъсирида юзага келса (17.1-расм, *б*) яқинлашув фазасида итаргичнинг ҳаракати пружинанинг кучи (ёки оғирлик кучи, ёхуд ҳаво босими таъсирида), узоқлашув фазасида эса мушт профили таъсирида содир бўлади; мушт профили ҳосил қилган куч уриниш нуқтасидан ўтувчи *n — n* нормаль бўйлаб таъсир қилади (17.3-расм, *а*). *n — n* нормаль билан *2* чиқиш бўғи-



17.2- расм



17.3- расм

нининг ҳаракат йўналиши орасидаги бурчак θ босим бурчаги дейилади. Жорий θ_i босим бурчаги ўзгарувчан катталик бўлиб, нормалнинг итаргич тезлиги векторига нисбатан жойлашувига кўра мусбат ёки манфий ишорали бўлиши мумкин.

Фаза бурчакларининг $\varphi_у + \varphi_{у.т} + \varphi_я = \varphi_{1иш}$ йиғиндиси муштнинг $\delta_{иш} = \varphi_{1иш}$ ишчи профили бурчагини белгилайди. Бу бурчак марказий бурчак бўлиб, муштнинг ишчи профили шу бурчак ичида жойлашади (17.3- расм, *б*).

Мушт профилидаги *B* нуқтанинг $x_B^{(0)}$, $y_B^{(0)}$ координаталари итаргичнинг қўзғалмас $Ax^{(0)}y^{(0)}$ координаталар системасидаги ҳолатини белгилайди. $x_B^{(0)} = e$ координата *2* итаргичнинг *1* муштнинг *A* айланиш ўқига нисбатан сурилишини кўрсатади. $y_B^{(0)}$ координата $(S_н + S_{Bi})$ йиғинди кўринишида берилиши мумкин. Ундаги биринчи $S_н = \sqrt{r_0^2 + e^2}$ қўшилувчи ўзгармас катталик, иккинчи $S_{Bi}(\varphi_1)$ қўшилувчи эса муштнинг φ_1 бурилиш бурчаги функциясидир. r_0 радиус марказий профилнинг бошланғич радиуси деб аталади; марказий профиль роликнинг бошланғич R_0 радиусли конструктив профиль бўйлаб нисбий юмалаши натижасида ролик ўқининг чизган траекторияси бўлади. Шу нарсага эътибор бериш лозимки, мушт профилидаги B_i нуқтанинг ψ_i қутбий бурчаги умумий ҳолда муштнинг φ_{1i} бурилиши бурчагига тенг бўлмайди;

$$\psi_i = \varphi_{1i} + \chi_i,$$

бу ерда $\chi_i = \operatorname{arctg}[(S_н + S_{Bi})/e] - \operatorname{arctg}(S_н/e)$. $e = 0$ бўлган хусусий ҳолда $\chi_i = 0$ ва $\varphi_{1i} = \psi_i$ бўлади.

B нуқтанинг AB радиус-вектори, r_i ва унинг энг катта $r_{э.кат}$ қиймати қуйидаги муносабатлардан аниқланади:

$$r_i = \sqrt{(S_н + S_{Bi})^2 + e^2}; \qquad r_{э.кат} = \sqrt{(S_н + H)^2 + e^2}.$$

B нуқтанинг I мушт билан боғланган қўзғалувчан $Ax^{(1)}y^{(1)}$ координаталар системасидаги координаталари ушбу муносабатлардан аниқланади:

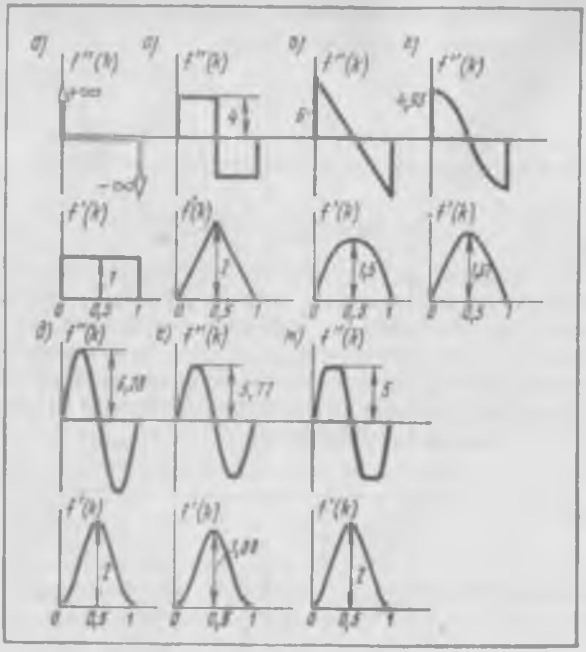
$$x_B^{(1)} = r_i \cos \psi_i; \quad y_B^{(1)} = r_i \sin \psi_i.$$

Лойиҳалаш тажрибасида 17.4-расмда узоқлашув фазаси учун кўрсатилган итаргичнинг нисбатан анча оддий ҳаракат қонунларидан энг кўп фойдаланилади. Расмдаги *а* — чизиқли; *б* — параболасимон; *г*—косинусоидасимон; *д* — синусоидасимон; *в*, *е*, *ж* — полиномлар орқали кўрсатилган ҳаракат қонунлари. Узоқлашув фазасида қиймати $0 \leq k_y \leq 1$ оралиқда бўладиган ўлчамсиз k параметрга боғлиқ бўлган силжиш функциялари 17.1-жадвалга келтирилган.

17.1-жадвал

Итаргичнинг ҳаракат функцияси	$k_y = \varphi_i/\Phi_y$ нинг ўзгариш чегаралари	Итаргичнинг тезлик ва тезланишлар графиклари	Коэффициентларнинг энг катта қийматлари	
			$\|\dot{f}(k_y)\|_{max}$	$\|\ddot{f}(k_y)\|_{max}$
$S = H k_y$	0...1,0	17.4-расм, *а*	1,0	$\pm\infty$
$S = 2Hk_y^2$	0...0,5	17.4-расм, *б*	2,0	±4
$S = H[1 - 2(1 - k_y)^2]$	0,5...1,0			
$S = H(3k_y^2 - 2k_y^3)$	0...1,0	17.4-расм, *в*	1,5	±6
$S = \frac{1}{2} H[1 - \cos(\pi k_y)]$	0...1,0	17.4-расм, *г*	1,57	±4,93
$S = H[k_y - (\sin 2\pi k_y)/(2\pi)]$	0...1,0	17.4-расм, *д*	2,0	±6,28
$S = H(10k_y^3 - 15k_y^4 + 6k_y^5)$	0...1,0	17.4-расм, *е*	1,88	±5,77
$S = H\frac{8}{3}(5k_y^3 - 15k_y^4 + 24k_y^5 - 16k_y^6)$	0...0,5	17.4-расм, *ж*	2,0	±5,0
$S = H\{1 - \frac{8}{3}[5(1 - k_y^3) - 15(1 - k_y)^4 + 24(1 - k_y)^5 - 16(1 - k_y)^6]\}$	0,5...1,0			

Чизиқли қонуниятда итаргичнинг $v = ds/dt$ ҳаракат тезлиги узоқлашув фазасида ўзгармас, $a^\tau = dv/dt$ тезланиши нолга тенг бўлади. Бироқ, фазанинг бошида ва охирида тезланиш чексизликка интилади, бу ҳол «қаттиқ» зарба кўринишида намоён бўлади. Итаргичнинг массаси кичик, ҳаракат тезлиги паст бўлгандагина бундай қонуниятдан фойдаланиш мумкин.



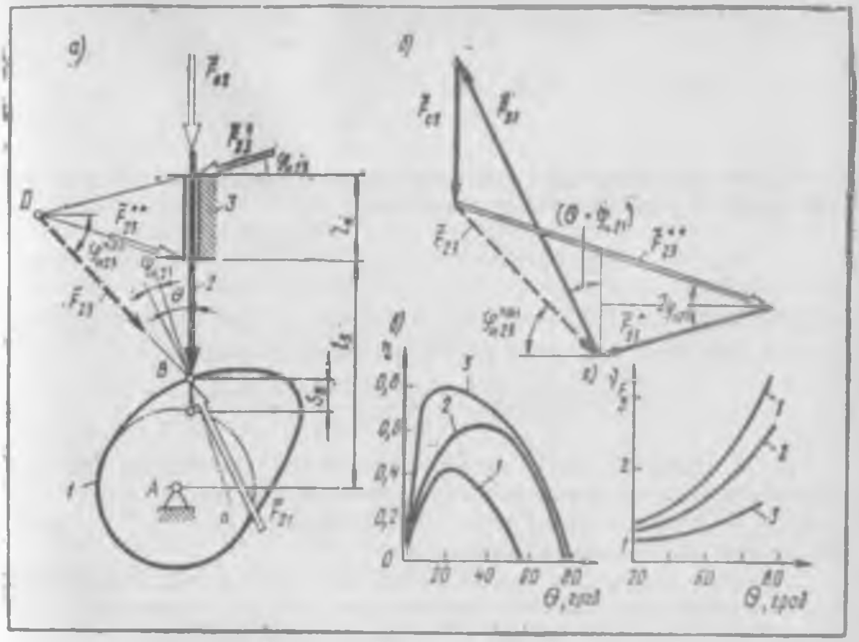
17.4- расм

Параболасимон (17.4-расм, *б*, *в*) ва косинусоидасимон (17.4-расм, *г*) ҳаракат қонунларига хос бўлган тезланиш эгри чизиқларининг узилиш нуқталарида итаргичнинг тезланиши ва инерция кучи охирги катталик миқдорида ўзгаради («юмшоқ» зарба). Агар профилларни тайёрлашда хатолик анча кам бўлса, тезланишларнинг ўзгариш эгри чизиғи равон бўлганда (17.4-расм, *д*, *е*, *ж*) назарий жиҳатдан зарблар бўлмайди.

Итаргичнинг тезланиш эгри чизиғи равон ва узлуксиз бўлишини (17.3-расм, *д*, *е*, *ж*) таъминловчи муштлар энг кўп қўлланилади. Баъван зарбсиз профиль учта равон эгри чизиқ билан: мусбат тезланиш соҳасида — синусоида яримтўлқини билан, манфий тезланиш соҳасида — синусоида чорак тўлқини билан ва квадратсимон парабола билан берилади. 17.1-жадвалда итаргичнинг энг катта тезлик ва тезланишларининг сон қийматлари нисбий кўринишда келтирилган.

17.3-§. Кинематик жуфтликларда босим бурчаги ва кучларнинг ошиб бориши коэффициенти

θ босим бурчаги олий кинематик жуфтликда нормалнинг тезлик векторига ва етакланувчи бўғиннинг уриниш нуқтасига нисбатан ҳолатини белгилайди (12.2-расмга қаранг). Унинг катталиги механизмнинг ўлчамларига, итаргичнинг ҳаракатланиш тезлиги $v_{qB} = v_B/\omega_1$ узатиш функция-



17.5- расм

сига ва S_B силжиш функциясига кўра аниқланади [(12.11) ва (12.12) формулаларга қаранг].

Итаргичдаги берилган ташқи статик юкланишда (масалан, $F_{пс2}$ фойдали қаршилик кучида, куч орқали уринишни таъминловчи пружинанинг $F_п$ эластиклик кучи ва итаргичнинг G_2 оғирлик кучида) кинематик жуфтликлардаги реакция кучлари босим бурчагига, яъни итаргичнинг ҳаракат қонуни ҳамда механизмнинг ташқи ўлчамларига боғлиқ бўлади (17.5-расм, *а*). Итаргичга қўйилган кучлар планини (17.5- расм, *а*, *б*) ҳамда (12.11) ва (12.12) формулаларни таҳлил қилиб бу хулосанинг тўғрилигини осонгина аниқлаш мумкин. θ босим бурчаги қанчалик катта бўлса, кинематик жуфтликлардаги F_{23} ва F_{21} реакция кучлари шунчалик катта бўлади. Бинобарин, берилган ишқаланиш коэффициентларига кўра, *2* итаргич бошмоғи билан *1* мушт орасидаги $f_{п21}$ ва *2* турткич билан *3* йўналтирувчи орасидаги $f_{п23}$ ишқаланиш кучлари ҳам шунчалик катта бўлади. Итаргич ва йўналтирувчидан иборат бўлган илгарилама кинематик жуфтликдаги кучларни ҳисоблашда келтирилган $f_{п23}^{кел}$ ишқаланиш коэффициентидан фойдаланилади. Бу коэффициент F_{23} реакция кучининг итаргичнинг ҳаракат йўналиши чизиғига ўтказилган перпендикуляр чизиққа нисбатан ҳолатини белгиловчи $\varphi_{п23}^{кел}$ бурчак ўлчамига кўра ҳисоблаб аниқланади.

2 бўғинга қўйилган кучлар (17.5- расм, *а*) орасидаги қуйидаги муносабатларни ёзиш мумкин:

$$\overline{F}_{c2} = \overline{F}_{nc2} + \overline{G}_2 + \overline{F}_n + \overline{\Phi}_2;$$
$$\overline{F}_{23} + \overline{F}_{c2} + \overline{F}_{21} = 0;$$
$$\overline{F}^{*}_{23} + \overline{F}^{**}_{23} = \overline{F}_{23}.$$

$\overline{F}_{21}$ куч координаталари осон аниқланадиган кучларнинг D ва B тугунларидан ўтиши лозим бўлганлиги учун

$$\operatorname{tg} \varphi^{кел}_{п23} = \frac{l_3 + 0,5\, l_н - s_н + s_B(\varphi_1)}{0,5\, l_н / \operatorname{tg} \varphi_{п23}},$$

$\varphi^{кел}_{п23} = \operatorname{arctg} f^{кел}_{п23} \approx f^{кел}_{п23}$; $\varphi_{п23} = \operatorname{arctg} f_{п23} \approx f_{п23}$, деб олган ҳолда юқоридаги муносабат узил-кесил қуйидаги кўринишда ёзилади:

$$f^{кел}_{п23} = f_{п23} = \left(\frac{l_3 - s_н + 0,5\, l_н - s_B(\varphi_1)}{0,5\, l_н} \right).$$

Л. Н. Решетов муштли механизмларда босим бурчагининг куч узатилиш шартига таъсирини баҳоловчи параметр сифатида **кучларнинг ошиб бориш коэффициенти** деб атаган $\nu_F = F_{21}/F_{c2}$ кучлар нисбатидан фойдаланишни таклиф этди.

Итаргичи илгарилама ҳаракатланувчи ясси муштли механизмлар учун ν_F ни аниқлашнинг аналитик муносабатини синуслар теоремасига асосланган ҳолда кучлар планидан (17.5-расм, *б*) аниқлаш осон:

$$\frac{F_{c2}}{\sin(90^\circ - \varphi^{кел}_{п23} - \theta - \varphi_{п21})} = \frac{F_{21}}{\sin(180^\circ - \varphi^{кел}_{п23})},$$

ёки

$$\nu_F = \frac{F_{21}}{F_{c2}} = \frac{\cos \varphi^{кел}_{п23}}{\cos(\theta + \varphi^{кел}_{п23} + \varphi_{п21})}.$$

17.5-расм, *г* да $(f_{п21} + f^{кел}_{п23})$ ишқаланиш коэффициентларининг 0,1; 0,2; 0,3 га тенг қийматларида кучларнинг ошиб бориш коэффициентининг ўзгариш эгри чизиқлари учта ҳол учун кўрсатилган бўлиб, *1* эгри чизиқ 0,1 га, *2* эгри чизиқ 0,2 га, *3* эгри чизиқ 0,3 га тўғри келади. ν_F га рухсат этилган қийматни бериб юқоридаги формулага асосан босим бурчагининг рухсат этилган қийматини аниқлаш мумкин:

$$\theta_{р.э.} = \arccos\left(\frac{\cos \varphi^{кел}_{п23}}{\nu_{F р.э.}} \right) - \varphi^{кел}_{п23} - \varphi_{п21}.$$

$f_{п21}$ ва $f^{кел}_{п23}$ ишқаланиш коэффициентлари қанчалик кичик ҳамда ν_F коэффициентнинг рухсат этилган қиймати қанчалик катта бўлса, муштли механизмларни лойиҳалашда θ босим бурчагининг шу қадар катта қийматидан фойдаланиш мумкин бўлади.

Тақрибий ҳисоблашлар учун $\theta_{р.э.}$ рухсат этилган босим бурчагининг қуйидаги қийматлари қабул қилинади: илгарилама ҳаракатланувчи итар-

гичлар учун $\theta_{р.з.} = 30 \ldots 15°$; айланма ҳаракатланувчи итаргичлар учун $\theta_{р.з.} = 45 \ldots 20°$.

Механизмнинг ташқи ўлчамлари имкон берган ҳолда ишқаланишдаги исрофларни камайтириш учун бурчакнинг $\theta_{р.з.} = 15 \ldots 20°$ оралиқдаги кичикроқ қийматларини қабул қилиш мақсадга мувофиқ. Бу ҳол η фойдали иш коэффициентига ижобий таъсир кўрсатади (бу коэффициент ҳаракатлантирувчи куч аниқ бир вақт оралиғида бажарган ишнинг қанча қисми ишқаланишни енгиш учун сарфланганлигини билишга имкон беради). Итаргичи илгарилама ҳаракатланувчи механизм учун 17.5-расм, *в* да учта эгри чизиқ келтирилган. Улар $f_{п21}$ ва $f_{п23}$ коэффициентларнинг турли қийматларида оний фойдали иш коэффициентининг босим бурчагига боғлиқ тарзда ўзгаришини кўрсатади:

Эгри чизиқ	*1*	*2*	*3*
$f_{п21}$	0,2	0,2	0,01
$f_{п23}^{ил}$	0,4	0	0,2

Эгри чизиқлар ФИК нинг энг катта қийматлари муайян босим бурчакларига тўғри келишини кўрсатади.

17.4-§. Берилган босим бурчагига кўра муштли механизм ўлчамларини аниқлаш

Лойиҳаланган механизмнинг самарали ишлашини таъминловчи ташқи ўлчамлари (муштнинг r_0 радиуси, итаргич ва мушт ўқларининг *e* силжиши, *a* ўқлараро масофа ва ҳоказо) белгиланган шарт ҳамда чеклашларга боғлиқ. Белгиланган чеклашларга кўра энг яхши ечим деб шундай ечимга айтиладики, бунда лойиҳаланган механизмнинг ташқи ўлчамлари энг кичик бўлади. Бинобарин, (12.11) ва (12.12) муносабатларни ҳисобга олган ҳолда оптималлашнинг математик модели қуйидаги кўринишда ёзилиши мумкин:

илгарилама ҳаракатланувчи итаргич учун

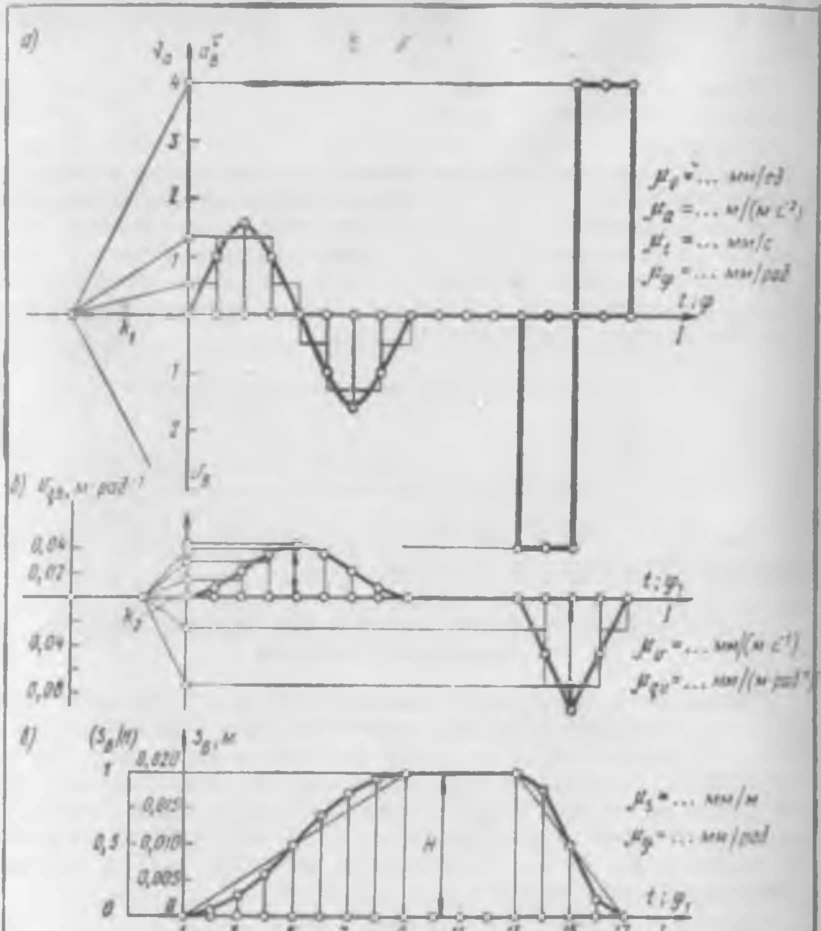
$$\theta = \mathrm{arctg}\frac{(v_B/\omega_1 \mp e)}{s_0 + s_B(\varphi_1)} \leqslant \theta_{р.з.}; \tag{17.1}$$

айланма ҳаракатланувчи итаргич учун

$$\theta = \mathrm{arctg}\frac{(v_B/\omega_1) - (a\cos\varphi_2 - l_2)}{a\sin\varphi_2} \leqslant \theta_{р.з.} \tag{17.2}$$

(17.1) ва (17.2) муносабатлар ўзгарувчан катталик бўлган босим бурчагининг энг катта қийматини чеклайди. Мазкур босим итаргич ҳаракатининг берилган кинематик параметрларининг ўзгариш қонунига боғлиқ.

Муштли механизмларни лойиҳалашда конструктор итаргичнинг ҳаракат қонунини олдиндан қўйилган талабларни энг яхши тарзда қаноатлантирадиган қилиб танлашга интилиши зарур. Кўп ҳолларда муштнинг



17.6- расм.

бурилиш бурчаги функциясида (17.6-расм, *а*) итаргич a_B тезланишининг ўзгариш графиги (ёки тезланиш $\nu_a = a_{Bi}/a_{B\,бошл}$ нисбатлари қийматларининг ўзгариш графиги) бошлангич график қилиб олинади. Қолган кинематик параметрлар аналитик тарзда ёки рақамли ёхуд график тарзда интеграллаш йўли билан олинади. Масалан, итаргичнинг v_B тезлик графиги ёки $v_{qB} = v_B/\omega_1$ тезлик кинематик узатиш функциясининг графиги график тарзда интеграллаш йўли билан қуйидаги муносабатлардан аниқланади:

$$a_B^\tau = \frac{dv_B}{dt} = \frac{dv_B}{d\varphi_1}\,\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1\frac{dv_B}{d\varphi_1},$$

бундан

$$v_B = \int\limits_{t_б} a_B^{\tau}\, dt; \qquad v_{qB} = v_B/\omega_1 = \int\limits_{\varphi_{1б}} \left(\frac{a_B^{\tau}}{\omega_1^2}\right) d\varphi_1.$$

Графиклар масштаблари орасидаги боғлиқлик қуйидагича: $\mu_v = \mu_a \mu_t / K_1$; $\mu_{qv} = \mu_{qa} \mu_{\varphi} / K_1$, бунда $[\mu_v]$ = мм/(м·с$^{-1}$); $[\mu_{qv}]$=мм/(м·рад$^{-1}$).

Итаргичнинг силжиш графигига (17.6-расм, *в*) ўтиш ҳам ушбу муносабатлар бўйича юқоридагидек амалга оширилади:

$$v_B = \frac{ds_B}{dt} = \frac{ds_B}{d\varphi_1}\,\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1 \frac{ds_B}{d\varphi_1},$$

бундан

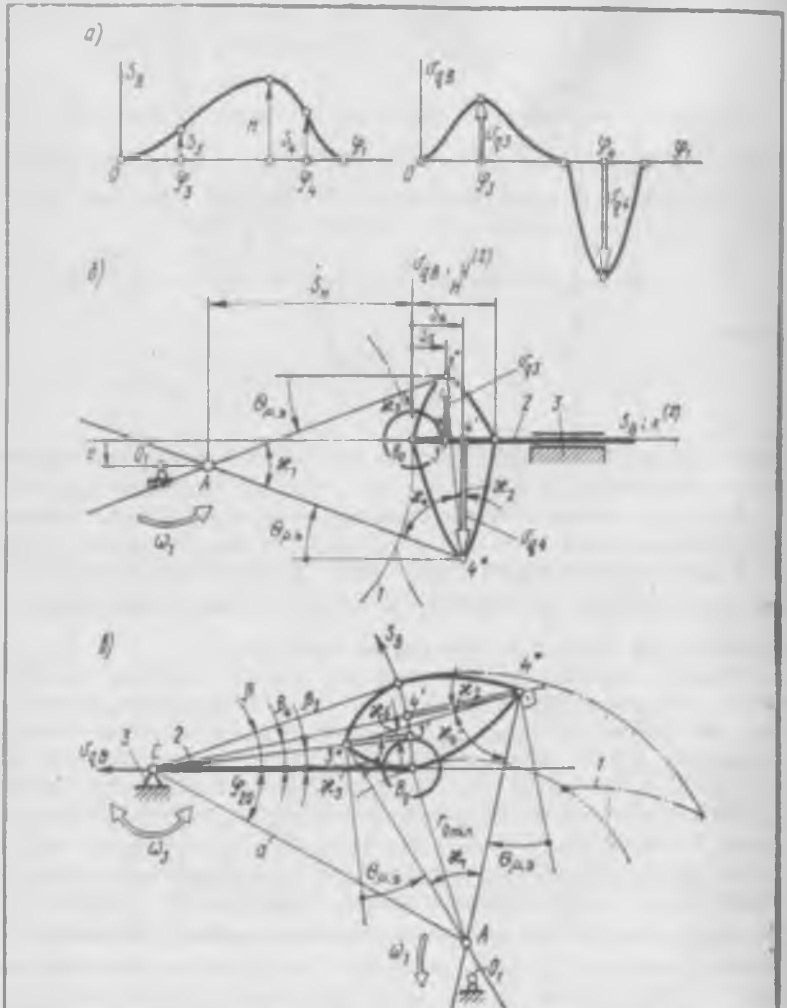
$$S_B = \int\limits_{t_б} v_B\, dt; \quad S_B = \int\limits_{\varphi_{1б}} \left(\frac{v_B}{\omega_1}\right) d\varphi_1 = \int\limits_{\varphi_{1б}} v_{qB}\, d\varphi_1.$$

Бунда графиклар масштаблари орасидаги боғлиқлик қуйидаги муносабатлардан аниқланади: $\mu_s = \mu_v \mu_t / K_2$ ва $\mu_s = \mu_{qv} \mu_{\varphi} / K_2$, бу ерда $[\mu_s]$ = мм/м.

Юқорида ёзилган θ босим бурчагига доир чеклашларга геометрик изоҳ бериш мумкин. Берилган (17.7-расм, *а*) ёки ҳисоблаб топилган (17.6-расм, *б*, *в* га қаранг) $S_B(\varphi_1)$ ҳолат функциясидан ва $v_{qB}(\varphi_1)$ узатиш функциясидан фойдаланган ҳолда v_{qB}, S_B координаталарда, яъни $\dot{x}$ тезлик — x силжишга кўра график ясалади.

Итаргич айланма ҳаракат қилганда боши C нуқтада жойлашган қутбий координаталар системаси (17.7-расм, *в*) танланади; итаргич илгарилама ҳаракат қилганда B_0 бошланиш нуқтаси муштнинг бошланғич айланасида ётувчи тўғри бурчакли $x^{(2)}y^{(2)}$ координаталар системаси (17.7-расм, *б*) танланади. Ўнг координаталар системаси қабул қилинади. S_B силжишнинг мусбат йўналишидан кинематик узатиш функциясининг мусбат катталикларини тасвирловчи кесмалар томонга буриш соат милининг ҳаракат йўналишига қарама-қарши йўналишда амалга оширилади. Бинобарин, S_B ни B роликнинг пастки ҳолатидан ўнг томонга жойлашда v_{qB} нинг мусбат қийматлари юқорига, манфий қийматлари эса пастга қўйилади (17.7-расм, *а*). Бунда *1* мушт мусбат йўналишда, яъни соат милининг ҳаракат йўналишига қарама-қарши йўналишда айланади (17.7-расм, *б*). Координаталар ўқлари бўйича масштаблар қийматлари $[\mu_s]$ = мм/м ва $[\mu_{qv}]$ = мм/(м·рад$^{-1}$) ўзаро тенг қилиб танланади. Бу ҳол θ босим бурчагини бузмаган ҳолда тасвирлашга имкон беради. Узатиш функциясининг $v_{qB\,max}$ энг катта қиймати қисқа тарзда: узоқлашув фазасида v_{q3} билан, яқинлашув фазасида v_{q4} билан белгиланади.

17.7-расм, *б*, *в* да ушбу катталиклар $3'3^* = \mu_{qv} v_{q3}$ ва $4'4^* = \mu_{qv} v_{q4}$ кесмалар билан тасвирланган. v_{qB} нинг ушбу қийматларига $\theta_{р.э.}$ рухсат этилган босим бурчаклари тўғри келади, деб қабул қилган ҳолда чекловчи нурлар ўтказилади. Ўтказилган нурларнинг кесишувидан ҳосил бўлган A нуқта белгиланади. Бу нуқтада муштнинг айланиш ўқи O_1 нинг



17,7- расм

четки ҳолати ёгади (17.7-расм, *б*). Чекловчи нурларнинг ҳар бири унинг маълум бир томонида жойлашувчи «рухсат этилган ярим текислики» билдиради. Текисликнинг ана шу ярим текисликларга тааллуқли қисми рухсат этилган ечимлар соҳаси (РЭЕС) ни ҳосил қилади. Бу соҳада (17.6) ва (17.7) муносабатлар бўйича чеклашлар бажарилади. Ушбу соҳада (17.7-расм, *б*, *в*) муштнинг O_1 айланиш ўқини $\theta \leqslant \theta_{р.э.}$ шартга кўра танлаш мумкин.

(17.1) ва (17.2) муносабатларни бу тарзда геометрик изоҳлаш мумкинлиги механизмнинг изланаётган ташқи ўлчамларини, масалан, итаргич айланма ҳаракатланганда $a = l_{CO_1}$ ўқлараро масофани ва $r_0 > r_{0\,min} = l_{AB0}$ радиусни (17.7-расм, *в*) ёки итаргич илгарилама ҳаракатланганда «*е*» ўқларнинг силжишини ва $r_0 > r_{0\,min} = l_{AB0}$ радиусни (17.6-расм, *б*) аниқлашга имкон беради.

Аналитик усулда синтезлаш ва профиль координаталарини ЭҲМ ёрдамида ҳисоблаш учун аналитик кўринишдаги керакли боғлиқликлар бўлиши лозим. 17.7-расм, *в* да айланувчи итаргичли, 17.7-расм, *б* да илгарилама ҳаракатланувчи итаргичли механизмлар учун керакли параметрларнинг белгиланиши кўрсатилган.

Ролик ўқининг v_{q3} ва v_{q4} узатиш функцияларига мос келувчи бошланғич B_0 ҳолатга нисбатан S_B силжишлари ёзув қисқа бўлиши учун S_3 ва S_4 тарзида белгиланади. Улар берилган функцияни график интеграллаш орқали ясалган силжиш графигидан ёки ЭҲМ дан фойдаланган ҳолда интеграллаш йўли билан энг катта қийматни аниқловчи стандарт подпрограммалар ёрдамида топилади.

S_3 ва S_4 силжишларга итаргичнинг $\beta_3 = S_3/l_2$ ва $\beta_4 = S_4/l_2$ бурилиш бурчаклари мос келади, бу ерда l_2 — тургкичнинг узунлиги.

$C3^*4^*$ учбурчакдаги χ_2 бурчак (17.7-расм, *в*) ушбу учбурчак икки томонининг узунликлари маълум бўлганлиги учун синуслар теоремасидан аниқланади. Томонларнинг узунликлари эса қуйидагига тенг: $C4^* = l_2 - v_{q4}\,\mathrm{sgn}\,\omega_1$ ва $C3^* = l_2 - v_{q3}\,\mathrm{sgn}\,\omega_1$ (масштабларнинг белгилари кўрсатилмаган); бу ерда $v_{q4} < 0$, у ҳолда

$$\frac{C3^*}{\sin\chi_2} = \frac{3^*4^*}{\sin(\beta_4 - \beta_3)} \quad \text{ёки} \quad \sin\chi_2 = \frac{(l_2 - v_{q3}\,\mathrm{sgn}\,\omega_1)\sin(\beta_4 - \beta_3)}{l_{34}} \qquad (17.3)$$

l_{34} билан белгиланган 3* ва 4* нуқталар орасидаги масофа косинуслар теоремасига кўра аниқланади:

$$l_{34} = 3^*4^* = \sqrt{(l_2 - v_{q3}\mathrm{sgn}\omega_1)^2 + (l_2 - v_{q4}\mathrm{sgn}\omega_1)_2 - 2(l_2 - v_{q3}\mathrm{sgn}\omega_1)}$$
$$\overline{(l_2 - v_{q4}\mathrm{sgn}\omega_1)\cos(\beta_4 - \beta_3)}. \qquad (17.4)$$

Итаргич илгарилама ҳаракатланганда (17.3) ва (17.4) муносабатлар хусусий қийматларга эга бўлади (17.7-расм, *б*):

$$\chi_2 = \mathrm{arctg}\,[(S_4 - S_3)/(v_{q3} - v_{q4})];$$
$$l_{34} = 3^*4^* = (v_{q3} - v_{q4})/\cos\chi_2.$$

Сўнгра χ_5 бурчак ва $A3^*4^*$ учбурчак кўриб чиқилади. Бу учбурчакнинг битта 3^*4^* томони маълум бўлиб, χ_3 ва χ_4 бурчакларини топиш мумкин. Кейин χ_1 бурчак топилади:

$$\chi_5 = \chi_2 + (\beta_4 + \beta_3); \qquad (17.5)$$
$$\chi_3 = 90^\circ - \theta_{р.з.} + (\beta_4 - \beta_3) + \chi_2; \qquad (17.6)$$
$$\chi_4 = 90^\circ - \theta_{р.з.} - \chi_2; \qquad (17.7)$$
$$\chi_1 = 180^\circ - (\chi_3 + \chi_4) = 2\,\theta_{р.з.} - (\beta_4 - \beta_3). \qquad (17.8)$$

Илгарилама ҳаракатланувчи итаргичлар учун β_3 ва β_4 бурчакларнинг чекли қиймати нолга тенг бўлади ҳамда (17.6) ва (17.8) формулалар хусусий қийматни олади:

$$\chi_3 = 90^\circ - \theta_{р.э.} + \chi_2;$$

$$\chi_4 = 90^\circ - \theta_{р.э.} - \chi_2;$$

$$\chi_1 = 2\,\theta_{р.э.}.$$

Қурилаётган $A3^*4^*$ учбурчакнинг битта $A3^* = l_{31}$ томони синуслар теоремасига асосан аниқланади:

$$\frac{A3^*}{\sin\chi_4} = \frac{3^*4^*}{\sin\chi_1}, \qquad \text{ёки} \qquad l_{31} = A3^* = l_{34}\frac{\sin\chi_4}{\sin\chi_1}.$$

$a = lCA$ ўқлараро масофа $C3^*A$ учбурчакдан (17.7-расм, *в*) косинуслар теоремасига асосан аниқланади:

$$a = \sqrt{(l_2 - v_{\varphi 3}\operatorname{sgn}\omega_1)^2 + l_{31}^2 + 2(l_2 - v_{\varphi 3}\operatorname{sgn}\omega_1)\,l_{31}\sin\theta_{р.э.}}. \qquad (17.9)$$

CB_0 итаргич ўқининг CA ўқлараро масофага нисбатан энг яқин ҳолатини белгиловчи φ_{20} бурчак $C3^*A$ учбурчакдан синуслар теоремасига асосан аниқланади:

$$\frac{A3^*}{\sin(\varphi_{20}+\beta_3)} = \frac{a}{\sin(90^\circ + \theta_{р.э.})} \quad \text{ёки} \quad \sin(\varphi_{20} + \beta_3) = \frac{l_{31}}{a}\cos\theta_{р.э.},$$

бундан

$$\varphi_{20} = \arcsin\left(\frac{l_{31}}{a}\cos\theta_{р.э.}\right) - \beta_3. \qquad (17.10)$$

Мушт бошланғич айланасининг r_0 радиуси CB_0A учбурчакдан топилади:

$$r_0 = \sqrt{a^2 + l_2^2 - 2al_2\cos\varphi_{20}}. \qquad (17.11)$$

Итаргич илгарилама ҳаракатланадиган ҳолда итаргич ўқининг муштнинг A айланиш ўқига нисбатан сурилганлик масофаси «*e*», $S_н$ координата ва бошланғич айлананинг r_0 радиуси (17.8-расм, *б*) аниқланади:

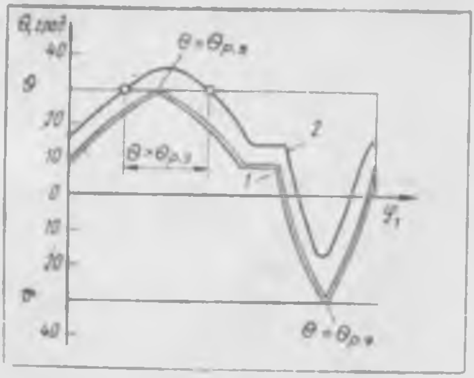
$$e = l_{31}\sin\theta_{р.э.} - v_{\varphi 3}; \qquad (17.12)$$

$$S_н = l_{31}\cos\theta_{р.э.} - S_3; \qquad (17.13)$$

$$r_0 = \sqrt{S_н^2 + e^2}. \qquad (17.14)$$

Муштнинг айланиш ўқи O_1 чекловчи нурларнинг кесишув нуқтаси A да жойлаштирилса, муштнинг φ_1 бурилиш бурчаги функцияси бўлган θ бурчакнинг ўзгариш графиги $\theta_{р.э.}$ бурчакка мос келувчи тўғри чизиқлар билан икки нуқтада уринади (17.8-расмдаги *1* эгри чизиқ). Бундай ечим муштнинг ихчамлиги нуқтаи назаридан энг афзал ечим бўлади. Агар O_1 ўқ РЭЕС дан ташқарида жойлашса, у ҳолда итаргичнинг айрим ҳолатларида θ бурчак $\theta_{р.э.}$ бурчакдан катталашиб кетади (17.8-расмдаги *2* эгри чизиқ).

Механизмнинг ташқи ўлчамларига қаттиқ чеклашлар қўйилганда шуни эътиборга олиш лозимки, мушт етакчи бўлганда ҳамда уриниш куч орқали амалга ошганда итаргичнинг қадалиб қолиш хавфи фақат узоқлашув фазаси учунгина хос бўлади. Яқинлашув фазасида итаргич пружинанинг эластиклик кучи ёки оғирлик кучи таъсирида ҳаракатланганидан қадалиш юз бермайди. Бу ҳол рухсат этилган $\theta_{р.з}$ босим бурчагини ҳамда муштнинг айланиш йўналишини ҳисобга олган ҳолда РЭЕС чегарасини кенгайтиришга имконият яратади.



17.8- расм

17.9- расм, *а*, *б* да итаргичи айланма ҳаракатланувчи механизм учун, 17.9- расм, *в* да эса итаргичи илгарилама ҳаракатланувчи механизм учун РЭЕС нинг қуйидаги бир қанча соҳалари кўрсатилган:

РЭЕС — муштнинг айланиш йўналиши реверсив (ҳар икки томонга), рухсат этилган босим бурчаклари узоқлашувда ва яқинлашувда бир хил бўлиб, $\theta_{р.в}$ га тенг (17.9-расм, *а*, *б*, *в*);

РЭЕС1 — муштнинг айланиш йўналиши реверсив, рухсат этилган босим бурчакларининг қийматлари узоқлашувда ва яқинлашувда ҳар хил;

РЭЕС2 — мушт соат милининг ҳаракат йўналишига қарши йўналишда айланганда итаргичнинг узоқлашуви содир бўлади; унинг яқинлашувидаги босим бурчагининг чекли қиймати белгиланмаган (17.9-расм, *а*, *б*);

РЭЕС3 — мушт соат милининг ҳаракат йўналишида айланганда итаргичнинг узоқлашуви содир бўлади; унинг яқинлашувидаги босим бурчагининг чекли қиймати белгиланмаган (17.9-расм, *б*).

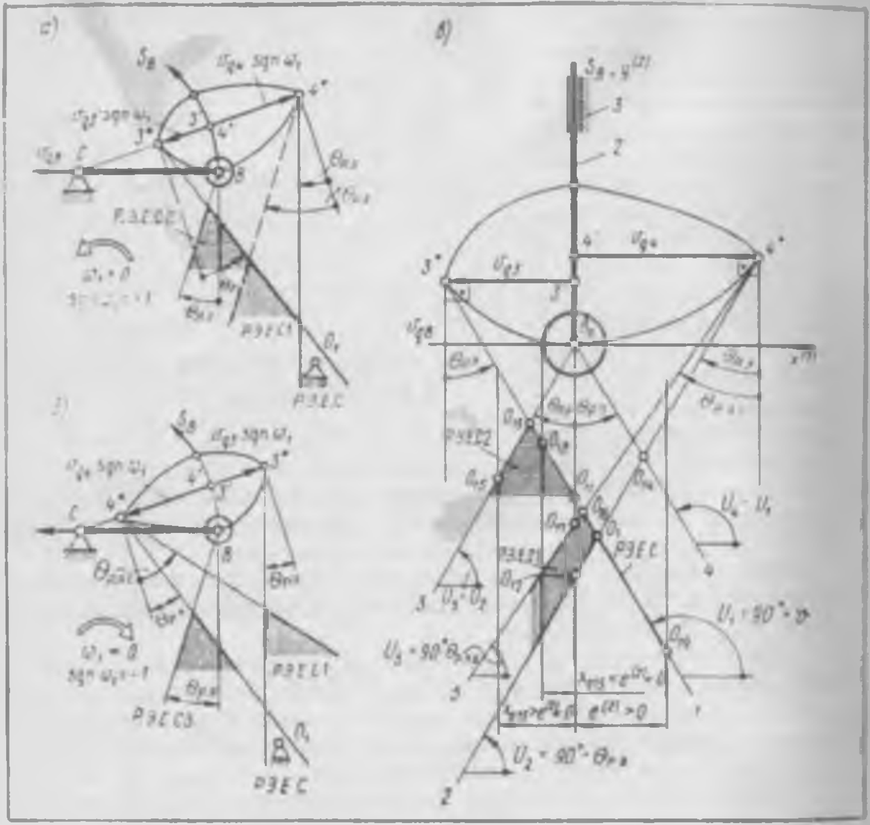
17.9- расм, *в* да мушт O_1 ўқининг турли хусусий чеклашлардаги жойлашуви кўрсатилган: $e=0$ бўлганда мушт O_{11}, O_{12}, O_{17} ҳолатларини ва $e\neq0$ бўлганда O_{15}, O_{18}, O_{19} ҳолатларини эгаллайди.

Бўғинлар ҳаракатига доир чеклашларга амал қилиб ташқи ўлчамлари (габарити) турлича бўлган муштли механизмлар ҳосил қилинади. 17.10- расмда муштнинг учта марказий профили кўрсатилган бўлиб, уларнинг айланиш ўқлари мос тарзда қуйидагича танланган: *а* профиль — $\operatorname{sgn}\omega_1=\pm1$ ва $e=0$ бўлиб, мушт ўқи РЭЕС да жойлашган; *б* профиль — $\operatorname{sgn}\omega_1=\pm1$ ва $e\neq0$ бўлиб, мушт ўқи РЭЕС да жойлашган; *в* профиль — $\operatorname{sgn}\omega_1=\pm1$ бўлиб, мушт ўқи РЭЕС да жойлашган.

Мос тарздаги аналитик боғлиқликлар илгари келтириб чиқарилган (17.3 . . . 17.9) формулаларнинг хусусий кўринишлари сифатида ҳосил қилинади.

РЭЕС га мос келувчи механизмнинг ҳаракат тартиби учун (17.9- расм, *а* га қаранг) v_{q4} ва S_4 нолга тенг қилиб олинади.

Агар рухсат этилувчи ечимлар соҳаси 5°*A* ва 6°*A* нурлар билан



17.9- расм

чекланадиган бўлса (17.11- расм, *а*, *б*), у ҳолда (17.3 ... 17.9) ҳисоблаш формулаларига v_{q3} ва v_{q4}, s_3 ва s_4 лар ўрнига мос равишда v_{q5} ва v_{q6}, s_5 ва s_6 ларнинг қийматлари қўйилади.

Айланма ҳаракат қилувчи итаргич учун қуйидаги муносабатлар ўринлидир:

$$\beta_3 = S_3/l_2; \quad \beta_4 = 0;$$

$$\sin\chi_2 = [(l_2 - v_{q3})/l_{34}]\sin\beta_3;$$

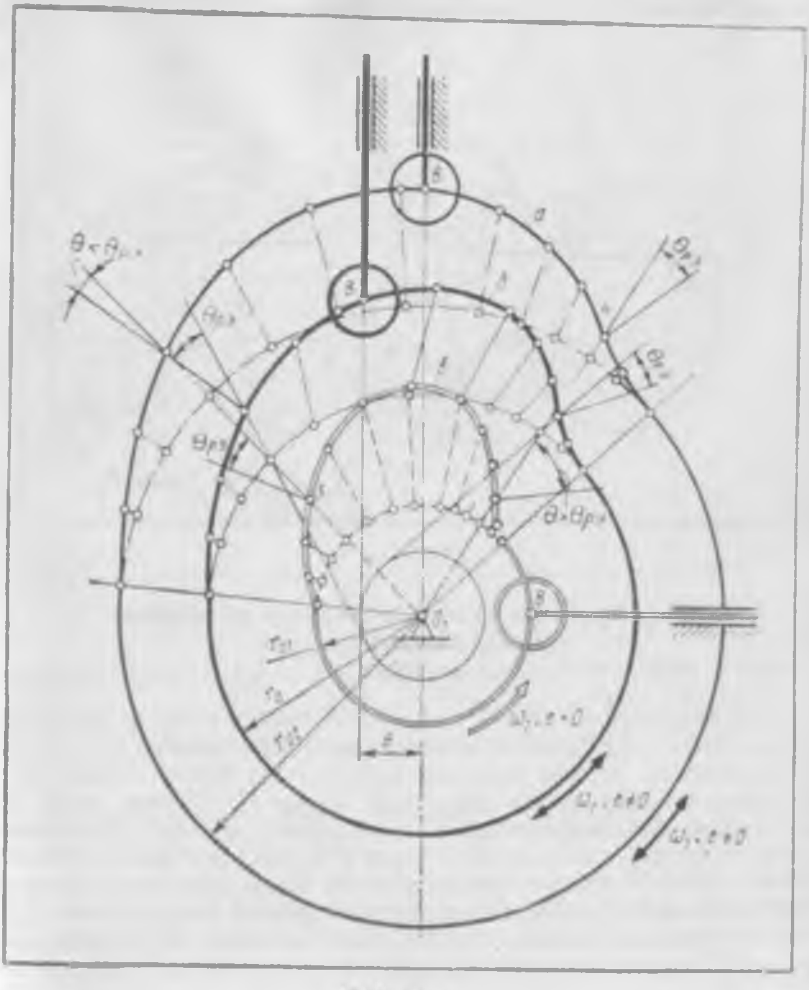
$$l_{34} = \sqrt{(l_2 - v_{q3})^2 + l_2^2 - 2(l_2 - v_{q3})\, l_2 \cos\beta_3};$$

$$\chi_4 = 90° - \theta_{р.э.} - \beta_3 + \chi_2;$$

$$\chi_3 = 90° - \theta_{р.э.} - \chi_2;$$

$$\chi_1 = 180° - (\chi_3 + \chi_4) = 2\,\theta_{р.э.} - \beta_3.$$

Итаргич илгарилама ҳаракат қилганда муносабатлар қуйидагича ёзилади:



17.10- расм

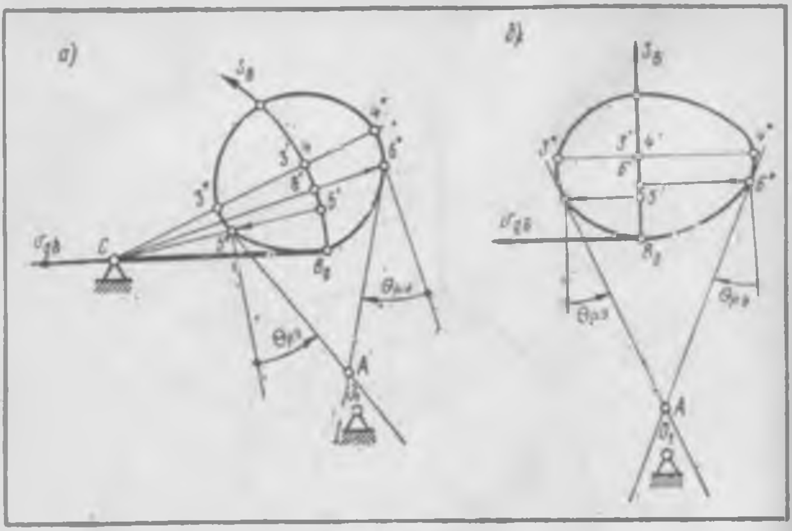
$$\chi_2 = \operatorname{arctg}\,(s_3/v_{q3});$$

$$l_{34} = v_{q3}/\cos\chi_2;$$

$$l_{31} = v_{q3}\,\frac{\sin\,(90^\circ - \theta_{р.э} - \chi_2)}{\cos\chi_2\,\sin\,2\,\theta_{р.э}}\,,\ \text{ёки}\ \ l_{31} = v_{q3}\,\frac{\cos\,(\theta_{р.э} + \chi_2)}{\cos\chi_2\,\sin 2\,\theta_{р.э}}\,.$$

Бошқа формулалар (17.9) — (17.14) ўзгартирилмайди.

Баён этилган методикага асосланиб ҳисоблашни ЭҲМ ёрдамида амалга ошириш тавсия этилади.



17.11- расм

17.5- §. Муштнинг ташқи ўлчамларини профилининг қабариқлиги шартига кўра аниқлаш

Агар итаргичнинг бошмоғи текис қилиб ясалса, у ҳолда муштнинг итаргич билан истаган вақтда ҳосил қилган босим бурчаги ўзгармас бўлиб қолаверади. Бошмоқ текислиги итаргич ўқига тик жойлашган хусусий ҳолда θ босим бурчаги нолга тенг бўлади (17.12- расм, *а*, *б*). Бу ҳол итаргич йўналтирувчиларини цилиндрсимон жуфтлик кўринишида ишлашга ҳамда бошмоқнинг ейилишини *B* уриниш нуқтасининг бошмоқ бўйлаб сурилиши ҳисобига каттароқ юзага тақсимлашга имкон беради. Олий кинематик жуфтлик элементларининг бундай конструкцияси учун мушт профилининг қабариқ бўлиши талаб қилинади. Бу талабни профилнинг ρ эгрилик радиусига қўйиладиган чеклаш тарзида ёзиш мумкин:

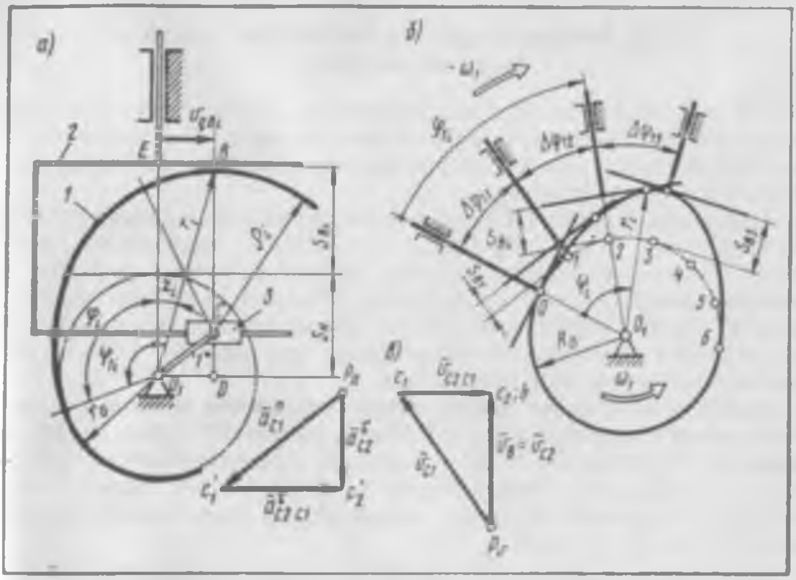
$$\rho_{min} > 0. \qquad (17.15)$$

17.12-расм, *а* да келтирилган белгилашларга мувофиқ бу шартни қуйидаги тенгсизлик орқали ифодалаш мумкин:

$$\rho_i = S_н + S_{Bi}\ (\varphi_i) - l_{CD}. \qquad (17.16)$$

(17.16) муносабатда: $S_н = r_0$; S_{Bi} (φ_i) — силжиш функциясининг жорий қиймати; l_{CD} — маълум геометрик маънога эга бўлган кесма. Уни механизм схемасидаги $\Delta\, O_1CD$ ни *1**, *3*, *2* бўғинлардан ташкил топган алмаштирувчи пишангли механизм учун

$$\overline{a}^{\,t}_{C2} = \overline{a}^{\,n}_{C1} + \overline{a}^{\,t}_{C2C1} + \overline{a}^{\,k}_{C2C1}$$



17.12- расм

тенгламага асосан тузилган $\Delta p_a c_1' c_2'$ тезланишлар плани билан солиштириш орқали осонгина аниқлаш мумкин. Тенгламада $\overline{a}^{k}_{C2C1} = 2\overline{\omega}_e \times \overline{v}_r = 2\overline{\omega}_3 \times \overline{v}_{C2C1} = 0$. Учбурчакларнинг ўхшашлигидан

$$\frac{OC}{a^n_{C1}} = \frac{CD}{a^\tau_{C2}}, \text{ ёки } l_{CD} = a^\tau_{C2}\frac{l_{OC}}{a^n_{C1}} = \frac{a^\tau_{C2}}{\omega_1^2} = a^\tau_{qC2}$$

келиб чиқади, яъни C ва D нукталар орасидаги масофа қиймат жиҳатидан 2 итаргичдаги C_2 нуқта (ёки B нуқта) нинг тезланишни узатиш функциясига тенг:

$$a^\tau_{qC2} = a^\tau_{qBi} = a^\tau_{C2}/\omega_1^2 = l_{CD}.$$

Бинобарин, (17.16) муносабатни

$$\rho_i = r_0 + S_{Bi}\ (\varphi_1) + a^\tau_{qBi}\ (\varphi_1)$$

тарзида ёзиш ёки уни муштнинг бошланғич айланаси радиусига нисбатан ечиш мумкин:

$$r_0 = \rho_i - S_{Bi}\ (\varphi_1) + a^\tau_{qBi}\ (\varphi_1).$$

$\rho_i = 0$ бўлган хусусий ҳолда $a^\tau_{qBi} = a^\tau_{q\,B\max}$ бўлиб, $S_{Bi} = H$ бўлганда r_0 радиуснинг қиймати энг кичик бўлади.

17.6-§. Дисксимон муштлар профилининг координаталарини аниқлаш

Техник ҳужжатларда ёки иш чизмаларида мушт профиллари координаталари ҳақида маълумотлар келтирилиши зарур. Муштларни тайёрлаш технологиясига қараб координаталар ё марказий, ёки конструктив профиллар учун ҳисобланади.

Агар ролик ўлчами асбоб — фреза ёки жилвирлаш доираси ўлчамидан фарқ қилса, у ҳолда **технологик** профиль координатаси ҳисобланади. Технологик профиль, масалан, рақамли программа билан бошқариладиган дастгоҳни созлаш учун зарур бўладиган асбоб ўқи ҳолатини белгилаб беради. Профилнинг аниқлик даражасини текшириш учун ўлчаш машинаси инденторининг ўлчамларига мос келувчи **ўлчаш** профилининг координаталари ҳисобланади.

Итаргичи илгарилама ҳаракатланувчи дисксимон муштнинг марказий профили координаталари. Ҳисоблаш схемаси 17.13-расм, *a* да тасвирланган. Марказий профилдаги жорий B_i нуқтанинг қутбий координаталар системасидаги координаталари r_i ва ψ_i. *1* мушт билан боғланган $Ax^{(1)}y^{(1)}$ қўзғалувчан декарт координаталар системасидаги координаталари эса $x^{(1)}_{Bi}$, $y^{(1)}_{Bi}$ дир.

Конструктив профилдаги C_i жорий нуқтанинг координаталари: қутбий координаталар системасида R_{Ci} ва $\psi_{Ci} = \psi_i + \gamma_i$; декарт $Ax^{(1)}y^{(1)}$ координаталар системасида эса $x^{(1)}_{Ci}$, $y^{(1)}_{Ci}$ бўлади (улар чизмада кўрсатилмаган). r_0, $R_т$, $S_н$, e ташқи ўлчамлар берилган бўлади ёки ҳисоблаб топилади. φ_1 умумлашган координатага кўра итаргичнинг силжиши (S_{Bi} — жорий қиймат ва H — итаргич йўли) ё аналитик кўринишда, ёки қийматлар массиви (жадвал) кўринишида берилади.

Ҳисоблаш схемасини таҳлил этган ҳолда (17.13-расм, *a*) қуйидаги муносабатни ёзиш мумкин:

марказий профилдаги B_i нуқтанинг координаталари:

$$r_i = \sqrt{e^2 + (S_н + S_{Bi})^2}\ ; \tag{17.17}$$

$$r_н = \sqrt{e^2 + (S_н + H)^2} \tag{17.18}$$

(шуни назарда тутиш лозимки, $x^{(2)}B_0y^{(2)}$ координаталар системасидан $x^{(1)}Ay^{(1)}$ координаталар системасига ўтилганда силжиш ишораси ўзгаради: $e^{(1)} = -e^{(2)}$);

$$\beta_0 = \operatorname{arctg}\ (e/S_н);$$

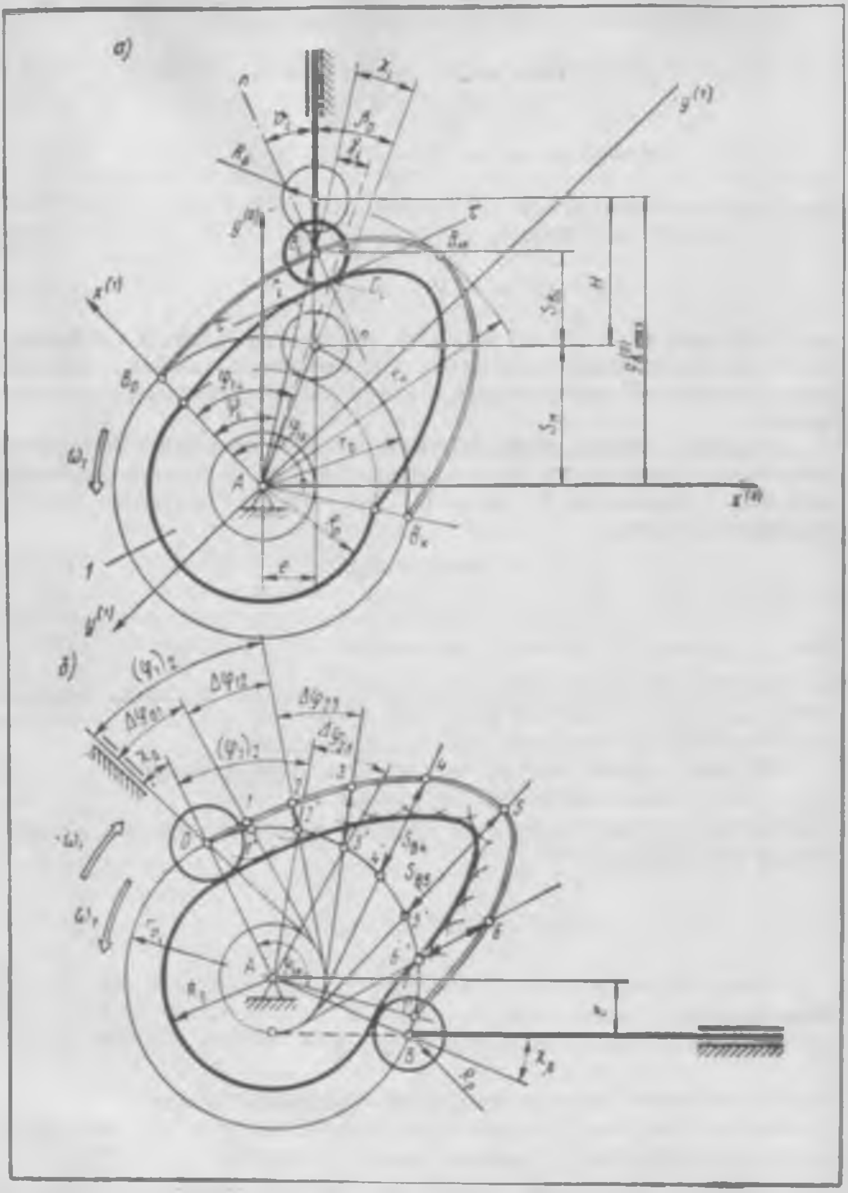
$$\chi_i = \operatorname{arctg}\ [(S_н + S_{Bi}/e] - \operatorname{arctg}\ (S_н/e). \tag{17.19}$$

Бурчаклар $Ax^{(1)}$ ўқдан бошлаб соат милининг ҳаракат йўналиши бўйича ўлчанса (17.12-расм, *a* га қаранг) ҳамда итаргич ўқининг силжиганлиги $e > 0$ бўлса, у ҳолда

$$\psi_i = \varphi_{1i} - \chi_i; \tag{17.20}$$

$$x^{(1)}_{Bi} = -r_i \cos\psi_i; \tag{17.21}$$

$$y^{(1)}_{Bi} = -r_i \sin\psi_i. \tag{17.22}$$



17.13- расм

Конструктив профилдаги C_i нуқта координаталари:

$$\theta_i = \operatorname{arctg} [v_{qBi} - e)/(S_н + S_{Bi})]; \qquad (17.23)$$

$$R_{Ci} = \sqrt{R_p^2 + r_i^2 - 2R_p r_i \cos(\theta_i + \beta_0 - \chi_i)}; \qquad (17.24)$$

$$\gamma_i = \arccos [(r_i^2 + R_{Ci}^2 - R_p^2)/(2r_i R_{Ci})]; \qquad (17.25)$$

$$\psi_{Ci} = \psi_i + \gamma_i; \qquad (17.26)$$

$$x_{Ci}^{(1)} = R_{Ci} \cos \psi_{Ci}; \qquad (17.27)$$

$$y_{Ci}^{(1)} = -R_{Ci} \sin \psi_{Ci}. \qquad (17.28)$$

Координаталарни (17.17) — (17.28) формулалар ёрдамида ҳисоблашда ЭҲМ дан ва курсавий лойиҳалашга доир автоматик ҳисоблаш системасининг математик таъминотидаги стандарт подпрограммалардан фойдаланилади.

Дисксимон мушт профилларининг хусусий ҳоллари. Лойиҳалаш амалиётида итаргичининг ўқи силжитилмаган ($e = 0$) муштли механизмлар кенг қўлланилади. Бу ҳолда (17.11) — (18.14) формулалар хусусий кўринишни олади:

$$r_i = r_0 + S_{Bi}; \qquad (17.29)$$

$$\beta_i = 0; \qquad (17.30)$$

$$\psi_i = \varphi_{1i}. \qquad (17.31)$$

Итаргичнинг айрим ҳаракат (масалан, ўзгармас тезликли, ўзгармас тезланишли ва ўзгармас босим бурчагили ҳаракат) қонунлари учун профиль тенгламасини аналитик шаклда ифодалаш осон.

Чунончи, итаргич ўзгармас тезлик билан ҳаракатланадиган ҳол учун ($v_B = \text{const}$) тезликнинг кинематик узатиш функцияси $v_{qB} = v_B/\omega_1$ доимий катталик бўлиб, итаргичнинг силжиш масофаси қуйидаги муносабатдан аниқланади:

$$S_B = \int_{\varphi_{1i}} v_{qB}\, d\varphi_1 = \frac{v_B}{\omega_1} \varphi_{1i}.$$

Мазкур муносабатни (17.29) ва (17.31) формулаларга қўйиб ушбуга эга бўламиз:

$$r_i = r_0 + (v_B/\omega_1)\ \psi_i. \qquad (17.32)$$

(17.32) муносабат архимед спиралининг тенгламаси бўлади.

Итаргич ўзгармас тезланиш билан ҳаракатланадиган ҳол учун ($a_B^\tau = \text{const}$) тезланишнинг кинематик узатиш функцияси ($a_{qB}^\tau = a_B^\tau/\omega_1^2$) доимий катталик бўлиб, итаргичнинг силжиши қўш интеграллаш орқали аниқланади:

$$S_B = \iint_{\varphi_{1i}} \left(\frac{a_B^\tau}{\omega_1^2}\right) d\varphi_1^2 = \frac{a_B^\tau}{\omega_1^2} \frac{\varphi_{1i}^2}{2}.$$

Бу муносабатни (17.29) ва (27.31) формулаларга қўйиб ушбуни ҳосил қиламиз:

$$r_i = r_0 + (a_B^*/\omega_1^2)\ \psi_i^2/2. \qquad (17.33)$$

Ушбу тенглама 2-тартибли эгри чизиққа оиддир.

Муштдан ҳаракат роликка ўзгармас 0 босим бурчаги билан узатиладиган ҳол учун (17.23) формула хусусий қийматга эга бўлади:

$$\operatorname{tg}\theta = \frac{v_{qB}}{S_н + S_{Bi}} = \frac{v_B}{\omega_1\ (r_0 + S_{Bi})} = \frac{v_B}{\omega_1\ r_i} = \frac{\omega_1\ dS_B/d\,\varphi_1}{\omega_i\,r_i} = \frac{dr_i}{r_i d\,\varphi_1},$$

ёки

$$dr_i/r_i = \operatorname{tg}\theta\, d\,\varphi_1. \qquad (17.34)$$

$\theta = \theta_{р.э}$ деб қабул қилган ҳолда (17.34) тенглама интеграллангандан сўнг профиль тенгламаси ҳосил бўлади:

$$r_i = r_0 e^{\psi_i\,\operatorname{tg}\theta_{р.э}}. \qquad (17.35)$$

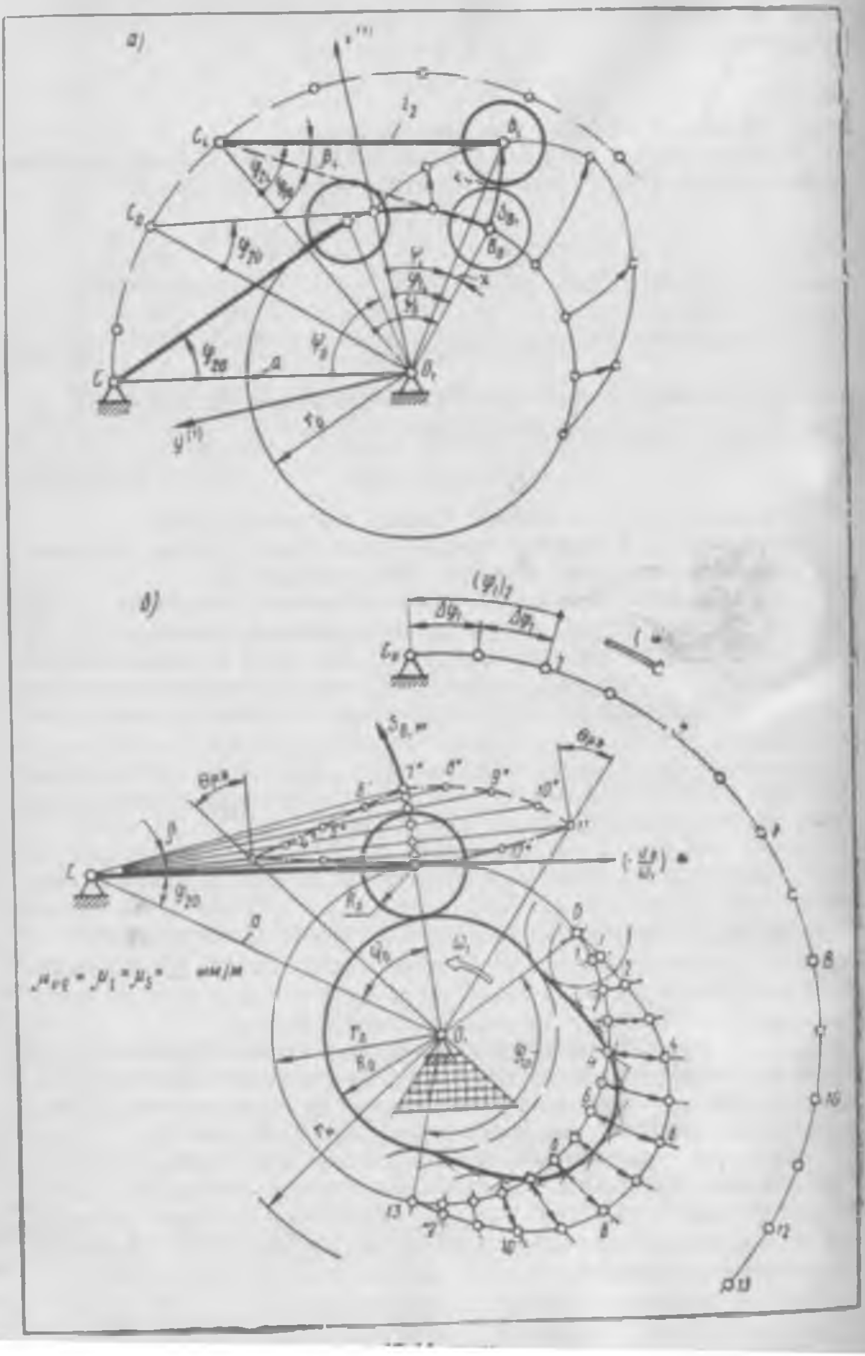
(17.35) муносабат логарифмик спираль тенгламаси бўлади.

Профиль ҳосил қилишнинг график усули. Бунда 3-бобда баён этилган ҳаракатни ўзгартириш усулидан фойдаланилади.

Ясаш ишлари қуйидаги кетма-кетликда амалга оширилади (17.13-расм, *б*). Умумий маркази *A* нуқтада жойлашган *e*, r_0 ва $R_0 = r_0 + R_р$ радиусли айланалар чизилади. r_0 радиусли бошланғич айланада профилнинг *O* бошлангич нуқтаси танланади ва унда иш профилининг берилган $\varphi_{1и}$ иш бурчагига ва танланган *N* қадамлар сонига ($\Delta\varphi_1 = \varphi_{1и}/N$) мос равишда узунликлари $\Delta\varphi_1 r_0$ га тенг бўлган 01′, 1′2′, 2′3′, . . ., ёй қадамлари белгиланади. Белгиланган 1′, 2′, 3′, . . ., нуқталардан муштнинг айланиш йўналишини ҳисобга олган ҳолда стойканинг ўзгартирилган ҳаракатидаги ($-\omega_1$) итаргич ўқининг 1′1, 2′2, 3′3, 4′4, . . ., ҳолатлари чизилади. Ушбу чизиқлар 0, 1′, 2′, 3′, . . ., нуқталардан ўтган ҳолда радиуси *e* силжиш масофасига тенг бўлган айланага уринма тарзда жойлашади. $\Delta\varphi_{01} + \Delta\varphi_{12} + \Delta\varphi_{23} + \ldots$ бурчаклар йиғиндиси берилган $\varphi_{1и}$ бурчакка тенг. Итаргичнинг нисбий ҳаракати йўналишида бошланғич айланадан (0, 1′, 2′, 3′ нуқталардан) бошлаб, бўғинлар узунлиги масштабини ҳисобга олган ҳолда итаргичнинг S_{Bi} силжиш катталиклари: 1′1, 2′2, 3′3, . . ., кесмалар ўлчаб қўйилади.

0, 1, 2, 4 . . . нуқталар орқали муштнинг марказий профили бўлган равон эгри чизиқ ўтказилади. Ўқи марказий профиль бўйлаб ҳаракатланувчи роликнинг нисбий ҳолатларига умумий уринувчи эгри чизиқ ўтказилиб конструктив профиль ҳосил қилинади (17.13- расм, *б*).

Айланувчи итаргичли дисксимон мушт марказий профилининг координаталари. 17.14-расм, *а* да ҳисоблаш схемаси тасвирланган. Жорий B_i нуқтанинг муштнинг марказий профилидаги координаталари қутбий координаталар системасида r_i ва φ_i лар орқали, $O_1x^{(1)}y^{(1)}$ декарт координаталар системасида эса $x_B^{(1)}$ ва $y_B^{(1)}$ лар орқали берилган ($O_1x^{(1)}$ ўқ профилнинг бошланғич нуқтаси орқали йўналган).



а)
б)

Муштнинг марказий профилидаги жорий B_i нуктанинг r_i радиуси косинуслар теоремасидан фойдаланган ҳолда $\Delta\, O_1C_iB_i$ дан аниқланади:

$$r_i = \sqrt{(a^2 + l_2^2 - 2al_2 \cos \varphi_{2i}}, \qquad (17.36)$$

бу ерда

$$\varphi_{2i} = \varphi_{20} + \beta_i; \qquad (17.37)$$

$$\beta_i = S_{Bi}/l_2; \qquad (17.38)$$

$$\varphi_{20} = \arcsin[(r_0/l_2)\ \sin \psi_0]; \qquad (17.39)$$

$$\varphi_0 = \arccos[a^2 + r_0^2 - l_0^2 - l_2^2)/(2ar_0)]. \qquad (17.40)$$

Муштнинг марказий профилидаги жорий B_i нуқтанинг қутбий ψ_i бурчаги:

$$\psi_i = \varphi_{1i} - \chi_i, \qquad (17.41)$$

бу ерда

$$\chi_i = \psi_0 - \arcsin\ [(l_2/r_0)\ \sin \varphi_{2i}]. \qquad (17.42)$$

Жорий B_i нуқтанинг декарт координаталари қутбий координаталар орқали ифодаланади:

$$x_B^1 = r_i \cos \psi_i;\ y_B^{(1)} = -r_i \sin \psi_i.$$

График усул билан профиль ҳосил қилишда ҳаракатни ўзгартириш усулидан фойдаланилади, яъни стойка (CO_1 чизиқ) қўзғалмас *1* муштга нисбатан айлантирилади. CO_1 стойка чизиғининг $\Delta\varphi_1 = \varphi_{1и}/N$ бурчак қадамлар сонига кўра аниқланадиган *0, 1, 2, 3, 4* ва ҳоказо қўзғалмас ҳолатлари учун r_0 радиусли айланада l_2 ўлчамли (итаргичнинг узунлиги) кертиклар усули ёрдамида *0, 1, 2, 3, . . .* нуқталар белгиланади. Белгиланган нуқталардан итаргич ролиги B ўқининг S_{B1}, S_{B2}, S_{B3}, . . . силжишларини чизма масштабида ифодаловчи *11′, 22′, 33′, . . .* ёйлар ўлчаб қўйилади. *0′, 1′, 2′, 3′, . . .* нуқталарни тўғри чизиқ орқали туташтириб муштнинг марказий профили ҳосил қилинади. $R_р$ ролик радиуси танланади, ролик ўқининг марказий профилдаги кетма-кет ҳолатларини белгилаган ҳолда, танланган $R_р$ радиус билан роликнинг турли ҳолатлари чизилади. Роликнинг турли холатларига ўтказилган умумий уринма чизиқ муштнинг конструктив профилини ҳосил қилади.

Роликнинг $R_р$ радиусини танлаш. Куч узатувчи механизмлардаги роликнинг $R_р$ радиуси уринишга мустаҳкамлик шартига кўра, яъни роликнинг кенглигини, ролик ва муштнинг ишда қатнашувчи профиллари материалларининг механик хоссаларини ва белгиланган хизмат муддатини ҳисобга олиб танланади. Кинематик узатмаларга доир чеклашга конструктив профиль ҳолати учун рухсат этилувчи хатолар ҳамда унда ўзини-ўзи кесиб ўтишнинг йўқлиги (бунда ролик радиуси янглишиб марказий профилнинг бирор қисмидаги энг кичик эгрилик радиусидан каттароқ олинади) киради (17.15-расм). Профилнинг бундай тарзда ўзини-ўзи кесиб ўтиши 17.15-расмда $R_{р4} > \rho_{\min}$ бўлган *4* профиль учун кўрсатилган. $R_{р3} = \rho_{\min}$ бўлганда конструктив профилнинг назарий ўткирлашуви кузатилади ($\rho_1 = 0$). $R_{р2} < \rho_{\min}$ шартига амал қилинганда конструктив

Бир массали динамик нусхада (17.17-расм, *в*) $m^{кел}$ масса мос тарздаги кинематик узатиш функцияларини эътиборга олган ҳолда механизмнинг бир нуқтага келтирилган ҳамма бўғинларнинг инерцион хусусиятларини ҳисобга олади.

Уч массали нусхадаги c_1, c_2, c_3, c_4, бир массали нусхадаги c_0 ва c бикрлик коэффициентларига ҳамда мос тарздаги k_1, k_2, k_3 ва k_0 сўндириш коэффициентларига нисбатан ҳам юқоридагидек мулоҳазалар юритиш мумкин. c_1 ва c бикрлик коэффициентлари клапан пружинасининг қаттиқлик коэффициентига, c_2 — коромислонинг бикрлик коэффициентига, c_3 — *2* штанганинг келтирилган бикрлик коэффициентига, c_4 — тақсимлаш вали бўлагининг келтирилган бикрлик коэффициентига, c_0 — механизмнинг келтирилган бикрлигига мос келади. Ҳисоблаш схемасини соддалаштириш мақсадида k сўндириш коэффициентлари биринчи яқинлашувда нолга тенг деб қаралади.

Уч массали системада массаларнинг мажбурий тебраниши қуйидаги дифференциал тенгламалар системаси орқали ёзилади (келтирилган массаларнинг юқорида ёзиладиган «кел» индекси ёзувнинг қисқа бўлиши учун тушириб қолдирилади):

$$m_1\ddot{y} + (c_1 + c_2)\,y_1 - c_2y_2 = 0;$$

$$m_2\ddot{y} - c_2y_1 + (c_2 + c_3)\,y_2 - c_3y_3 = 0;$$

$$m_3\ddot{y} - c_3y_2 + (c_3 + c_4)\,y_3 = F(t).$$

Охирги тенгламанинг ўнг томонидаги $F(t)$ функция клапан пружиналарининг дастлабки таранглигини, мушт профили таъсирида етакланувчи бўғин силжиганда вужудга келувчи эластиклик кучини ҳисобга олувчи уйғотувчи кучнинг ўзгаришини ифодалайди.

Бир массали системадаги m массанинг мажбурий тебраниши қуйидаги дифференциал тенглама орқали ёзилади:

$$m\ddot{y} + k_0\,\dot{y} + (c_0 + c)\,y = F\,(t).$$

Агар y_1, y_2, y_3 и ва y ординаталар бўғинларнинг эластиклиги ҳисобига келтириш бўғинининг силжишларига, $x(t)$ ордината эса мушт профили ҳисобига номинал силжишга мос келса, у ҳолда мос тарздаги катталикларнинг айирмаси механизм кинематик занжири бўғинларининг $s(t)$ деформацияланишини ифодалайди. Масалан, бир массали нусха учун

$$s(t) = x(t) - y(t).$$

$F(t)$ функция ихтиёрий кўринишда бўлганда ёзилган дифференциал тенгламалар ЭҲМдан фойдаланган ҳолда рақамли усуллардан бири ёрдамида ечилади.

Дарсликда муфассал амалларни келтириб ўтирмасдан, бўғинлар эластиклигини ҳисобга олиб, механизмнинг динамик сифатларини кўрсатадиган энг муҳим хулосаларгагина тўхталиб ўтиш мумкин.

Кинематик занжир узилган пайтда ($s \leqslant 0$ бўлганда) *2* штанга *1* муштдан ажралади, бўғинларга қўшимча динамик юкланишлар тушади ва *4* клапан бошқарилмайдиган бўлиб қолади. Узилишлар бўлганда урилиш жадал тарзда юз берганлиги сабабли клапаннинг такрор сакраши содир

бўлади. Бу ҳодисаларнинг бари номақбул бўлиб, мушт профилини лойиҳалаш босқичида бартараф этилиши лозим.

Эластик тебранишлар клапаннинг ўз уясига ўрнашиш вақтидаги ҳақиқий тезлигини мушт профили белгилайдиган тезлигига нисбатан ўзгартиради. Бу ҳол клапаннинг муддатидан илгари уясига ўрнашувига ёки клапаннинг такрор сакрашига олиб келади.

Синтезлашда итаргичнинг мушт профилининг охирги қисмларига тўғри келадиган мусбат тезланишлари катталигини танлашга алоҳида эътибор бериш зарур, чунки унинг бу қисмлари механизмда энг катта ҳисобий деформацияларни вужудга келтиради. Эластик тебранишнинг энг катта амплитудаси мусбат тезланишлар қисмининг охирига тўғри келади; тақсимлаш валининг айланиш тезлиги ошиб борган сари бу амплитуданинг катталиги ҳам ошиб боради, чунки энг катта тезланиш айланиш частотаси билан квадратик муносабатда бўлади.

18-боб

МЕХАНИЗМЛАР СИСТЕМАСИНИНГ ҲАРАКАТИНИ БОШҚАРИШ

Бир-бири билан муайян тарзда боғланган ўзаро мувофиқлашган ҳаракатларни бажариш учун мўлжалланган, маълум мажмуалар учун умумий бўлган қонуниятларга бўйсундирилган механизмлар мажмуи механизмлар системаси дейилади. Механизмлар системаси замонавий машиналарнинг деярли ҳаммаси учун асос бўлади. Турли-туман механизмлар бўғинларнинг энергияни бир турдан бошқа турга ўзгартириш, объектлар ва материалларнинг ҳолатларини, хусусиятларини ёки ҳолатларини ўзгартириш, машиналар ишчи органларининг ҳаракатини бошқариш, текшириш ва ростлаш билан боғлиқ бўлган талаб қилинувчи ҳаракатини таъминлайди. Механизмлар системаси анча мураккаб бўлади.

Исталган механизмлар системасида ишлаш параметрлари, яъни бошқариш ва текшириш қурилмалари, алоҳида механизмлар ижрочи бўғинларининг ҳолатлари, тезликлари ва тезланишлари ўзаро мувофиқлашган бўлиши лозим. Талаб қилинувчи мақсадга объект ёки системага олдиндан ўйлаган ҳолда бошқарув таъсири кўрсатиш йўли билан эришиш бошқариш дейилади. Механизмлар системасининг белгиланган тарзда ишлашини таъминловчи кўрсатмалар мажмуа (яъни командаларнинг изчиллиги ва мазмуни) бошқариш программаси ёки бошқариш алгоритми дейилади.

18.1-§. Механизмлар ҳаракатини программа билан бошқариш системаси

Иш юзасидан ўзаро боғланган механизмларнинг белгиланган тартибда ишлашини бошқарувчи воситалар программа билан бошқариш системасига киради. Берилган программа бўйича машинанинг ижрочи органларига ва бошқа механизмларига бошқариш таъсирини юзага келтиришда иштирок этувчи программа билан бошқариш воситалари мажмуи т е х н и к в о с и т а л а р н и (юритмалар, электроавтоматика аппаратлари, ўлчовчи ўзгарткичларни, текшириш, мослаштириш ва диагностика қурилмалари, ҳисоблаш-мантиқий қурилмалар, алоқа каналлари ва шу кабиларни) ҳамда бошқариш жараёнини ташкил этувчи ва муайян механизмлар системаларини бошқариш вазифасини амалга оширувчи программа таъминотини ўз ичига олади. 18.1-расмда технологик машина механизмлари системасининг принципиал схемасига мисол келтирилган. Унда машинанинг ишлашини таъминлаш ва хом ашё (материал) га ишлов бериш

Бир массали динамик нусхада (17.17-расм, *в*) $m^{кел}$ масса мос тарздаги кинематик узатиш функцияларини эътиборга олган ҳолда механизмнинг бир нуқтага келтирилган ҳамма бўғинларининг инерцион хусусиятларини ҳисобга олади.

Уч массали нусхадаги c_1, c_2, c_3, c_4, бир массали нусхадаги c_0 ва c бикрлик коэффициентларига ҳамда мос тарздаги k_1, k_2, k_3 ва k_0 сўндириш коэффициентларига нисбатан ҳам юқоридагидек мулоҳазалар юритиш мумкин. c_1 ва c бикрлик коэффициентлари клапан пружинасининг қаттиқлик коэффициентига, c_2 — коромислонинг бикрлик коэффициентига, c_3 — *2* штанганинг келтирилган бикрлик коэффициентига, c_4 — тақсимлаш вали бўлагининг келтирилган бикрлик коэффициентига, c_0 — механизмнинг келтирилган бикрлигига мос келади. Ҳисоблаш схемасини соддалаштириш мақсадида k сўндириш коэффициентлари биринчи яқинлашувда нолга тенг деб қаралади.

Уч массали системада массаларнинг мажбурий тебраниши қуйидаги дифференциал тенгламалар системаси орқали ёзилади (келтирилган массаларнинг юқорида ёзиладиган «кел» индекси ёзувнинг қисқа бўлиши учун тушириб қолдирилади):

$$m_1\ddot{y} + (c_1 + c_2)\,y_1 - c_2y_2 = 0;$$

$$m_2\ddot{y} - c_2y_1 + (c_2 + c_3)\,y_2 - c_3y_3 = 0;$$

$$m_3\ddot{y} - c_3y_2 + (c_3 + c_4)\,y_3 = F(t).$$

Охирги тенгламанинг ўнг томонидаги $F(t)$ функция клапан пружиналарининг дастлабки таранглигини, мушт профили таъсирида етакланувчи бўғин силжиганда вужудга келувчи эластиклик кучини ҳисобга олувчи уйғотувчи кучнинг ўзгаришини ифодалайди.

Бир массали системадаги m массанинг мажбурий тебраниши қуйидаги дифференциал тенглама орқали ёзилади:

$$m\ddot{y} + k_0\dot{y} + (c_0 + c)\,y = F(t).$$

Агар y_1, y_2, y_3 и ва y ординаталар бўғинларнинг эластиклиги ҳисобига келтириш бўғинининг силжишларига, $x(t)$ ордината эса мушт профили ҳисобига номинал силжишга мос келса, у ҳолда мос тарздаги катталикларнинг айирмаси механизм кинематик занжири бўғинларининг $s(t)$ деформацияланишини ифодалайди. Масалан, бир массали нусха учун

$$s(t) = x(t) - y(t).$$

$F(t)$ функция ихтиёрий кўринишда бўлганда ёзилган дифференциал тенгламалар ЭҲМдан фойдаланган ҳолда рақамли усуллардан бири ёрдамида ечилади.

Дарсликда муфассал амалларни келтириб ўтирмасдан, бўғинлар эластиклигини ҳисобга олиб, механизмнинг динамик сифатларини кўрсатадиган энг муҳим хулосаларгагина тўхталиб ўтиш мумкин.

Кинематик занжир узилган пайтда ($s \leqslant 0$ бўлганда) *2* штанга *1* муштдан ажралади, бўғинларга қўшимча динамик юкланишлар тушади ва *4* клапан бошқарилмайдиган бўлиб қолади. Узилишлар бўлганда уриниш жадал тарзда юз берганлиги сабабли клапаннинг такрор сакраши содир

булади. Бу ҳодисаларнинг бари номақбул булиб, мушт профилинн лойиҳалаш босқичида бартараф этилиши лозим.

Эластик тебранишлар клапаннинг ўз уясига ўрнашиш вақтидаги ҳақиқий тезлигини мушт профили белгилайдиган тезлигига нисбатан ўзгартиради. Бу ҳол клапаннинг муддатидан илгари уясига ўрнашувига ёки клапаннинг такрор сакрашига олиб келади.

Синтезлашда итаргичнинг мушт профилининг охирги қисмларига тўғри келадиган мусбат тезланишлари катталигини танлашга алоҳида эътибор бериш зарур, чунки унинг бу қисмлари механизмда энг катта ҳисобий деформацияларни вужудга келтиради. Эластик тебранишнинг энг катта амплитудаси мусбат тезланишлар қисмининг охирига тўғри келади; тақсимлаш валининг айланиш тезлиги ошиб борган сари бу амплитуданинг катталиги ҳам ошиб боради, чунки энг катта тезланиш айланиш частотаси билан квадратик муносабатда булади.

18-боб

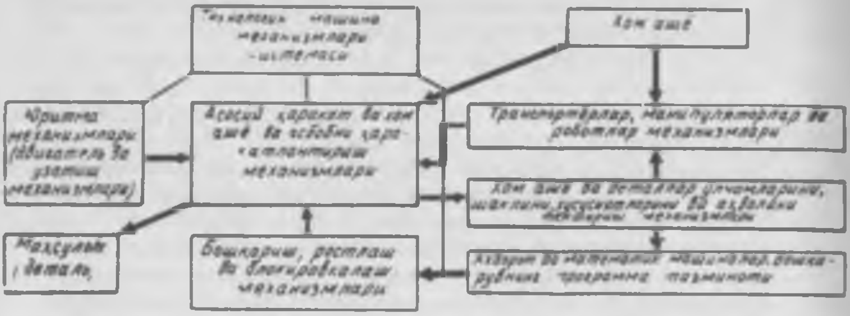
МЕХАНИЗМЛАР СИСТЕМАСИНИНГ ҲАРАКАТИНИ БОШҚАРИШ

Бир-бири билан муайян тарзда боғланган ўзаро мувофиқлашган ҳаракатларни бажариш учун мўлжалланган, маълум мажмуалар учун умумий бўлган қонуниятларга буйсундирилган механизмлар мажмуи механизмлар системаси дейилади. Механизмлар системаси замонавий машиналарнинг деярли ҳаммаси учун асос бўлади. Турли-туман механизмлар бўғинларнинг энергияни бир турдан бошқа турга ўзгартириш, объектлар ва материалларнинг ҳолатларини, хусусиятларини ёки ҳолатларини ўзгартириш, машиналар ишчи органларининг ҳаракатини бошқариш, текшириш ва ростлаш билан боғлиқ бўлган талаб қилинувчи ҳаракатини таъминлайди. Механизмлар системаси анча мураккаб булади.

Исталган механизмлар системасида ишлаш параметрлари, яъни бошқариш ва текшириш қурилмалари, алоҳида механизмлар ижрочи бўғинларининг ҳолатлари, тезликлари ва тезланишлари ўзаро мувофиқлашган бўлиши лозим. Талаб қилинувчи мақсадга объект ёки системага олдиндан ўйлаган ҳолда бошқарув таъсири кўрсатиш йўли билан эришиш бошқариш дейилади. Механизмлар системасининг белгиланган тарзда ишлашини таъминловчи кўрсатмалар мажмуи (яъни командаларнинг изчиллиги ва мазмуни) бошқариш программаси ёки бошқариш алгоритми дейилади.

18.1-§. Механизмлар ҳаракатини программа билан бошқариш системаси

Иш юзасидан ўзаро боғланган механизмларнинг белгиланган тартибда ишлашини бошқарувчи воситалар программа билан бошқариш системасига киради. Берилган программа бўйича машинанинг ижрочи органларига ва бошқа механизмларига бошқариш таъсирини юзага келтиришда иштирок этувчи программа билан бошқариш воситалари мажмуи т е х н и к в о с и т а л а р н и (юритмалар, электроавтоматика аппаратлари, ўлчовчи ўзгарткичларни, текшириш, мослаштириш ва диагностика қурилмалари, ҳисоблаш-мантиқий қурилмалар, алоқа каналлари ва шу кабиларни) ҳамда бошқариш жараёнини ташкил этувчи ва муайян механизмлар системаларини бошқариш вазифасини амалга оширувчи программа таъминотини ўз ичига олади. 18.1-расмда технологик машина механизмлари системасининг принципиал схемасига мисол келтирилган. Унда машинанинг ишлашини таъминлаш ва хом ашё (материал) га ишлов бериш



18.1- расм

ҳамда олдиндан белгиланган параметрли буюм олиш учун зарур бўлган ҳаракатларни бажаришга мўлжалланган механизмлар ажратиб кўрсатилган.

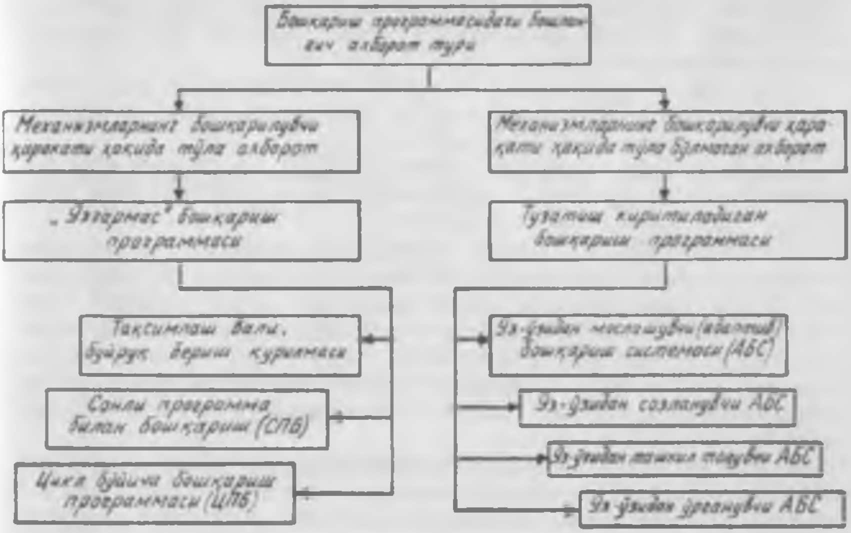
Ҳамма ижрочи қурилмаларнинг берилган бошқариш программаси асосида мувофиқлашган тарзда ҳаракатланишини таъминловчи система **машинанинг бошқариш системаси** дейилади. Агар бошқариш системаси ҳамма ижрочи қурилмаларнинг вақтга боғлиқ равишда талаб қилинувчи ҳаракат мувофиқлигини таъминласа, у ҳолда у **машинанинг вақт бўйича бошқариш системаси** дейилади. Барча ижрочи қурилмаларнинг ҳолатларига боғлиқ равишда мувофиқлашиб ҳаракатланишини таъминловчи система **машинанинг йўл бўйича бошқариш системаси** деб аталади.

Автоматик бошқариш системасида (АБС) ҳамма бошқарувчи таъсирлар инсоннинг тўғридан-тўғри иштирокисиз амалга ошади. *Яримавтоматик ва қўл билан бошқаришда* бошқарувчи таъсир инсон-оператор иштирокида ишлаб чиқилади ёки амалга оширилади.

Механизмларни бошқариш программасига киритиладиган бошланғич (априор) ахборот турига кўра АБС лар икки туркумга: тўла ва тўла бўлмаган бошланғич ахборотли системаларга бўлинади (18.2- расм). Биринчи ҳолда берилган программа ўзгармас бўлиб, унинг бажарилиши олинадиган натижаларга боғлиқ бўлмайди. Фақат бирор сабабга кўра текширилувчи параметрлар рухсат этилган қийматга етган шароитдагина унинг бажарилиши тўхташи мумкин.

Иккинчи ҳолда бошқаришни оптималлаш мақсадида тўла бўлмаган бошланғич маълумотлар керакли қўшимча маълумотлар билан тўлдириб борилади. Қўшимча маълумотлар турли ўлчаш ва текшириш қурилмалари ва датчиклар ёрдамида ишлаб чиқилади ва бошқариш программасида тузатишлар киритиш мақсадида фойдаланилади. Бундай АБС лар *ўз-ўзидан мослашувчи (адаптив), ўз-ўзидан созланувчи, ўз-ўзидан ташкил топувчи ва ўз-ўзидан ўрганувчи* бўлиши мумкин (18.2- расм).

Ўз-ўзидан мослашувчи системаларда энг мақбул бошқариш фақат бошқарувчи таъсирни ўзгартириш ҳисобига таъминланади. Масалан, металл қирқувчи дастгоҳларнинг бошқариш системаларидаги ўз-ўзидан мослашувчи қурилма дастгоҳ ишлаш тартибининг иш шароитининг ўзгаришига автоматик тарзда мослашувини таъминлайди. Масалан, улар ишлов бери-



18.2- расм

лаётган металлнинг эгилишини камайтириш мақсадида суппортнинг бўйлама сурилиш тезлигини пасайтиради, акс ҳолда қирқиш кучининг қиймати рухсат этилган қийматдан ошиб кетиши мумкин.

Ўз-ўзидан мослашувчи системаларда ташқи муҳитдан ахборот олишга ва ушбу маълумотларга боғлиқ равишда у ёки бу ҳаракатни амалга оширишга имкон берувчи датчиклар бўлади. Масалан, ўз-ўзидан мослашувчи (адаптив) роботлар, асосий программадан ташқари, қўшимча подпрограммалар билан ҳам таъминланади, бу подпрограммалар роботга керакли томонга ҳаракатланиш ҳамда *қайтар алоқа* ёрдамида ишлаш тартибини ўзгартириш имконини беради.

Мураккаброқ бошқариш системаларида ишнинг туб мақсадини бериш кифоя. Бундай АБС лар ЭҲМдан ва машинанинг аҳволи тўғрисидаги ахборотдан фойдаланган ҳолда вазиятни мантиқан баҳолайди ҳамда ишлаб чиқилган излаш алгоритмига мувофиқ айни вазиятни ҳисобга олган ҳолда энг тўғри ечимни топади.

Программа билан бошқарувчи муайян системанинг функциялари (вазифалари) рўйхати механизмлар бошқарув системаларининг мураккаблик даражасига боғлиқ. Масалан, металлга ишлов берувчи қурилмаларни (дастгоҳларни) рақамли программа билан бошқариш системалари вазифа доирасидаги имкониятларига (координаталар ўқлари сонига) кўра қуйидагиларга бўлинади:

кескичи битта координаталар ўқи бўйича ҳаракатланиб тўғри бурчакли шакл ҳосил қилувчи дастгоҳлар учун мўлжалланган система;

кескичи иккита ёки учта координаталар ўқлари бўйича ҳаракатланиб контурли шакл ҳосил қилувчи дастгоҳларга мўлжалланган система;

кескичи тўртта ёки бешта координаталар ўқлари бўйича ҳаракатланиб мураккаб ҳажмдор шакл ҳосил қилувчи марказлар ва дастгоҳлар учун мўлжалланган система;

ўн-ўн иккита координаталар ўқлари бўйича бошқаришга доир махсус масалаларни ҳал қила оладиган оғир ва ноёб дастгоҳлар ҳамда дастгоҳ модулларига мўлжалланган система.

Программа билан бошқариш системаси (ПБС) га кирувчи қурилмаларнинг таркибий қисмлари қандай ахборотга мўлжалланганига кўра маълум даражадаги турларга бўлинади.

1-даражали ПБС да тегишли ўзгарткичлар ёрдамида ижрочи қурилмаларнинг вазияти, механизмлар системасининг аҳволи ва системада мавжуд бўлган ғалаёнлантириш параметрлари, иш жараёнларининг тўғри амалга ошиши ва вужудга келаётган носозликлар ҳамда уларни бартараф этиш усуллари ҳақида ахборотлар шаклланади. Масалан, металл қирқувчи дастгоҳларда 1-даражали ахборот каналлари орқали қайтар (тескари) алоқа датчигининг ижрочи қурилмаларнинг вазияти ҳақидаги ахбороти узатилади ва ҳоказо.

2-даражали ПБС — бу ростланадиган ижрочи юритма ва механизмлар мажмуидир. Буларга ижрочи қурилмаларни программа асосида ҳаракатлантирувчи асосий юритма ва механизмлар, ҳар хил ёрдамчи командаларни бажарувчи ёрдамчи юритма ҳамда механизмлар, тузатишлар киритиш ва созлаш суришлари учун мўлжалланган қўшимча юритма ва механизмлар киради.

3-даражали ПБС — программа билан бошқариш системасининг таркибига кирувчи техник воситалар бўлиб, уларнинг ишлаш алгоритмлари схемалар ёрдамида ёки уларнинг хотира қурилмаларига киритиладиган программалар ёрдамида амалга ошади.

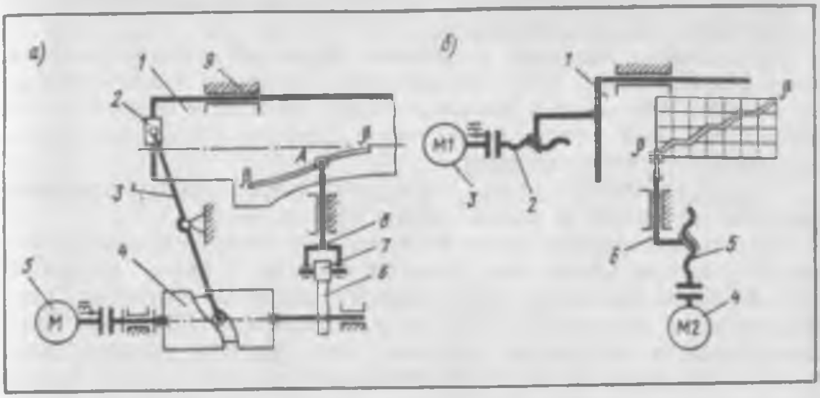
4-нчи ва бундан юқори даражали ПБСлар муайян дастгоҳнинг ПБС доирасидан ташқарига чиқади. Улар мослашувчан ишлаб чиқариш системаларини (МИС) бошқаришда қўлланилади.

Бошқариш сигналларининг хусусиятига кўра АБС икки туркумга: узлукли (дискрет) ва узлуксиз (аналогли) турларга бўлинади.

Узлукли АБС ларда бошқарувчи таъсирлар дискрет тарзда ўзгарадиган, яъни ҳатто киритилувчи катталикларнинг ўзгариши равон бўлган ҳолларда ҳам бошқарувчи таъсирлар сакраш (импульслар) тарзида ўзгарадиган қурилмалар албатта бўлиши керак. Таркибида реле ёки сакраш тарзидаги ҳаракат элементлари бўлган системалар узлукли АБС ларга мисол бўла олади. Сакраш тарзидаги ҳаракатда чиқувчи катталикнинг сакраб ўзгариши белгиланган вақт оралиги ўтгандан сўнг содир бўлади, реле тарзидаги ҳаракатда эса киритилувчи катталик маълум рухсат этилган қийматдан ошиб кетганда содир бўлади.

Узлукли АБСда программа одатда алфавит-рақам кўринишида бериладиган, махсус программа ташувчиларга (перфокарта ва перфоленталарга, магнитли дисклар, магнитли ленталар ва магнитли карталарга ёки махсус коммутаторларга) ёзилган дискрет катталиклар тўплами кўринишида бўлади.

Бўғиннинг ҳаракат траекторияси координаталар ўқлари бўйлаб элементар силжишларнинг маълум бир кетма-кетлиги кўринишида кўрсатилади.



18.3- расм

Ҳаракати узлукли бошқарувчи сигналлар ёрдамида амалга ошадиган механизмлар системасига мисол 18.3-расм, *б* да келтирилган. *А* нуқтанинг белгиланган β — β траектория бўйича ҳаракати *M1* ва *M2* электрдвигателлар ёрдамида амалга ошади. Двигателлар бир вақтнинг ўзида айланиши ёки тўхташи мумкин. Мураккаб β — β траектория бошқариш программасига мувофиқ равишда *3* ва *4* электр двигателлардан айланма ҳаракат олувчи *2* ва *5* винтлари бўлган иккита винтли механизмнинг мос тарзда ишлаши натижасида таъминланади. Бундай траекториянинг ўзига хос тури 18.3-расм, *б* да кўрсатилган. Расмда $x_{Aб}$, $y_{Aб}$ координатали бошланғич нуқтадан x_{Ao}, $к_{Ao}$ координатали охирги нуқтага қараб ҳаракатланаётган бўғин тасвирланган. Бошқариш программаси томонидан берилган таянч нуқталар координаталари орасидаги функционал боғланишга мувофиқ равишда координата ўқлари бўйича сурилиш учун бошқарувчи таъсирлар кетма-кетлиги махсус ҳисоблаш қурилмалари, масалан, рақамли программа билан бошқариш системасидаги интерполятор ёрдамида ишлаб чиқилади.

Узлуксиз (*аналогли*) АБС ларда узлуксиз сигналларнинг қийматлари узлуксиз вақт функциялари ҳисобланади. Улар бирор физик элементнинг ўзгариши кўринишида амалга ошади. Узлуксиз АБС ларга муштли вали, тақсимлаш вали бўлган системаларни мисол қилиб кўрсатиш мумкин.

Узлуксиз бошқариш системасига эга бўлган механизмлар системасига мисол 18.3-расм, *а* да келтирилган. *А* нуқтанинг берилган β — β траектория бўйича ҳаракати *1* бўғиннинг (масалан, металлга ишлов берувчи дастгоҳ столининг сурилиши) ҳамда *8* бўғиннинг (суппортнинг сурилиши) силжишлари қўшилиши натижасида амалга ошади. *1* ва *8* бўғинлар ҳаракатни цилиндрсимон мушт *4*, айланувчи итаргич *3* ва дисксимон мушт *6* дан олади: илгарилама ҳаракатланувчи *8* итаргичга маҳкамланган *7* ролик *6* муштга тегиб туради. Ҳаракат манбаи бўлиб *5* электр двигатель хизмат қилади. Ушбу системада программа ташувчи вазифасини *1* ва *8* бўғинларнинг нисбий силжиш аналоглари бўлган муштларнинг профиллари ўтайди. Бундай бошқариш системалари тўғридан-тўғри (кучайтир-

гичларсиз) таъсир этувчи априор тарздаги ягона ахборот оқимига эга бўлган очиқ АБС лар дейилади.

Кўп ҳолларда бошқариш алгоритмини беришнинг *аралаш системасидан* фойдаланилади. Унда программанинг бир қисми аналог тарзида, бошқа қисми эса сонлар кўринишида бўлади. Масалан, хом ашёга ишлов берувчи бир қанча дастгоҳ-автоматларда бошқариш алгоритмини беришнинг аралаш усули қўлланилади.

Механизмлар системасини бошқариш марказлаштирилган, марказлаштирилмаган ва аралаш усулда бўлиши мумкин.

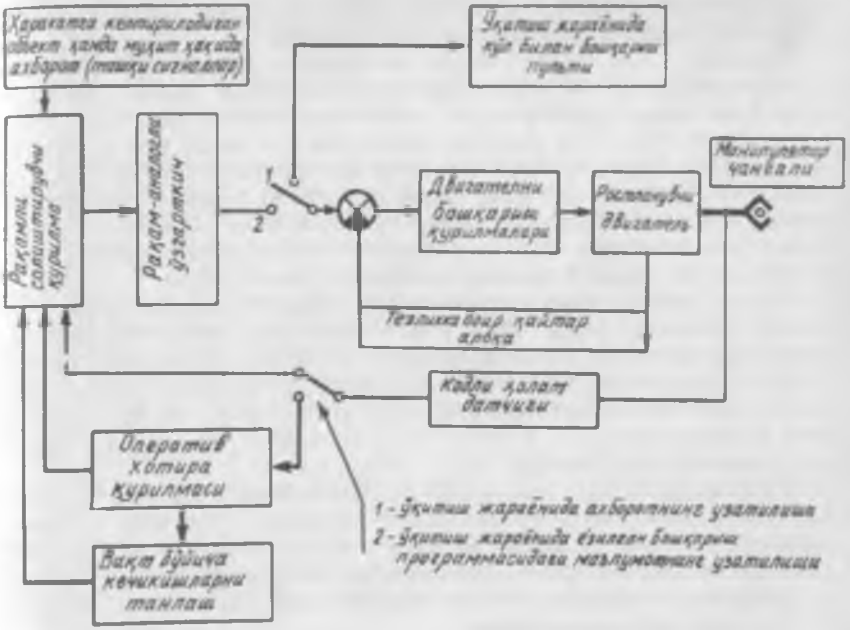
Марказлаштирилган усулда бошқаришда у ёки бу механизм бўғинларининг ҳолатидан қатъи назар, олдиндан белгилаб қўйилган программанинг бажарилиши таъминланади. Бундай бошқариш программа билан бошқаришнинг вақт функциясида амалга оширилади. Программа билан бошқариладиган механизмлар системаси анча ишончли ишлайди. Аммо бунинг учун лойиҳалашда ўта юкланишларда ёки танг вазият (авария) юзага келганда механизмларни албатта тўхтатиб, двигателларни тормозлаб ёки ўчириб қўядиган қурилмалар назарда тутилиши лозим. Бундай бошқарувда буйруқлар (командалар) тақсимлаш валидан, буйруқ бериш аппаратларидан ёки пультлар ёрдамида берилади.

Бўғинларнинг ҳолат функцияларида механизмларнинг ҳаракатини *марказлаштирилмаган усулда бошқаришда* ахборот тираклардан, йўлдаги ва йўл охиридаги алмашлаб улагич (переключатель) ва узиб-улагичлар (виключателлар) дан ёки ҳолат ва силжишнинг бошқа датчикларидан узатилади. Марказлаштирилмаган усулда бошқаришда механизмлар системаларининг ишончли ишлаши бошқариш системаларидаги датчиклар ва бошқа элементларнинг ишончли ишлашига боғлиқ. Марказлаштирилмаган усулда бошқаришда белгиланган ишлаш тартиби (масалан, босим, рухсат этилган юкланиш, тезлик ва ҳоказо) ростланиб (ўзгартириб) турилиши ҳам мумкин.

Механизмлар системаси ҳаракатини *аралаш усулда бошқаришда* марказлаштирилган ва марказлаштирилмаган тарзда бошқаришларда қўлланиладиган айрим элементлардан фойдаланилади. Бу ҳол бошқарувнинг ишончлироқ ва ҳар томонлама бўлишини таъминлайди. Аралаш усулда бошқаришда буйруқларнинг бажарилишини ёки бўғинларнинг ҳолатини текширувчи датчиклар ўрнатиш орқали сақловчи қурилмалар сонини камайтириш мумкин. Масалан, автомат линия аралаш усулда бошқариш билан ишлаётган вақтда бўғинни муайян ҳолатга суриш тўғрисидаги қандайдир буйруқнинг бажарилмаганлиги йўл датчиги томонидан қайд этилади. Унинг сигнали билан вали равон айланаётган буйруқ бериш аппарати ишлашдан тўхтайди. Носозлик бартараф этилгандан сўнг буйруқ бериш аппарати ишга тушиб кетади. Бу ҳол механизмлар системасининг программа билан бошқариш системаси буйруғига асосан яна ишга тушиб кетишини таъминлайди.

Аралаш усулда бошқаришда турли-туман талабларнинг энг тўғри мажмуи амалга оширилади. Бу талаблар мажмуи вақт бўйича, бўғинларнинг ҳолати ва силжиши бўйича, бўғинларнинг ҳаракат тартибини ҳамда бўғинлар ва кинематик жуфтликларга тушадиган юкланишларни чеклаш бўйича бошқаришни таъминлайди.

Саноат роботларини (СР) программалаштириш усулларидан бири *ўқи-*



18.4- расм

тиш усули билан программалаштиришдир Бунда программа билан бошқариш қурилмаси (ПБҚ) хотирасида СР нинг автоматик тарзда ишлашини белгиловчи маълумотлар шаклланади. Ўқитиш жараёни тўрт босқичдан иборат: системани талаб қилинувчи аҳволга келтириш; СР системасининг аҳволига доир маълумотларни хотирага киритиш; хотирага киритилган маълумотларни ўзгартириш; ҳаракатни амалга ошириш. Ўқитиш жараёнида ё чизиқли бошқариш программаси, ёки СР нинг мосланиб ишлашини (излаш ҳаракатлари, текшириш амаллари, яхши ишламаслик ёки ишламай қолишга бўладиган реакция ва шу кабилар) таъминловчи тармоқли бошқариш программаси шаклланади.

Саноат роботи ҳаракатини бошқариш системасининг тузилишини бошқаришнинг маълум босқичларини акс эттирувчи схемадан кузатиш мумкин (18.4-расм). Биринчи босқичда автоматлаштирилган юритмалар қўзғалувчанликнинг ҳамма даражаси учун ҳар бир хусусий цикл бўйича бошқарувчи программалар ёрдамида ижрочи бўғинлар ҳамда робот механизмларининг иш соҳаси доирасида ҳаракатланишини таъминлайди. Ижрочи бўғинларнинг ҳолати, ташқи муҳит ва ишланувчи объектнинг хусусиятлари тўғрисидаги ахборот датчиклар томонидан ишлаб чиқарилиб, зарурат туғилганда ҳаракатга тузатишлар киритиш мақсадида қайтар алоқа каналлари орқали операторга ёки янада юқори босқичли махсус бошқариш қурилмасига узатилади. Юритмалар ва автоматика қурилмаларининг ҳаракатини бошқариш сигналлари одатда иккинчи босқичда шакллантирилади. Бунда робот бўғинларининг ташқи муҳит, яъни бош-

қа қурилмалар, хусусан, технологик ускуналар билан ўзаро таъсирлашиб уйғун тарзда ҳаракатланиши таъминланади.

Ўргатиш усули билан саноат роботларини программалаштиришни ишлаб чиқишда циклни қўлда бошқариш жараёнида амалга ошадиган ҳаракатнинг ҳамма параметрлари хотира қурилмалари (оператив хотира қурилмалари — ОХҚ) га ўтади ва кейинчалик кўп марта такрор бажарилади. Хотира блокидаги магнитли лента ёки барабанга ҳар бир берилган ҳолат учун бўғинларнинг координаталари ҳаракат тезлиги, вақтинчалик тўхтаб туришлар ҳақида бошқариш буйруқларининг бажарилганлигини билдирувчи сигналлар, оддий амалларнинг жойлашуви ва тартиби, программа қадами ҳақида кодланган ахборотлар ёзилиб боради.

Хотира блокига хизмат кўрсатилаётган муҳит тўғрисидаги ташқи сигналлар (узатиш ҳақида буйруқ ва хизмат кўрсатилаётган қурилма, технологик ускуналар ва шу кабилардан келаётган сигналларни қабул қилишга рухсат этиш ҳақида буйруқ), ҳаракат тезлиги, вақт бўйича оралиқлар, объектни ушлаш бўйича ёрдамчи операциялар ҳақида, иш циклини амалга оширишдаги ўтишлар кетма-кетлиги ва шу кабилар ҳақидаги сигналлар ҳам ёзилади.

Ўргатиш тартибида бошқарувчи программаларни ишлаб чиқишнинг аналитик усулда программалаштиришга қараганда қулайлиги шундаки, уларнинг ишлаш асоси содда, исталган координаталар системасидан фойдаланиш мумкин, кинематик жуфтликларда тиркишлар мавжуд бўлганда ҳолатга аниқлик киритиш имкони бор, бўғинлар мослашувчан ва улар юк таъсирида деформацияланади.

Ҳаракатни программа билан бошқариш цикл, жой (позиция), контур бўйича ҳамда аралаш тарзда бўлиши мумкин.

Цикл бўйича бошқаришда хусусий цикллар доирасида ҳаракат кетма-кетлигини амалга ошириш учун зарур бўлган координаталар, тезликлар ва бошқа параметрлар ҳамда хусусий цикллар орасидаги вақт оралиқлари берилади. Хусусий циклларнинг бажарилиши ҳақидаги ахборот одатда йўл автоматикаси воситалари (охирги узиб-улагичлар ва ҳоказо) ёрдамида ҳар бир координатанинг чекли қийматлари учун ишлаб чиқилади.

Жой бўйича бошқаришда ҳар бир координата бўйича манипулятор иш соҳасининг талаб қилинувчи иш нуқтасига мос келувчи мустақил силжишлар берилади.

Контур бўйича бошқаришда манипуляторлар бўғинлари юритмаларининг бир вақтда, узлуксиз ва ўзаро мувофиқ тарзда ҳаракатланиши таъминланади. Натижада ижрочи бўғин ишлаш соҳасида белгиланган траектория бўйича, талаб қилинувчи тезлик ва тезланиш билан ҳаракатланади. Контур бўйича бошкариш мураккаб программа таъминотини талаб қилади. Одатда контур бўйича бошқаришда мини-ЭҲМ, рақамли дифференциал анализаторлар ва бошқа қурилмалардан фойдаланилади.

Аралаш тарзда бошқаришда цикл, жой, контур бўйича бошқариш усулларининг муайян масалаларни ечишдаги имкониятлари ҳамда афзалликларидан биргаликда фойдаланилади.

Бошқариш алгоритмларига мувофиқ равишда механизмлар системасининг автоматик ишлаши учун зарур бўладиган машиналар иш қурилмаларининг ҳолатлари, механизм бўғинларининг ҳаракат тартиби, жараён-

ларнинг параметрлари ҳамда хусусиятлари тўғрисидаги ахборотни датчиклар ишлаб чиқади.

Ҳосил қиладиган импульсларининг хусусиятига кўра датчиклар механик, электр, фотоэлектр, электрон, пневматик, гидравлик ва бошқа турларга бўлинади.

Датчикларда импульслар вужудга келишининг қуйидаги сабабларини кўрсатиш мумкин: куч билан боғлиқ сабаблар — бунда механизм бўғинларининг маълум элементларига таъсир этувчи куч ёки иш муҳитининг босими белгиланган қийматга етиб бўлади; ўлчам билан боғлиқ сабаблар — бунда талаб қилинувчи ҳолатни белгиловчи ўлчам берилган қийматга етиб бўлади; йўл билан боғлиқ сабаблар — бунда механизмнинг ҳаракатланувчи бўғини маълум (олдиндан кўзда тутилган) ҳолатни эгаллайди; тезлик билан боғлиқ сабаблар — бунда механизм бўғинининг ҳаракат тезлиги белгиланган қийматга етиб бўлади; вақт билан боғлиқ сабаблар — бунда сигналлар белгиланган иш цикли тугагандан сўнг берилади.

Фойдаланадиган энергияси турига кўра ижрочи қурилмаларнинг механик, электр, элетромеханик, гидравлик ва пневматик хиллари бўлади.

Электр ижрочи қурилмалар сифатида электр двигателлар (икки тезликли иш ва «судралиш» тезлигили ҳамда қадамли, қисқа туташтирилган роторли асинхрон электр двигателлар), электромагнитлар ва электромагнитли муфталар (дискснмон, асинхрон ва кукунли муфталар) ишлатилади.

Гидравлик юритмалар сифатида гидроцилиндрлар (чиқиш бўғини илгарилама ҳаракатланади), гидроматорлар (чиқиш бўғини айланма ҳаракатланади), бурилма гидродвигателлар (чиқиш бўғинининг бурилиш бурчаги чекланган) қўлланиладн.

Пневматик двигателлар сифатида поршенли ва диафрагмали двигателлардан фойдаланилади.

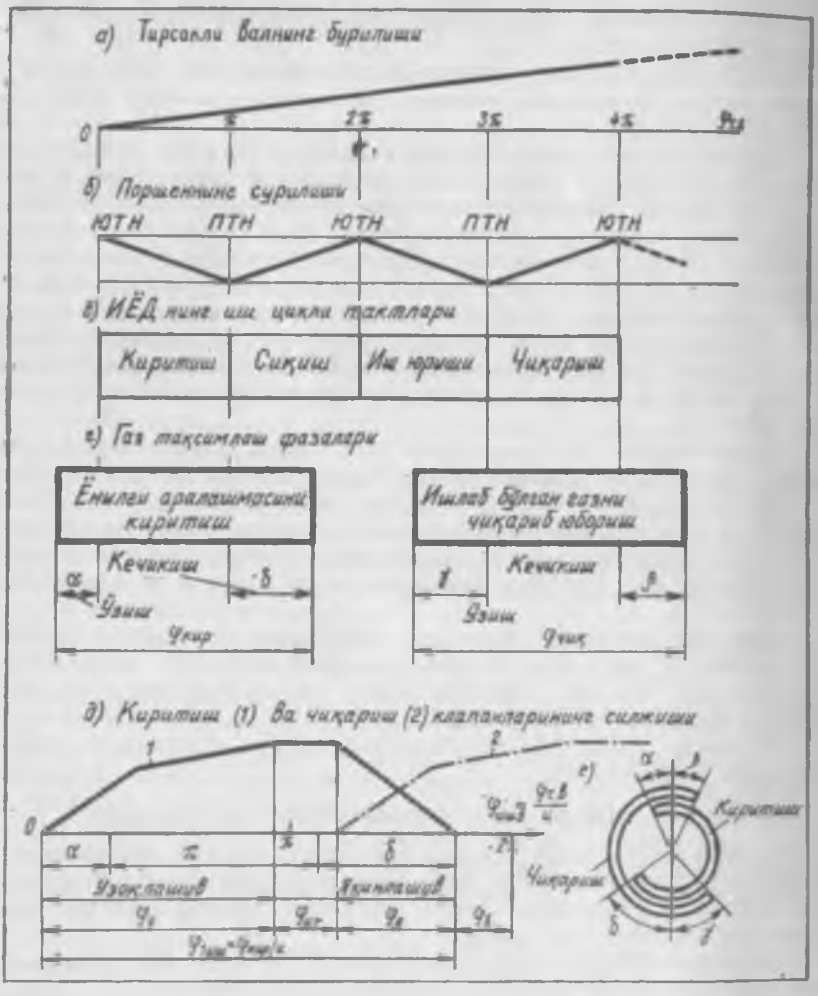
18.2-§. Механизмлар системасининг циклограммаси

Кўпгина механизмлар даврий (цикл) тарзда ишловчи машина ва қурилмаларда қўлланилади. Бир цикл ичида ва иш жараёнларнинг маълум мажмуи амалга оширилади. Бунинг натижасида система циклнинг бошланишидаги ҳолатига яна қайтади.

Циклларнинг турли кўринишлари мавжуд. Механизм ёки механизмлар системасидаги ҳамма бўғинлар нуқталари ҳолатларининг ва ҳаракат йўналишининг даврий равишда мос келиши **кинематик цикл** дейилади. Таъсир қилувчи кучлар ва куч моментлари қувватларининг даврий равишда такрор ўзгариши **энергетик цикл** дейилади.

Технологик машинанинг даврий равишда такрорланадиган операциялар мажмуи **иш цикли** дейилади. Технологик цикл тугаши билан деталь ёки буюм тайёрлаш жараёни поёнига етади. Хом ашё ёки материал биринчи жараён учун узатилган вақтдан бошлаб то тайёр буюм олингунга қадар ўтган вақт **ишлаб чиқариш циклини** ташкил этади.

Цикл ичида механизм ижрочи бўғини ҳаракати кетма-кетлигининг ёки механизм ишчи қурилмалари ҳаракати мувофиқлигининг график тасвири **цикликлик графиги** ёки **циклограмма** дейилади.



18,5- расм

Циклограммаларни ишлаб чиқишда механизм ёки қурилма ишчи органларининг бир вақтда (синхрон) силжиш графиклари асос қилиб олинади. 18.5- расмда мисол тариқасида қуйидагилар кўрсатилган: *а* — тирсакли валнинг бурилиши бурчаги графиги; *б*, *в* — ИЁД поршеннинг, цилиндрларидан биридаги киритиш ва чиқариш клапанларининг силжиши; *д* — чизиқли, *г* — тўртбурчак ва *е* — доиравий циклограммалар.

Чизиқли циклограммада ижрочи қурилмаларнинг силжиш графиги шартли равишда қия тўғри чизиқлар орқали, тўхташ даври эса горизонтал тўғри чизиқлар орқали тасвирланади.

Тўртбурчак ва доиравий циклограммаларда силжиш графиклари тасвирланмайди, ҳаракатнинг алоҳида босқичлари ёки жараёнлар оралиғи эса штрихлаб ёки йўғон чизиқлар (тўғри чизиқ ёки айлана ёйи) билан ажратиб кўрсатилади. Бунда ушбу чизиқларнинг узунлиги ҳаракатнинг алоҳида босқичларига мос келади. Бундай циклограммаларда одатда қўшимча равишда алоҳида ҳаракат босқичларининг ёки жараёнларнинг номи ёзилади.

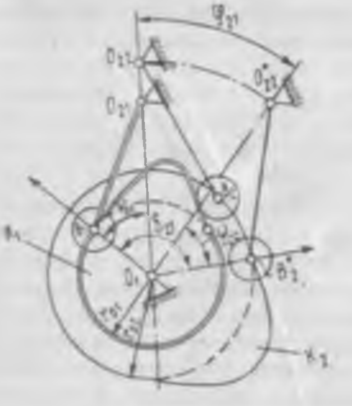
Циклограммалардан ижрочи бўғинлар силжишларининг талаб қилинувчи мувофиқлигини ҳамда цикл ичида бўғинлар нисбий ҳолатларининг изчиллигини таҳлил қилишда фойдаланилади. Бунда ҳаракатлар (иш ва ёрдамчи ҳаракатлар) орасидаги вақт, технологик ва ташиш операцияларини бирлаштириш, айрим жараёнларга сарфланадиган вақтни қисқартириш, операцияларни камроқ давом этадиган ўтишларга бўлиб юбориш мумкинлиги аниқланади ва ҳоказо. Бундай таҳлил кўпинча циклограммани ихчамлаштиришга, яъни цикл вақтини қисқартириб, технологик машиналарнинг иш унумини оширишга имкон беради.

Механизмлар ижрочи бўғинларининг силжишини ўзаро мувофиқлаштириш вақтга ёки бўғинлар ҳолатига боғлиқ равишда амалга оширилади. Биринчи ҳолда вақт бўйича бошқариш системасидан, иккинчи ҳолда эса йўл бўйича бошқариш системасидан фойдаланилади. Механизмдаги барча ижрочи бўғинларнинг ҳаракатланиш изчиллиги такрорланиши учун белгиланган вақт оралиғи ц и к л в а қ т и дейилади.Циклограммаларда баъзан асосий механизм бош валининг ҳаракат вақти эмас, балки унинг бурилиш бурчаги кўрсатилади. Шартли равишда, бу вал равон айланади, деб қаралади. Механизм умумлашган тезлигининг вақт функцияcида ўзгариш даври барқарорлашган ҳаракат цикли сифатида қабул қилинади. Масалан, икки тактли ёки тўрт тактли ИЁД нинг кривошип-ползунли механизми учун циклик бурилиш бурчаклари турлича бўлади: икки тактли ИЁД да у тирсакли валнинг бир марта айланишига, тўрт тактлида эса икки марта айланишига тўғри келади.

Ҳар бир цикл т а к т ёки ф а з а л а р д а н ташкил топади; улар механизм ёхуд машинанинг асосий аҳволини ажратиб кўрсатишга имкон беради. Масалан, тўрт тактли карбюраторли ИЁД да ижрочи бўғинларнинг ҳаракатланиш тактлари ёки тўхтаб туриш тактларини, ҳаво ёки иши аралашмасини киритиш, сиқиш, кенгайтириш ва ишлаб бўлган газларни чиқариб юбориш тактларини, икки тактли дизелларда эса пуфлаш ва сиқиш ҳамда иш юриши ва чиқариб юбориш тактларини ажратиб кўрсатиш мумкин (18.5- расм, *г*). Ҳаракатланиш такти давомида бирорта ҳам ижрочи механизмнинг ҳолати ўзгармайди, яъни бўғинлар ё ҳаракат ҳолатида, ёки тинч ҳолатда бўлади.

Ижрочи бўғинларнинг ўз ҳолатларига боғлиқ равишда мувофиқ тарзда ҳаракатланиш схемаси т а к т о г р а м м а деб аталади. Масалан, муштли механизм циклограммасида ёки тактограммасида тўртта асосий фаза: итаргичнинг узоқлашув, узоқда тинч туриш, яқинлашув ҳамда яқинда тинч туриш фазалари ажратиб кўрсатилади.

Фаза бурчаклари машинанинг иш циклларини таҳлил қилиш асосида танланади. Масалан, ИЁД да тактлар оралиғи поршеннинг четки ҳолатлари: юқориги ва пастки «туриш нуқталари» (ю.т.н. ва п.т.н.) даги



18.6- расм

ҳолатларига қараб белгиланади, яъни тирсакли вал бир такт ичида 180° бурчакка бурилади. ИЁД да клапанларнинг очилиш ва ёпилиш пайтлари газ тақсимлаш фазалари дейилади. Газнинг тақсимланишини тақсимлаш валидаги муштлар амалга оширади. Киритиш клапани поршень ю. т. н. га етиб келмасдан илгарироқ, яъни қандайдир α бурчакка ўзиб очилиши ва δ бурчакка кечикиб ёпилиши керак (18.5-расм, *е*). Чиқариш клапани поршень п. т. н. га етиб келмасдан, яъни γ бурчакка ўзган ҳолда очилиб, β бурчакка кечиккан ҳолда ёпилиши лозим. Ўзиш ва кечикиш бурчакларининг аниқ қийматлари двигателнинг маркасига боғлиқ. Масалан, ВАЗ-2106 учун: $\alpha = 12°$; $\delta = 40°$; $\gamma = 42°$; $\beta = 10°$; ЗИЛ-130 учун: $\alpha = 31°$; $\delta = 83°$; $\gamma = 67°$; $\beta = 47°$.

Муштли тақсимлаш вали бир қанча муштларга эга бўлиб, уларнинг ҳаммаси битта умумий валга ўрнатилади, лекин ҳар бири ҳаракат ёки буйруқни турли ижрочи бўғинларга узатиш учун хизмат қилади.

Тақсимлаш валидаги радиус-векторлардан бири саноқ боши (асосий) чизиғи деб қабул қилинади; ҳар бир муштнинг ўрнатилиш бурчаги ўша чизиққа нисбатан аниқланади. Ушбу бурчаклар ҳаракатни ўзгартириш усулидан фойдаланган ҳолда аналитик ёки график тарзда осонгина аниқланади. 18.6-расмда итаргичлар ҳаракатлана бошлаш фазасининг силжиш қиймати берилганда *К2* муштни *К1* муштга нисбатан ўрнатиш бурчаги δ_{21} ни тақсимлаш валининг бурилиш бурчаги φ_{21} га кўра аниқлашга мисол кўрсатилган.

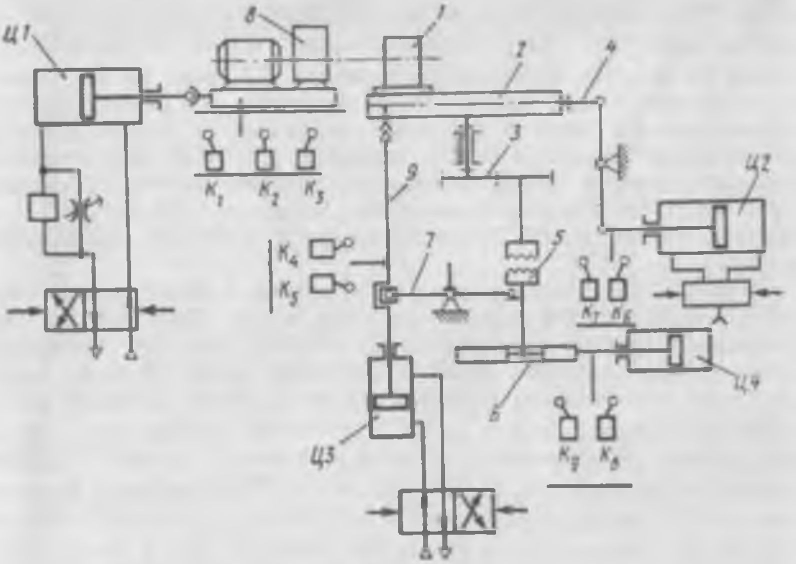
Дастлаб B_1O_{21} ва B_2O_{22} итаргичларнинг $O_1O_{21}O_{22}$ ўқлараро чизиққа нисбатан бошланғич ҳолатларини кўрсатувчи ψ_{01} ва ψ_{02} бурчаклар аниқланади.

K_2 муштнинг K_1 муштга нисбатан δ_{21} ўрнатилиш бурчаги қуйидаги муносабатдан аниқланади:

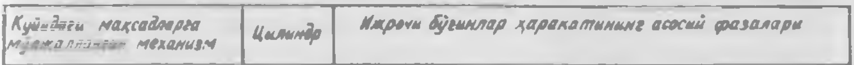
$$\delta_{21} = \varphi_{21} + \psi_{01} + \psi_{02}.$$

Ушбу муносабатда B_1 ва B_2 ўқлар $O_1O_{21}O_{22}$ чизиқнинг турли томонларида жойлашганлиги ҳисобга олинган (18.6-расм).

Бир неча двигателли механизмлар системасини бошқариш асосларининг ўзига хос томонларини аниқлаш мақсадида 18.7-расмда агрегат дастгоҳ бир қанча қурилмаларининг асосий схемалари келтирилган. Дастгоҳнинг *2* бурилма столига *1* деталь ўрнатилган. Мазкур деталда *Ц1* цилиндр ёрдамида йўналтирувчилар бўйлаб сурилувчи *8* пармалаш каллаги билан бир ёки бир нечта тешик ишланади. Каллакнинг силжиши уч хил тартибда амалга ошади (18.8-расмга қаранг): асбоб деталга жадаллик билан яқинлаштирилади (a_1a_1' чизиқ), пармалаш каллаги пар-



18,7- расм



18,8- расм

малаш учун узатилади ($a_1' a_1''$ чизиқ) ва каллак дастлабки ҳолатига тез қайтарилади ($a_1'' a_1$ чизиқ). Пармалаш каллаги *К1* ва *К3* алмашлаб улагичлар билан четки ҳолатларга келтирилади, *К2* билан эса иш тезлигига ўтказилади. Тешик ишлаш вақтида планшайба *Ц3* цилиндр ёрдамида ҳаракатланувчи *9* фиксатор воситасида муайян ҳолатда қотириб қўйилади. Фиксаторнинг ҳолати *К4* ва *К5* алмашлаб улагичлар орқали назорат қилинади. Керакли ҳолатда ўрнатилган планшайба цилиндр *Ц2* ҳаракатга келтирадиган *4* тормоз билан пухта маҳкамлаб қўйилади. *Ц2* цилиндр штогининг ҳолати *К6* ва *К7* алмашлаб улагичлар орқали назорат қилинади.

Тешик ишланиб бўлингандан сўнг планшайба *3* тишли узатма, *6* тишрейкали узатма ва *Ц4* цилиндр ёрдамида ўз ўқи атрофида бурилади. Планшайба бурилиб ва ўрнашиб бўлганидан сўнг *Ц4* цилиндрнинг штоги рейкани дастлабки ҳолатига қайтаради. Шток *К8* ва *К9* алмашлаб улагичлар ёрдамида керакли ҳолатда маҳкамлаб қўйилади. Планшайбанинг сиқилган ҳолати a_2 орқали, бўшаган ҳолати эса $\bar{a}_2$ орқали белгиланади. Фиксаторнинг бўшатишдаги ҳолати a_3 билан, қотириб қўйишдаги ҳолати эса $\bar{a}_3$ билан белгиланади. Планшайбанинг [бурилгандаги ҳолати ҳамда планшайбанинг рейка орқага қайтганда тўхтагандаги ҳолати мос тарзда a_4 ва $\bar{a}_4$ орқали белгиланади.

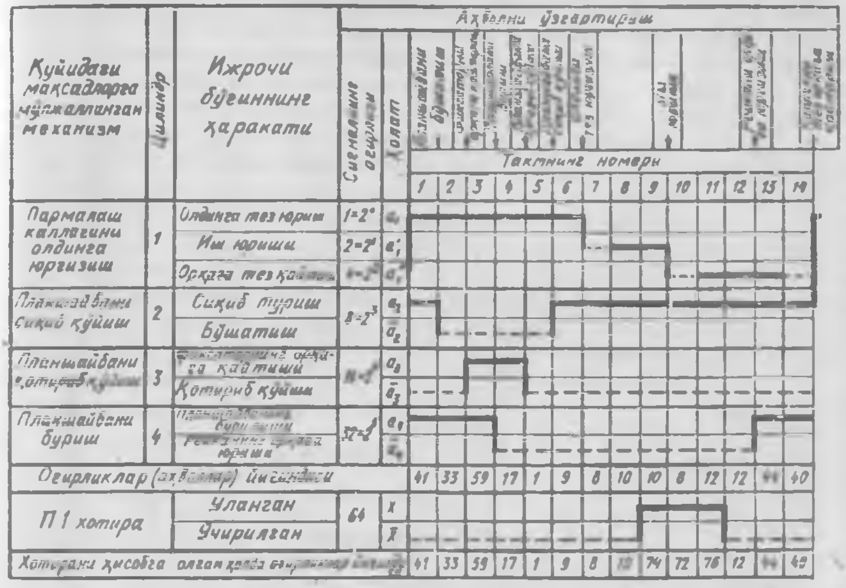
Дастгоҳдаги маълум мақсадга мўлжалланган механизмларнинг ишлаш циклограммаси 18.8- расмда келтирилган. Циклограммада қия чизиқлар билан ижрочи бўғинларнинг ҳамда уларга тегишли куч цилиндрлар штокларининг силжиш оралиқлари кўрсатилган. Циклограммани ишлаб чиқишда қуйидаги зарур блокировкалар назарда тутилади: цикл қирқувчи асбоблар айланиб ишга тушиб кетганидан сўнг бошланиши мумкин; ишлов бериш планшайба керакли ҳолатда қотириб қўйилганидан сўнг амалга оширилиши мумкин; асбоб ишланаётган тешикдан чиқариб олинганидан сўнггина планшайба бўшатилиши ҳамда фиксатор орқага қайтарилиши мумкин; асбоб синганда куч узатиш каллаги айланма ҳамда илгарилама ҳаракатдан тўхтайди; операция тугаганидан сўнг ҳамма механизмлар (кўрсатилган йўналишда айланувчи планшайбадан ташқари) дастлабки ҳолатни эгаллайди.

Баъзан механизлар системаси ишининг кўриниши ўзгартирилган циклограммаларидан ҳам фойдаланилади; уларда вақт масштаби ҳисобга олинмайди. Бундай циклограммаларда фақат у ёки бу механизмлар ва бошқарувчи қурилмаларни ишга тушириш кетма-кетлиги кўрсатилади. Улар ишга тушириш тактограммаси ёки жадвали деб аталади.

Механизмлар ва қурилмалар системаларининг ишлаш такти деб шундай вақт оралиғига айтиладики, бу вақт ичида иккита кетма-кет ҳолат ўзгариши содир бўлади. Тактлар 1, 2, 3, 4 ва ҳоказо рақамлар билан белгиланади.

Механизм ва қурилмалар ижрочи бўғинларининг муайян ҳолатлари танлаб олинади. Одатда бундай ҳолатдан иккитаси танланади: уланган — узилган, ҳаракатланаяпти — тўхтаб турибди, магнитланган — магнитсизланган ва ҳоказо.

Бир ҳолатдан иккинчи бир ҳолатга ўтиш жуда қисқа вақт оралиғида содир бўлади. Тактограммаларда (18.9- расмга қаранг) бундай ўтиш



18.9- расм

бир сатр доирасида йўғон вертикал чизиқ билан тасвирланади. Бу чизиқлар тактлар орасидаги чегарани билдиради. Ижрочи бўғинларнинг қайд қилинган ҳолатларига тегишли сатрлардаги горизонтал чизиқлар тўғри келади: йўғон чизиқ бўғинининг бир ҳолатини (битта кириш сигнали), штрих чизиқ (ёки ингичка чизиқ) унинг бошқа бир ҳолатини (нолинчи кириш сигнали) билдиради.

Баъзи ҳолларда битта ижрочи бўғин учун бир қанча ҳолатни, масалан, олдинга тез сурилишга уланган, олдинга иш тезлиги билан юришга уланган, орқага тез қайтишга уланган, узилган каби ҳолатларни фарқ қила билиш лозим.

Иккита ҳолатга эга қурилмалар релели қурилмалар синфига мансубдир. Уларда a_1, a_2, a_3 кириш каналлари ҳамда f_1, f_2, f_3 чиқиш каналлари бўлади. Ҳар бир канал орқали 0 ва 1 қийматларга эга бўлган узлукли (дискрет) сигналлар берилиши мумкин. Айни вақтдаги сигналлар қийматларининг релели қурилманинг кириш каналларидаги мажмуи кириш деб, чиқиш каналларидаги мажмуи эса чиқиш деб аталади. Узлукли сигналлар устидаги амаллар алгебраик мантиқ қоидаларига кўра бажарилади.

Кўп тактли дискрет системанинг аҳволини тўла тавсифлаш учун хотира элементи (масалан, триггерлар) ҳам киритилади.

Ҳар бир такт учун киришнинг турли қийматларига эга бўлиш зарур. Улар ўнли эквивалентларга эга бўлади. Шу сабабли ҳар бир кириш канали 2^0, 2^1, 2^2, 2^3 каби муайян оғирликка эга бўлади. Такт оғирлигини аниқлаш учун кириш каналининг оғирлиги сигнал қийматига (0 ёки 1 га) кўпайтирилади ва олинган қийматлар йиғиндиси ҳисоблаб чиқилади.

Масалан. 18.9- расмда махсус механизмларнинг турли ҳолатларига 1. 2, 4, 8, 16, 32 оғирликлар берилган ҳамда 1 дан 14 гача бўлган тактлар ҳамма ҳолатларнинг оғирликлари йиғиндиси аниқланган: 41, 33, 59, 17,1 ва ҳоказо. 7 ва 10- тактлар 8 ва 9, 11 ва 12- тактлар оғирликларининг эквивалент йиғиндиси баробар (мос равишда 8, 10 ва 12) бўлиб чиқди. Бундай ҳолларда бошқариш системасини амалга ошириш учун қўшимча кириш канали — *П1* хотира элементи киритилади ва унга тегишлича оғирлик берилади (18.9- расмда хотира элементининг оғирлиги 64 га тенг). Ҳар бир кириш сигналига олдингиларидан фарқ қиладиган йиғинди оғирлик тўғри келмагунча ана шундай хотира элементлари киритилаверади. «Хотирани ҳисобга олганда оғирликлар йиғиндиси» ёзувли сатрда барча 14 та такт учун ўнли эквивалентининг турли қийматлари пайдо бўлиши учун жадвалга (18.9- расм) битта хотира элементини киритишнинг ўзи кифоя қилади.

АДАБИЁТЛАР РУЙХАТИ

1. *Артоболевский И. И.* Теория механизмов и машин. М., 1975.
2. *Гавриленко В. А.* ва бошқалар. Теория механизмов. М., 1973.
3. *Юдин В. А., Петрокас Л. В.* Теория механизмов и машин. М., 1977.
4. *Кожевников С. Н.* Теория механизмов и машин. М., 1973.
5. *Левитский Н. И.* Теория механизмов и машин. М., 1979.
6. *Фролов К. В.* Методы совершенствования машин и современные задачи машиноведения. М., 1984.
7. *Решетов Л. Н.* Самоустановливающиеся механизмы: Справочник. М., 1979.
8. Вибрация в технике: Справочник. 6 жилддан иборат М., 1979—1981.
9. Основы балансировочной техники. 2 жилддан иборат (*Щепетильников В. А.* таҳририда). М., Машиностроение, 1975.
10. *роников А. С.* Надежность машин. М., 1978.
11. Трение, изнашивание и смазка: Справочник. 2 жилддан иборат (*Крагельский И. В.* ва *Алисин В. В.* таҳририда). М., 1979.
12. *Попов С. А.* Курсовое проектирование по теории механизмов и механике машин. М., 1986.
13. *Гавриленко В. А.* Основы теории эвольвентной зубчатой передачи. М., 1969.

МУНДАРИЖА

Сўз боши 3
Кириш 4

1-боб. **Механизм ва машиналар назариясининг муаммолари** 9

Биринчи бўлим. **Механизмлар, машиналарнинг ва машиналар системасининг кинематик ва динамик хусусиятларини аниқлашнинг умумий усуллари** 18

2-боб. Механизмларнинг тузилиши 18

2.1-§. Асосий таърифлар 18
2.2-§. Кинематик жуфтликлар таснифи (классификацияси) 21
2.3-§. Механизмларнинг турлари ва уларнинг тузилиш схемалари . . 23
2.4-§. Механизмларнинг тузилиш формулалари 31
2.5-§. Механизмларнинг тузилишини таҳлил ва синтез қилиш. Машиналарнинг ишга яроқлилигига ва ишончлилигига ортиқча боғламаларнинг таъсири 33
2.6-§. Кинематик жуфтликлардаги маҳаллий қўшимча боғламалар 40
2.7-§. Ортиқча контур боғламалари ҳамда энг қулай тузилишли механизмларни синтез қилиш 48

3-боб. **Механизмларнинг кинематик хусусиятлари** 57

3.1-§. Кириш ва чиқиш бўғинларининг кинематикаси ва механизмнинг узатиш вазифалари 58
3.2-§. Пишангли текис механизмларнинг ҳолатлари, тезликлари ва тезланишлари планлари 63
3.3-§. Пишангли текис механизмларнинг кинематик узатиш функцияларини ЭҲМдан фойдаланган ҳолда аналитик усулда аниқлаш . 88
3.4-§. Дифференциаллаш ва интеграллашнинг график ҳамда рақамли усулларининг қўлланилиши 109
3.5-§. Олий жуфтликли текис механизмларнинг кинематик хусусиятлари 117
3.6-§. Фазовий механизмларнинг кинематик хусусиятлари 123

4-боб. **Бикр бўғинлардан ташкил топган машинали агрегат ҳаракатини тадқиқ этиш** 139

4.1-§. Машиналардаги таъсир этувчи кучлар ва уларнинг хусусиятлари 139
4.2-§. Машинали агрегатнинг динамик нусхаси (модели) 143
4.3-§. Кучларни келтириш 145
4.4-§. Массаларни келтириш 150
4.5-§. Механизмнинг ҳаракат тенгламаси 153
4.6-§. Барқарорлашмаган тартиб. Фақат ҳолатга боғлиқ равишда ўзгарувчи кучлар билан юкланган механизм тезлигининг ўзгариш қонуни 156
4.7-§. Барқарорлашмаган тартиб. Фақат тезликка боғлиқ равишда ўзгарувчи кучлар билан юкланган механизм тезлигининг ўзгариш қонуни 158
4.8-§. Барқарорлашмаган тартиб. Ҳам ҳолатга, ҳам тезликка боғлиқ равишда ўзгарувчи куч ва моментлар билан юкланган механизм тезлигининг ўзгариш қонуни 161
4.9-§. Барқарорлашган тартиб. Механизм ҳаракатининг нотекислиги . 164
4.10-§. Барқарорлашган тартиб. Мерцалов усули бўйича динамик синтез ва таҳлил қилиш 167
4.11-§. Барқарорлашган тартиб. Таъсир этувчи кучларга тезликнинг таъсирини ҳисобга олган ҳолда динамик таҳлил ва синтез қилиш 173

5-боб. **Механизмларни кучга ҳисоблаш** 181

5.1-§. Кучга ҳисоблашнинг умумий методикаси 181

5.2- §. Пишангли механизмни кучга ҳисоблашнинг график усулли . . . 187
5.3- §. Пишангли механизмни кучга ҳисоблашнинг аналитик усули . . 192

6- боб. Механизмларни мувозанатлаш 203

6.1- §. Механизмларнинг мувозанатланмаганлиги турлари. Статик мувозанатлаш 204
6.2- §. Момент жиҳатидан мувозанатлаш 211
6.3- §. Роторнинг мувозанатланмаганлиги ва унинг турлари 213
6.4- §. Лойиҳалашда роторларни динамик мувозанатлаш 217
6.5- §. Тайёрланган роторларни статик ва динамик мувозанатлаш . . . 219

7- боб. Механизм ва машиналарда ишқаланиш 227

7.1- §. Ташқи ишқаланишнинг турлари ва хусусиятлари 228
7.2- §. Ишқаланишни ҳисобга олган ҳолда кинематик жуфтликлардаги кучлар таъсирини ҳисоблаш 232
7.3- §. Ишқаланишни ҳисобга олган ҳолда механизмни кучга ҳисоблаш 237
7.4- §. Ишқаланишдаги энергия исрофи. Механик фойдали иш коэффициенти 241

8- боб. Кинематик жуфтликлар элементларининг ейилишини ҳисоблаш . . 245

8.1- §. Ейилишни баҳолаш мезонлари 246
8.2- §. Қуйи ва олий кинематик жуфтликлар элементларининг ейилишини ҳисоблаш 250

9- боб. Машинали агрегатнинг ҳаракатини бўғинлар эластиклигини ҳисобга олган ҳолда тадқиқ этиш 255

9.1- §. Машинали агрегатнинг динамик нусхаси 255
9.2- §. Машинали агрегатнинг барқарор ҳаракати 261
9.3- §. Бўғинларнинг эластиклиги таъсирини текшириш 266

10- боб. Титраш активлиги ва машиналарни титрашдан муҳофазалаш . . 270

10.1- §. Тебраниш манбалари ва титрашдан муҳофазалаш объектлари . 270
10.2- §. Механик таъсирларнинг техник объектга ва инсонга таъсири . 275
10.3- §. Титраш таъсирларини таҳлил қилиш 276
10.4- §. Титрашдан муҳофазалашнинг асосий усуллари 280
10.5- §. Тебранишларни сўндириш (демпферлаш). Механик системанинг диссипатив хусусиятлари 281
10.6- §. Титрашдан изоляциялаш асослари. Эркинлик даражаси битта бўлган титрашдан муҳофазалаш системалари 285
10.7- §. Тебранишларни динамик сўндириш 289
10.8- §. Қовушоқ ва қуруқлайин ишқаланишли тебранишни юткичлар . 301
10.9- §. Тебранишларни зарб орқали (урилма) сўндиргичлар 303
10.10- §. Титрашдан актив муҳофазалаш системаларининг асосий схемалари 305

Иккинчи бўлим. Механизмларнинг асосий турлари схемаларини лойиҳалаш усуллари 310

11- боб. Қуйи жуфтликли механизмлар схемаларини кинематик синтезлаш. Робот-манипулятор механизмлари 310
11.1- §. Тўрт бўғинли текис механизмларда кривошипнинг мавжудлиги шарти 310
11.2- §. Тўрт бўғинли механизмларни бўғинларининг икки ҳолатига кўра синтезлаш 312
11.3- §. Бўғинларининг уч ҳолатига кўра тўрт бўғинли механизмларни синтезлаш 317
11.4- §. Механизмларни бўғиннинг ўртача тезлигига ва чиқиш бўғини ўртача тезлигининг ўзгариш коэффициентига кўра синтезлаш . 321
11.5- §. Манипуляторлар, уларнинг тузилиши ва ишлатилиш соҳаси . . 325
11.6- §. Манипуляторнинг техник кўрсаткичлари 328

11.7-§. Манипуляторларни бошқариш системалари ҳақида 335
11.8-§. Манипуляторлар динамикасининг баъзи масалалари 340

12-боб. **Олий жуфтликли механизмларни синтезлаш усуллари** 343

12.1-§. Илашманинг асосий теоремаси 344
12.2-§. Ўзаро уринувчи юзаларнинг сирпаниш тезлиги 349
12.3-§. Олий жуфтлик орқали ҳаракат узатилишида босим бурчаги . . 352
12.4-§. Туташ юзаларни синтезлашнинг график усуллари 353
12.5-§. Юзалар илашмасининг асосий дифференциал тенгламаси . . . 355
12.6-§. Ясовчи сиртлар 357

13-боб. **Цилиндрсимон тишли узатмалар** 360

13.1-§. Тишли ғилдирак элементлари 360
13.2-§. Эвольвентали илашманинг элементлари ва хоссалари 367
13.3-§. Дастгоҳ илашмасининг асосий қоидалари. Рейкали дастгоҳ илашмаси 369
13.4-§. Тиш асосининг қирқилиб ўйилиши ва тишнинг ўткирлашуви . 374
13.5-§. Эвольвентали тишли узатма 376
13.6-§. Тишли узатманинг сифат кўрсаткичлари. Силжишни ҳисоблаш коэффициентларини танлаш 379

14-боб. **Фазовий тишли узатмалар** 385

14.1-§. Конуссимон тишли узатма 385
14.2-§. Гиперболоид тишли узатма 396

15-боб. **Кўп бўғинли тишли механизмлар** 404

15.1-§. Ғилдиракларининг ўқлари қўзғалмас бўлган кўп бўғинли тишли механизмлар 404
15.2-§. Планетар тишли механизмлар 408
15.3-§. Планетар механизмлар схемаларини танлаш ва уларнинг кинематик хусусиятлари 415
15.4-§. Планетар механизмлар ғилдиракларининг тишлари сонини аниқлаш 424
15.5-§. Тўлқинсимон тишли узатмалар 430

16-боб. **Чиқиш бўғини узлукли ҳаракатланувчи механизмлар** 437

16.1-§. Тишли ва тўсиқли механизмлар 437
16.2-§. Мальта механизмлари 439
16.3-§. Туюлма тўхтаб-тўхтаб ҳаракатланувчи пишангли механизмлар 444

17-боб. **Муштли механизмлар** 446

17.1-§. Муштли механизмларнинг турлари ва уларнинг ўзига хос томонлари 447
17.2-§. Итаргичнинг ҳаракат қонуни ва уни танлаш 449
17.3-§. Кинематик жуфтликларда босим бурчаги ва кучларнинг ошиб бориши коэффициенти 452
17.4-§. Берилган босим бурчагига кўра муштли механизм ўлчамларини аниқлаш 455
17.5-§. Муштнинг ташқи ўлчамларини профилининг қабариқлиги шартига кўра аниқлаш 464
17.6-§. Дисксимон муштлар профилининг координаталарини аниқлаш 466
17.7-§. Цилиндрсимон муштли механизмлар 473
17.8-§. Муштли механизм бўғинлари эластиклигининг итаргичнинг ҳаракат қонунига ҳамда мушт профилининг шаклига таъсири . 474

18-боб. **Механизмлар системасининг ҳаракатини бошқариш** 477

18.1-§. Механизмлар ҳаракатини программа билан бошқариш системаси 477
18.2-§. Механизмлар системасининг циклограммаси 485

Адабиётлар рўйхати 492

На узбекском языке

**КОНСТАНТИН ВАСИЛЬЕВИЧ ФРОЛОВ,
СЕРГЕЙ АЛЕКСАНДРОВИЧ ПОПОВ,
АЛЕКСАНДР КОНСТАНТИНОВИЧ МУСАТОВ и др.**

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Учебник для ВУЗов

Перевод с издания «Высшая школа»,
М., 1987.

Ташкент «Ўқитувчи» 1991

Муҳаррир Шарипов С.
Бадиий муҳаррир Неққадамбоев Ф.
Техн. муҳаррирлар: Салахутдинова А., Золотилова Т.
Мусаҳҳиҳ Абдуллаева М.

ИБ № 4990

Теришга берилди 18.04.90. Босишга рухсат этилди 02.10.90. Формати $60\times90^1/_{16}$. Типография қоғози № 2. Литературная гарн. Юқори босма усулида босилди. Шартли б. т. 31,0. Шартли кр-отт. 31,0. Нашр т. 30,41. Тиражи 6000. Буюртма № 2316. Баҳоси 6 с. 50 т.

«Ўқитувчи» нашриёти. 700129. Тошкент, Навоий кўчаси, 30. Шартнома 11—274—89.

ЎзССР Матбуот давлат комитетининг Тошкент полиграфия комбинатида терилиб, Янгийўл китоб фабрикасида босилди. Янгийўл, Самарқанд кўчаси, 44. 1991.

Набрано на Ташполиграфкомбинате, отпечатано на Янгиюльской книжной фабрике Государственного комитета УзССР по печати. Янгиюль, ул. Самаркандская, 44.

6 с.50к.

«[illegible]»