

№ 1230

**МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ИНСТИТУТ СТАЛИ И СПЛАВОВ**
Технологический университет

МИСиС



В.Д. Попов

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

**Сборник заданий
для самостоятельной работы студентов**

МОСКВА 2001

Б21.8(072)
П58

№ 1230

МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ИНСТИТУТ СТАЛИ и СПЛАВОВ
Технологический университет

МИСИС



Кафедра машин и агрегатов металлургических предприятий

В.Д. Попов

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

**Сборник заданий
для самостоятельной работы студентов
специальностей 1106, 1204, 1703
по дисциплинам ТММ, ДМиОК, ДМиПТМ, ПМ**

**Рекомендовано редакционно-издательским
советом института
в качестве учебного пособия**

ББК 34.41 Т 33

УДК 621.01

П58

П58 Попов В.Д. Детали машин и основы конструирования: Сборник заданий. – М.: МИСиС, 2001. – 72с.

В пособии рассмотрены инженерные расчеты приводных устройств металлургических машин, приведены методические указания по их выполнению, а также исходные данные, необходимые для самостоятельной работы студентов над заданиями.

Методика расчетов приближена к реальным условиям и охватывает полный цикл расчета привода. Число вариантов заданий позволяет индивидуализировать работу 56-ти студентов.

© Московский государственный
институт стали и сплавов
(Технологический университет)
(МИСиС) 2001

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие.....	4
Методические указания по выполнению заданий.....	5
1. Кинематическое исследование рычажного механизма привода одной из типовых технологических машин.....	7
2. Динамическое исследование рычажных механизмов технологических машин.....	13
3. Силовое исследование рычажного механизма привода типовых технологических машин.....	17
4. Определение передаточных чисел планетарных механизмов.....	21
5. Расчет кинематических и энергосиловых параметров привода металлургических машин.....	24
6. Проектный расчет закрытой цилиндрической зубчатой передачи.....	27
7. Проверочный расчет цилиндрических зубчатых передач.....	29
8. Расчет и конструирование прямого ступенчатого вала.....	31
9. Расчет подшипников качения по динамической и статической грузоподъемности.....	35
10. Разработка технологии изготовления детали цилиндрической формы.....	37
11. Составление технологических карт.....	39
Курсовая работа по курсу "Теория механизмов и машин".....	40
Курсовой проект по курсу "Детали машин".....	42
Курсовая работа по курсу "Технология машиностроения".....	44
Литература.....	45
Приложение 1. Варианты структурных схем механизмов и их параметров.....	46
Приложение 2. Варианты планетарных редукторов.....	60
Приложение 3. Схемы редукторов.....	69
Приложение 4 Коэффициенты режима нагрузки.....	71

ПРЕДИСЛОВИЕ

В пособие включены задания по общинженерным курсам “Теория механизмов и машин”, “Детали машин и основы конструирования”, “Детали машин и подъемно транспортные механизмы”, “Прикладная механика”, “Технология машиностроения”, а также методические указания по выполнению этих заданий, справочный материал, необходимый для выполнения этих заданий и курсовых проектов.

Наиболее сложным вопросом в учебном процессе является переход от теоретической подготовки студентов к реальному применению полученных знаний при решении конкретных инженерных задач.

Целью данного пособия является развитие у студентов навыков последовательного решения ряда инженерных задач взаимосвязанных общими исходными параметрами и конечным результатом, точность которого базируется на правильном и оптимальном решении каждого из этапов задания.

Задания строятся по принципу “сквозного проектирования”. Они объединены общими исходными данными в единый комплекс инженерных задач, максимально приближенных к реальному проектированию типовых технологических механизмов и взаимосвязаны последовательностью выполнения каждого из заданий на основе решения предыдущего с последующим переходом к курсовому проектированию.

Использование результатов домашних заданий в курсовых проектах позволяет не только углубить теоретическую и общинженерную подготовку студентов, но и ознакомить их с методическими приемами использования теоретических закономерностей в решении практических задач, развить навыки творческого мышления, технической эстетики и инженерной графики.

Тематика некоторых заданий может получить развитие в специальном курсовом проектировании и войти в виде составной части в дипломный проект.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ЗАДАНИЙ

Каждый студент получает индивидуальное задание, зашифрованное пятизначным числовым индексом, например, 12.02.15.04.11:

- первый числовой индекс в пределах от 1 до 14 обозначает вид структурной схемы механизма;
- второй индекс от 1 до 4 задает вариант численных значений расчетных параметров;
- третий индекс от 1 до 20 обозначает тип редуктора;
- четвертый индекс от 1 до 9 определяет вид планетарного механизма;
- пятый индекс от 1 до 15 задает значения коэффициентов нагрузки.

Каждое задание состоит из расчетной и графической частей.

Расчетная часть оформляется в виде расчетно-пояснительной записки, которая содержит следующие разделы:

1. Исходные расчетные данные.
2. Структурную расчетную схему.
3. Введение.
4. Основные теоретические расчеты.
5. Заключение.
6. Список использованной литературы.
7. Содержание.

Во введении должны быть кратко сформулированы цель выполняемой работы и основные предпосылки ее выполнения.

В основных разделах излагается порядок расчета каждого задания: записываются расчетные формулы в буквенном выражении, с расшифровкой каждого буквенного индекса; затем в формулу подставляются численные значения параметров и записывается результат вычислений с указанием размерности, например, [мм]. В разделы включаются необходимые пояснения и обоснования, ссылки на литературные источники, используемые при выборе формул и табличных коэффициентов, даются выводы и рекомендации по итогам расчетов. Окончательные результаты расчетов могут быть сведены в

таблицы. Рисунки, таблицы и формулы должны быть пронумерованы и на них должны быть ссылки в тексте.

Графическая часть задания может быть выполнена на миллиметровке или ватманских листах стандартного размера в оптимальном масштабе, в строгом соответствии с правилами ЕСКД.

1. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ОДНОЙ ИЗ ТИПОВЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Порядок выполнения задания

1. На основании исходных данных, приведенных в Приложении 1 вычертить структурную схему заданного рычажного механизма в выбранном масштабе в виде плана механизма, установив недостающие размеры звеньев аналитически или путем графических построений, используя метод “засечек”. Вычисленные размеры звеньев должны обеспечивать работоспособность механизма: отсутствие заклинивания или несопряжения звеньев в любом, произвольно выбранном положении механизма.

Затем схема механизма должна быть повторена в 12 положениях с угловыми интервалами положения кривошипа в 30° .

2. Построить траектории движения характерных точек механизма, включая центры тяжести звеньев.

3. Построить графики:

- перемещения рабочего органа за один цикл движения по заданным величинам: перемещению рабочего звена (ходу), времени рабочего цикла и средней скорости перемещения;

- изменения скоростей и ускорений рабочего органа, используя метод графического дифференцирования;

- рабочей нагрузки и мощности в зависимости от сил сопротивления и движущих сил.

Вычислить масштабы графиков.

4. Построить планы скоростей и ускорений узловых точек механизма и центров тяжести звеньев для трех положений механизма: заданного, одного из крайних и положения максимальной мощности – положения, в котором предположительно будет возникать наибольшая нагрузка на электродвигатель.

5. Полученные значения скоростей и ускорений узловых точек механизма и центров тяжести звеньев внести в сводную таблицу.

6. Сравнить значения скоростей и ускорений центра тяжести рабочего звена, полученные методом планов, со значениями скоростей и ускорений, полученными из графиков. Установить величину погрешности.

7. Вычислить угловые скорости ω и угловые ускорения ε звеньев, совершающих вращательное или сложное плоское движение.

8. Определить число звеньев и кинематических пар, число степеней свободы механизма и число пассивных связей.

Методические рекомендации по выполнению заданий

1. Приступая к вычерчиванию структурной схемы механизма, следует задаться масштабом плана механизма μ_l , произвольно выбрав длину отрезка, изображающего ведущее звено. Например, длина кривошипа $L_{OA} = 0,2$ м, тогда, приняв длину его вектора равной 20 мм, определим масштаб плана механизма:

$$\mu_l = \frac{L_{OA}}{OA} = \frac{0,2}{20} = 0,01 \left[\frac{\text{м}}{\text{мм}} \right].$$

И далее в этом масштабе строить все прочие звенья в заданном положении механизма.

С целью проверки правильности определения длин звеньев необходимо разделить траекторию движения кривошипа на 12 равных интервалов и построить 12 положений механизма. Нумерацию положений начать с крайнего положения рабочего звена. В случае нарушения в одном или нескольких положениях замыкания кинематических пар, необходимо изменить соотношение длин звеньев или их взаимное расположение в механизме в пределах, заданных интервалов значений.

2. Траектории движения центров тяжести звеньев строить методом “засечек”.

3. Построение графика перемещения рабочего органа механизма лучше производить в масштабе $\mu_s = \mu_l$. Масштаб вектора времени определить, задавшись длиной вектора $\bar{t}$ по оси абсцисс в пределах 120–150 мм, по формуле

$$\mu_r = \frac{t_{1ц}}{\bar{t}}, \left[\frac{с}{мм} \right],$$

где $\bar{t}_{1ц}$ – время одного рабочего цикла в [с].

Затем необходимо разбить шкалу времени одного цикла на 12 интервалов и пронумеровать их, начиная с одного из крайних положений ползуна. Из точки на оси времени, соответствующей повороту кривошипа на $\varphi = 30^\circ$, восстановить перпендикуляр к оси абсцисс и отложить на нем расстояние, равное перемещению ползуна на плане механизма из крайнего положения в ближайшее соседнее, соответствующее повороту кривошипа на 30° . Далее из второй точки на оси абсцисс отложить расстояние, равное перемещению ползуна из крайнего положения в положение, соответствующее повороту кривошипа на угол $\varphi = 60^\circ$ и т. д., полученные засечки соединить по лекалу, вычертив таким образом кривую, являющуюся графиком перемещений.

Ниже строить график изменения скоростей рабочего звена, применяя метод графического дифференцирования ([1] см. с. 109–117); масштаб плана скоростей определить по формуле:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\bar{H}_v \cdot \mu_r}, \left[\frac{м}{с \cdot мм} \right]$$

где $\bar{H}_v$ – полюсное расстояние графика скоростей, выбирается произвольно.

Таким же образом ниже строится график ускорений. Масштаб графика ускорений:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\bar{H}_a \cdot \mu_r}, \left[\frac{м}{с^2 \cdot мм} \right],$$

где $\bar{H}_a$ – полюсное расстояние графика ускорений.

График рабочей нагрузки строить в произвольно выбранном масштабе по приведенным в исходных данных соотношениям.

График изменения мощности, передаваемой на рабочий орган, может быть построен на основе зависимости

$$P_i = F_{pi} \cdot V_{si},$$

где F_{pi} – рабочая нагрузка;

V_{si} – скорость центра тяжести рабочего органа в i -ом положении.

4. При построении планов скоростей и ускорений использовать следующие соотношения и рекомендации:

- скорости точек, совершающих вращательное движение, определить как произведение угловой скорости звена на расстояние данной точки до центра вращения:

$$V_A = \omega_1 \cdot l_{OA},$$

направление вектора этой скорости перпендикулярно радиус-вектору точки на плане механизма.

- скорости точек, совершающих поступательное движение, направлены вдоль траектории их движения;

- абсолютная скорость точки V_A равна геометрической сумме переносной V_e и относительной V_r скоростей этой точки:

$$V_A = V_e + V_r;$$

- все векторы абсолютных скоростей проходят через полюс плана, векторы относительных скоростей проходят вне полюса плана;

- нормальные составляющие ускорений точек при вращательном движении a_A^n определить по формулам:

$$a_A^n = \frac{V_A^2}{l_{OA}} \text{ или } a_A^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}$$

- причем векторы этих ускорений направлены вдоль радиус-вектора точки в сторону центра вращения;

- векторы тангенциальных ускорений перпендикулярны направлению нормальных ускорений;

- векторы абсолютных ускорений точек должны проходить через полюс плана ускорений;

- абсолютное ускорение $\bar{a}_A$ любой точки звена, совершающего сложное плоское движение, равно геометрической сумме переносного ускорения $\bar{a}_e$, нормального ускорения во вращательном относительном движении $\bar{a}_r^n$ и тангенциального ускорения $\bar{a}_r^t$ во вращательном относительном движении:

$$\bar{a}_A = \bar{a}_e + \bar{a}_r^n + \bar{a}_r^t,$$

если в сложном плоском движении переносное движение не является поступательным, как например, в кулисном механизме, то в выраже-

ние для абсолютного ускорения добавляется кориолисово ускорение $\bar{a}_k$:

$$\bar{a}_A = \bar{a}_e + \bar{a}_r + \bar{a}_k,$$

причем величина кориолисова ускорения равна удвоенному произведению угловой скорости звена, совершающего переносное движение – кулисы, на относительную скорость V_r :

$$a_k = 2 \cdot \omega_i V_r;$$

– для определения направления вектора кориолисова ускорения достаточно повернуть вектор относительной скорости V_r на 90° в направлении угловой скорости звена переносного движения;

– полученные значения скоростей и ускорений точек, включая скорости и ускорения центров тяжести звеньев, свести в таблицу.

5. Погрешность определения скоростей и ускорений центров тяжести рабочего органа методом планов и графическим методом определяется так:

$$\Delta V = \frac{V_{\Pi} - V_{\Gamma}}{V_{\Pi}} \cdot 100\% \leq \pm 5\%,$$

$$\Delta a = \frac{a_{\Pi} - a_{\Gamma}}{a_{\Pi}} \cdot 100\% \leq \pm 20\%.$$

6. Угловые скорости звеньев определить путем деления значения скорости относительного движения на величину радиус-вектора, например:

$$\omega_{BA} = \frac{V_{BA}}{l_{AB}}.$$

Угловые ускорения звеньев определить на основании отношения тангенциальной составляющей относительного ускорения к радиус-вектору точки в относительном движении:

$$\varepsilon_{BA} = \frac{a_{BA}^{\tau}}{l_{AB}},$$

Направление углового ускорения определяют по направлению вектора тангенциального ускорения.

7. Число степеней свободы механизма рассчитать по формуле Чебышева:

$$W = 3 \cdot (n - 1) - 2P_H - 1P_B,$$

где n – число звеньев в механизме, включая стойку;

P_H – число низших кинематических пар;

P_B – число высших кинематических пар.

Классифицировать кинематические пары следует по виду, классу, характеру замыкания звеньев и т. д.

Число пассивных связей рассчитать по формуле

$$q = W - 6(n - 1) + 5P_1 + 4P_2 + 3P_3 + 2P_4 + 1P_5,$$

где W – число степеней свободы механизма в плоском движении;

n – число звеньев механизма, считая стойку; P_1, P_2, P_3, P_4, P_5 – числа кинематических пар с 1, 2, 3, 4, 5 степенями свободы, соответственно.

В конце задания необходимо привести список использованных литературных источников.

2. ДИНАМИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Порядок выполнения задания

1. Построить повернутые на 90° планы скоростей для 6-ти положений, соответствующих рабочему ходу исполнительного органа и приложить к соответствующим точкам планов все действующие на механизм силы. При этом следует учитывать характер диаграммы сил полезного производственного сопротивления.

2. Построить графики момента сил полезного сопротивления и момента движущих сил, приведенных к ведущему звену для цикла установившегося движения.

3. Построить графики работы приведенных движущих сил и приведенных сил полезного сопротивления методом графического интегрирования.

4. Построить график изменения кинетической энергии механизма для цикла установившегося движения.

5. Построить графики приведенных к ведущему звену моментов инерции звеньев рычажного механизма.

6. Построить диаграмму “энергия–масса” (диаграмму Виттенбауэра) с целью последующего вычисления размеров маховика.

7. Определить момент инерции маховика, обеспечивающего вращение кривошипа с заданным коэффициентом неравномерности движения механизма.

Методические рекомендации по выполнению задания

1. Построение повернутых на 90° планов скоростей позволяет методом “рычага Жуковского” определить величину уравновешивающей силы на кривошипе в положениях рабочего хода исполнительного звена. Величину сил полезного сопротивления для каждого из положений кривошипа следует принимать в соответствии с при-

веденной в исходных данных диаграммой сил полезного сопротивления. В некоторых случаях для получения более достоверного результата рекомендуется построить планы скоростей и определить уравнивающие силы для дополнительных промежуточных положений кривошипа.

2. Полученные методом “рычага Жуковского” значения уравнивающих сил изобразить в выбранном масштабе в виде графика момента сил полезного сопротивления, совмещенного с графиком приведенного момента движущей силы. Величину момента движущей силы определить из условия равенства площадей фигур под графиками момента сил полезного сопротивления и момента движущих сил:

$$A_d = M_d 2\pi = \int_0^{2\pi} M_{\text{СПС}} d\varphi = \int_0^S F_n dS,$$

где φ – угол поворота кривошипа, соответствующий каждому положению механизма.

3. Для построения графиков работы приведенных сил полезного сопротивления $A_{\text{СПС}}$ и движущих сил $A_{\text{дв}}$ следует воспользоваться методом графического интегрирования. С этой целью на графике моментов слева от начала оси ординат на расстоянии 20–30 мм. нужно выбрать полюс графика моментов P_M . Далее на кривой $M_{\text{СПС}}$ отметить точку, соответствующую середине первого интервала угла поворота кривошипа из положения φ_1 в положение φ_2 , спроецировать ее на ось ординат и соединить с полюсом. Полученную хорду плоско параллельным переносом переместить в начало графика работы $A_{\text{СПС}}$, соответствующее положению φ_1 и продлить до положения φ_2 . Далее срединную точку интервала $\varphi_2 - \varphi_3$ на графике $M_{\text{СПС}}$ спроецировать на ось ординат, соединить с полюсом P_M и полученную хорду перенести на график $A_{\text{СПС}}$, как продолжение уже построенной хорды на участке $\varphi_1 - \varphi_2$, и так далее до конца рабочего хода исполнительного механизма. На участке холостого хода кривая $A_{\text{СПС}}$ перейдет в прямолинейный горизонтальный участок, длящийся до конца рабочего цикла. Хорда, соединяющая начало графика $M_{\text{дв}}$ с полюсом P_M , будучи перенесенной на график $A_{\text{дв}}$ при отсутствии ошибок в предыдущих операциях должна соединить точку пересечения осей с конечной точкой графика $A_{\text{СПС}}$.

4. Для построения графика изменения кинетической энергии необходимо найти разность между работой приведенных моментов

движущих сил и работой сил полезного сопротивления на каждом участке, т.е. разность площадей фигур под графиками этих моментов, умноженную на произведение масштаба графика моментов μ_M и масштаба угла поворота кривошипа μ_φ .

5. При построении графика приведенного к ведущему валу момента инерции звеньев рычажного механизма ось ординат следует расположить горизонтально, т.е. строить график повернутым на 90° по часовой стрелке.

Приведенный момент инерции механизма в общем виде описывается уравнением:

$$I_n = \sum_1^n \left[m_i \left(\frac{V_{si}}{\omega_i} \right)^2 + I_{si} \left(\frac{\omega_i}{\omega_1} \right)^2 \right],$$

где m_i – масса звена механизма;

i – порядковый номер звена;

$I_{si} = m_i I_i^2 / 12$ – момент инерции i -го звена относительно оси, проходящей через центр масс S_i -звена;

ω_i – угловая скорость i -го звена;

V_{si} – скорость центра масс i -го звена;

ω_1 – угловая скорость кривошипа.

6. График “энергия–масса” построить методом исключения параметра φ из графика изменения кинетической энергии механизма и приведенного момента инерции, т.е. путем построения точек пересечения отрезков прямых, проведенных через одноименные точки на графиках кинетической энергии и приведенного момента инерции.

7. Для определения момента инерции маховика I_{max} с учетом коэффициента неравномерности движения механизма δ следует провести касательные к графику “энергия–масса” под углами ψ_{max} и ψ_{min} к оси абсцисс.

Значения углов ψ_{max} и ψ_{min} можно определить из следующих соотношений:

$$\operatorname{tg} \psi_{max} = \frac{\mu_J}{\mu_T} \omega_1^2 (1 + \delta) \cdot 2,$$

$$\operatorname{tg} \psi_{min} = \frac{\mu_J}{\mu_T} \omega_1^2 (1 - \delta) \cdot 2.$$

Коэффициент неравномерности движения, определяемый по формуле $\delta = (V_{\max} - V_{\min})/V_{\text{ср}}$ можно принять равным:

- для металлообрабатывающих станков $\delta = 1/20 - 1/50$;
- для механизмов машин ОМД $\delta = 1/20 - 1/80$;
- для компрессоров $\delta = 1/50 - 1/100$;
- для турбогенераторов $\delta = 1/200$;
- для сельхозмашин $\delta = 1/5 - 1/50$;
- для насосов $\delta = 1/5 - 1/30$.

Момент инерции маховика равен

$$I_{\max} = \frac{(\overline{kl}) \mu_T}{\omega_1^2 \delta},$$

где $(\overline{kl})$ – это отрезок, отсекаемый касательными на оси ординат графика “энергия–масса”.

Маховой момент маховика $m \cdot D_{\max}^2$ можно определить из уравнения

$$m \cdot D_{\max}^2 = \frac{3600 \mu_T (\overline{kl})}{\pi^2 n_m^2 \delta},$$

где m – масса маховика [кг];

D – диаметр маховика [м].

Далее по величине махового момента рассчитать геометрические размеры маховика и разработать его конструкцию.

3. СИЛОВОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА ПРИВОДА ТИПОВЫХ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ МАШИН

Порядок выполнения задания

1. Вычертить план механизма в наиболее нагруженном положении. Изобразить на плане механизма все действующие на звенья силы, включая силы инерции звеньев.
2. Расчленить механизм на структурные группы (группы Ассура) и, начиная с наиболее удаленной от источника движения структурной группы, построить планы сил для каждой структурной группы, определяя внутренние силы во всех кинематических парах.
3. На основании плана сил механизма I-го класса методом приведения определить уравновешивающую силу.
4. Выполнить проверку точности силового расчета методом "рычага Жуковского".
5. Определить кинематические параметры (частоту вращения и мощность) электродвигателя.
6. Значения всех действующих сил свести в таблицу.

Методические рекомендации по выполнению задания

1. При построении силовой схемы механизма необходимо учитывать следующие рекомендации:
 - рабочую нагрузку приложить к ведомому звену в направлении, противоположном движению этого звена;
 - векторы веса звеньев приложить в центрах тяжести этих звеньев в направлении сверху вниз;
 - силы инерции, определяемые формулой

$$F_{H_i} = -m_i \cdot a_{S_i},$$

где m_i — масса звена;

a_{si} – ускорение силы тяжести звена, приложить в центрах тяжести звеньев, векторы сил инерции направить противоположно направлению векторов ускорений центров тяжести звеньев;

– направление моментов инерции звеньев M_{Ii} указать, исходя из соотношения $M_{Ii} = -\varepsilon_i I_{si}$, где ε_i – угловое ускорение i -го звена, вычисленное ранее; $I_{si} = m_i l_i^2 / 12$ – момент инерции i -го звена относительно оси звена S , (l_i – длина звена).

2. Вычертить структурную группу, содержащую рабочее звено. Изобразить все действующие на эту группу силы, добавив к ним реакцию от стойки на ведомое звено и реакцию со стороны предшествующей структурной группы. Последнюю лучше изобразить в виде двух составляющих, направив одну из них $\overline{R}_{ij}''$ – вдоль j звена рассматриваемой структурной группы, а вторую составляющую $\overline{R}_{ij}'$ – перпендикулярно первой.

Далее записать уравнения действующих на данную структурную группу сил и проанализировать их. Если в уравнении окажется более чем две неизвестные по модулю или по направлению силы, их определить дополнительными способами, например, используя уравнение моментов этих сил относительно центра кинематической пары.

При построении плана сил следует помнить, что многоугольник сил должен быть замкнут, т.е. вектор последней силы плана должен закончиться в начале вектора первой силы, а именно в полюсе плана.

Масштаб плана сил выбрать произвольно и определить из отношения величины действующей силы к ее векторному изображению:

$$\mu_F = \frac{F_p}{\overline{F}_p}, \left[\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right].$$

Величину реакции i -го звена предшествующей структурной группы на j -ое звено рассматриваемой группы определить путем умножения длины вектора силы $\overline{R}_{ij}$, измеренного на плане сил, на масштаб μ_F .

3. Далее вычертить вторую (с конца) структурную группу, с которой проделать те же процедуры, что и с предыдущей: записать и

проанализировать уравнение равновесия действующих сил, построить план сил, измерить величины векторов искомых реакций, определить величины этих реакций...

Реакция R_{i-j} принимается равной по модулю найденной реакции R_{j-i} , но с противоположным знаком.

Затем выполнить исследование следующей структурной группы и, наконец, исследовать механизм I-го класса, состоящего из стойки и кривошипа:

на кривошип (1) действует реакция $\overline{R}_{2-1}$, определенная из плана сил предыдущей структурной группы, а также силы веса и инерции кривошипа, реакция стойки на кривошип $\overline{R}_{0-1}$ и уравнивающая сила F_{yp} , приложенная к точке А кривошипа и направленная перпендикулярно к кривошипу в направлении вращения последнего.

Величину F_{yp} можно определить из уравнения

$$F_{yp} \cdot \bar{l}_{OA} - R_{2-1} \cdot \bar{h}_1 \pm G_1 \cdot \bar{h}_2 = 0,$$

где l_{OA} – векторная длина кривошипа;

h_1 и h_2 – перпендикуляры, опущенные из центра вращения кривошипа – точки “О” на вектор реакции звена 2 на звено 1 R_{2-1} и вектор силы веса кривошипа G_1 , соответственно.

Затем из плана сил, построенного для механизма I-го класса определить реакцию стойки на кривошип R_{0-1} .

4. С целью проверки силового расчета методом “рычага Жуковского” вычертить повернутый на 90° против часовой стрелки план скоростей механизма в исследуемом положении, к которому приложены все действующие на механизм нагрузки за исключением внутренних сил (реакции в кинематических парах) и составить уравнение моментов относительно полюса плана скоростей. Из этого уравнения определить значение уравнивающей нагрузки F_{yp}^* и сравнить ее с аналогичным значением силы, полученным методом плана сил F_{yp}^n :

$$\Delta F = \frac{F_{yp}^* - F_{yp}^n}{F_{yp}^*} \cdot 100 \% \leq \pm 5 \%$$

5. Частоту вращения кривошипа $n_{кр}$ вычислить по заданной угловой скорости:

$$n_{кр} = \frac{30\omega}{\pi},$$

где ω – угловая скорость кривошипа.

Требуемую мощность на кривошипе рассчитать по формуле

$$P_{кр} = \frac{T_{кр} n_{кр}}{9550} = \frac{F_{ур} \cdot l_{OA} \cdot n_{кр}}{9550}.$$

Затем по каталогу выбрать двигатель серии 4А.

4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ЧИСЕЛ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

Порядок выполнения задания

1. Вычертить в выбранном масштабе схему заданного механизма (см. Приложение 2).
2. Записать уравнение для определения передаточного числа заданного механизма и вычислить его.
3. Определить частоту вращения ведомого звена.
4. Построить план скоростей звеньев механизма и определить графически величину передаточного числа.
5. Сравнить значения передаточного числа, найденные аналитическим и графическим методами.

Методические рекомендации по выполнению задания

1. Масштаб схемы механизмов следует выбирать по колесу с наибольшим числом зубьев. Вычертить схему механизма в выбранном масштабе, приняв отношение диаметров делительных окружностей колес кратным отношению заданных чисел зубьев, например: $d_2/d_1 = Z_2/Z_1$.

Не указанные в задании числа зубьев определить по дополнительным условиям, например, по условию соосности.

2. Составить аналитическое уравнение передаточного числа механизма для заданной схемы, используя теорему Виллиса:

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h},$$

где i_{ab}^h – передаточное число механизма, передающего движение от центрального солнечного колеса “а” к центральному колесу с внутренними зубьями “b” при заторможенном водиле “h”.

В формуле теоремы Виллиса при заторможенном водиле $\omega_h = 0$. Тогда формула для передаточного числа механизма с учетом угловой скорости сателлита принимает такой вид:

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = (-1)^m \cdot \left(\frac{\omega_a}{\omega_b} \right) \cdot \left(\frac{\omega_b}{\omega_b} \right) = -\frac{Z_b}{Z_a},$$

где показатель степени m – это число внешних зацеплений, характеризующих число изменений направления угловой скорости в передаточном механизме.

При передаче движения от солнечного колеса к водилу при остановленном колесе с внутренними зубьями передаточное число механизма будет определяться зависимостью

$$(\omega_a - \omega_h) / (0 - \omega_h) = -\omega_a / \omega_h + 1 = -\frac{Z_b}{Z_a},$$

откуда передаточное число определяет следующим образом:

$$i_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 + \frac{Z_b}{Z_a}$$

При передаче движения от водила к солнечному колесу передаточному колесу передаточное число определяется зависимостью

$$i_{ha}^b = \frac{\omega_h}{\omega_a} = \frac{1}{i_{ah}^b} = 1 / (1 + Z_b / Z_a) = Z_a / (Z_a + Z_b).$$

Аналогично должны быть проанализированы и прочие варианты выбора ведущего и ведомого звеньев.

Подставив значения чисел зубьев в соответствующее уравнение для передаточного числа заданного механизма определить численное значение передаточного числа.

3. Угловая скорость и частота вращения ведомого звена могут быть определены из условия основной теоремы зацепления, т.е. на основании обратной пропорциональности отношения угловых скоростей и отношения диаметров делительных окружностей или чисел зубьев.

4. Построение плана скоростей звеньев сложного зубчатого механизма следует начинать с изображения осей. В качестве оси абсцисс следует принять продленную ось схемы механизма. Положение

оси ординат можно принять на расстоянии 40–50 мм правее схемы механизма, вычерченной в выбранном масштабе.

Диаметры зубчатых колес следует принять пропорциональными заданным и вычисленным числам зубьев.

Далее изобразить в произвольном масштабе вектор скорости водила в виде горизонтального отрезка прямой, проведенной на уровне оси сателлита. Начало вектора обозначить индексом Н, конец—Н". Соединить точки Н" и О; полученная прямая называется *линией скорости водила*. При передачи движения от солнечного колеса к водилу i_{ah}^b скорость зубчатого венца колеса "b" равна нулю. Поэтому на оси ординат на уровне конца зубчатых венцов колес "b" и "g" надо изобразить точку В. Соединить точки Н" и В, продлив прямую тонкими линиями по обе стороны от точек. На уровне контакта зубчатых венцов колес "a" и "g" на плане скоростей провести горизонтальный отрезок до пересечения с продолжением отрезка В—Н". Точку пересечения обозначить индексом А. Отрезок А—А" изображает вектор скорости зубчатого венца солнечного колеса. Линия, соединяющая точки А" и О, называется *линией скорости ведущего звена*.

Для более сложных схем механизмов построение плана скоростей может быть выполнено аналогичным образом.

Последующее графическое определение передаточного числа механизма требует дополнительных построений. С этой целью необходимо продолжить вниз ось ординат. На расстоянии 10–15 мм ниже плана скоростей пересечем ее горизонтальной прямой, изображающей новую ось абсцисс. Точку пересечения обозначить индексом О. Отложить на оси ординат отрезок длиной 15–25 мм, конец отрезка обозначить индексом Р. Через точку Р провести две линии: одну параллельно линии скоростей ведущего звена, вторую — параллельно линии скоростей ведомого звена на плане скоростей. Точки пересечения этих линий с новой осью абсцисс обозначить индексами I и H соответственно. Измерив расстояния между точками О—I и О—H и вычислив их отношение, определить передаточное число механизма:

$$i_{ah}^b = \overline{OI} / \overline{OH}.$$

5. РАСЧЕТ КИНЕМАТИЧЕСКИХ И ЭНЕРГОСИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ПРИВОДА МЕТАЛЛУРГИЧЕСКИХ МАШИН

Порядок выполнения задания

1. Определить мощность и частоту вращения ротора электродвигателя.
2. Определить передаточное число привода, состав и конструктивные особенности элементов передач.
3. Рассчитать мощность, число оборотов и крутящие моменты на валах привода.

Методические рекомендации по выполнению задания

1. Составить структурную схему привода заданной металлургической машины, содержащую электродвигатель и оптимальную систему механических передач. Следует обосновать выбор типа передач.
2. Определить мощность электродвигателя $P_{дв}$, используя график приведенных моментов из предыдущих расчетов:

$$P_{дв} = \frac{P_p}{\eta_{пр}},$$

где P_p – расчетная мощность может быть определена как произведение потребной мощности на валу кривошипа $P_{кр}$ на коэффициент запаса $K = 1,2-2,0$;

$\eta_{пр}$ – КПД привода; в общем случае может учитываться КПД следующих механизмов:

$$\eta_{пр} = \eta_{м1} \cdot \eta_{рп} \cdot \eta_{ред} \cdot \eta_{м2} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{пп},$$

здесь $\eta_{м1}$ = (0,8–1,0) – КПД муфты;

$\eta_{рп}$ = (0,92–0,95) – КПД ременной передачи;

$\eta_{\text{ред}} = (0,75-0,95)$ – КПД редуктора;

$\eta_{\text{оп}} = (0,9-0,94)$ – КПД открытой зубчатой передачи;

$\eta_{\text{пп}}$ КПД подшипниковой пары (0,99 – для подшипников качения, (0,92–0,94) – для подшипников скольжения).

Для каждой конкретной структурной схемы определить свой КПД в зависимости от состава элементов привода.

Определив требуемую мощность электродвигателя, следует из каталога ([3], с. 519–522) выбрать стандартный электродвигатель серии 4А и выписать его параметры.

2. Передаточное число привода $U_{\text{пр}}$ найти из отношения чисел оборотов двигателя $n_{\text{дв}}$ и рабочей машины $n_{\text{р}}$:

$$U_{\text{пр}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{р}}}.$$

Полученную величину расчленить на **составные части по выбранным компонентам привода**, например:

$$U_{\text{пр}} = U_{\text{предш}} \cdot U_{\text{ред}} \cdot U_{\text{посл}},$$

где $U_{\text{предш}}$ – передаточное число предшествующей передачи, если таковая имеется в расчетной схеме;

$U_{\text{ред}}$ – передаточное число редуктора;

$U_{\text{посл}}$ – передаточное число последующей передачи при ее наличии в схеме.

Более подробно схему привода смотрим в атласе конструкций [5].

3. Для последующего проектного силового расчета редуктора (см. Приложение 3) необходимо определить кинематические и энергосиловые параметры на валах привода.

На ведущем валу редуктора:

– мощность $P_1 = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{предш}}$,

где $\eta_{\text{предш}}$ – КПД предшествующих механизмов; $P_{\text{дв}}$ – потребная мощность двигателя (но не паспортная);

– частота вращения $n_1 = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{предш}}}$,

где $n_{\text{дв}}$ – паспортная, асинхронная частота вращения ротора двигателя;

– момент крутящий $T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}$.

На промежуточном валу редуктора:

– мощность $P_2 = P_1 \eta_{\text{зп}}^1 \cdot \eta_{\text{пп}}^2$, где $\eta_{\text{зп}}$ – КПД зубчатой пары;
 $\eta_{\text{пп}}$ – КПД подшипниковой пары;

– частота вращения: $n_2 = \frac{n_1}{U_{1\text{СТ}}}$,

где $U_{1\text{СТ}}$ – передаточное число I-ой ступени для многоступенчатого редуктора;

– момент $T_2 = 9550 P_2 / n_2$.

На выходном валу:

– мощность: $P_3 = P_2 \eta_{\text{зп}}^1 \cdot \eta_{\text{пп}}^1$;

– частота вращения $n_3 = \frac{n_2}{U_{2\text{СТ}}}$,

где $U_{2\text{СТ}}$ – передаточное число тихоходной ступени редуктора;

– момент $T_3 = 9550 P_3 / n_3$.

Примечания

1. Для одноступенчатых редукторов расчет производим только для ведущего и ведомого валов.

2. Для двухступенчатых редукторов разбивку передаточного числа по ступеням следует производить с соблюдением следующих правил:

– для цилиндрических горизонтальных и коническо-цилиндрических трехосных редукторов передаточное число быстроходной ступени принять равным $U_{1\text{СТ}} = (1,1 - 1,3) \sqrt{U_{\text{РЕД}}}$;

– для соосных редукторов $U_{1\text{СТ}} = U_{2\text{СТ}} = \sqrt{U_{\text{РЕД}}}$;

– для цилиндрических вертикальных редукторов с верхним ведущим валом $U_{1\text{СТ}} = (0,8 - 0,9) \sqrt{U_{\text{РЕД}}}$.

Передаточное число тихоходной ступени $U_{2\text{СТ}} = U_{\text{РЕД}} / U_{1\text{СТ}}$.

6. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Порядок выполнения задания

1. Выбрать материал зубчатых колес тихоходной ступени и определить допускаемые напряжения, (см. [5], стр. 51).
2. Рассчитать межосевое расстояние тихоходной ступени и геометрические параметры ее зубчатых колес, (см. [5], стр. 53).
3. Вычертить эскиз зубчатого колеса в необходимом количестве проекций с простановкой соответствующих размеров, допусков на размеры, погрешности формы и взаимного расположения поверхностей, шероховатости поверхности и прочих технических условий.

Методические рекомендации по выполнению задания

1. Расчет многоступенчатых зубчатых передач следует начинать с тихоходной ступени, как с наиболее нагруженной: $T_3 > T_2 > T_1$. Выбирать материал зубчатых колес следует с учетом действующих нагрузок. Так как шестерня совершает большее (в U раз) число оборотов, чем колесо, для ее изготовления должен быть выбран материал, обладающий большим пределом выносливости и большей износостойкостью. Кроме того, твердость поверхности зубьев шестерни после термообработки (нормализации или улучшения) должна превышать твердость поверхности зубьев колеса на 20–40 единиц по Бринелю. При применении закалки твердость поверхности зубьев колеса и шестерни может быть одинаковой. Закалка рекомендуется в случаях, когда крутящий момент на колесе превышает величину 1500 [Н·м].

Более подробно рекомендуемые марки материала и виды термообработки приведены в пособии [5], стр. 51. Там же, на стр. 50, представлен алгоритм расчета допускаемых напряжений. На стр. 52 приведен алгоритм проектного расчета межосевого расстояния и

геометрических размеров зубчатой передачи, а также стандартные параметры модуля и межосевого расстояния.

Примеры рабочих чертежей приведены в пособии [5] на стр. 35–45.

7. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Порядок выполнения задания

1. Выполнить проверочный расчет цилиндрической зубчатой передачи на выносливость по контактным напряжениям (см. [5], стр. 50, 53).
2. Выполнить проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба, см. [5], стр. 50, 52.
3. Выполнить проверочный расчет на статическую прочность по кратковременным максимальным (пиковым) напряжениям, см. [5], стр. 50.

Методические рекомендации по выполнению задания

1. Алгоритм проверочного расчета цилиндрических зубчатых передач приведен в пособии [5] на стр. 50.

Действительные контактные напряжения σ_H не должны выходить из пределов $1,05[\sigma_H] > \sigma_H > 0,88[\sigma]_H$, в противном случае необходимо внести коррективы в геометрические размеры зубчатой передачи или же изменить величину допустимых контактных напряжений $[\sigma]_H$ путем выбора других марок материалов и вида их термической обработки.

2. Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба считается выполненным, если соблюдается условие $\sigma_F < [\sigma_F]$. В случае не выполнения этого условия следует изменить либо значения модуля зацепления m_n и ширины зубчатых колес b_1 и b_2 , либо выбрать более прочные материалы для их изготовления.

3. Условие статической прочности записывают в виде следующих уравнений:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \cdot \sqrt{Y} \leq [\sigma]_{H\max},$$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \cdot \sqrt{\gamma} \leq [\sigma]_{F\max}.$$

где γ – коэффициент пиковой нагрузки, его следует выбирать по паспорту электродвигателя, $\gamma = T_{\max}/T_{\text{НОМ}}$;

$[\sigma]_{H\max}$ – допустимое контактное пиковое напряжение;

$[\sigma]_{H\max} = 2,8\sigma_T$ при HB < 350;

$[\sigma]_{H\max} = 40 \text{ HRC}$ при HB > 350;

$[\sigma]_{F\max}$ – допустимое пиковое напряжение изгиба;

$[\sigma]_{F\max} = 0,8\sigma_T$ при HB < 350;

$[\sigma]_{F\max} = (0,6-0,9)\sigma_B$ при HB > 350.

8. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ПРЯМОГО СТУПЕНЧАТОГО ВАЛА

Порядок выполнения задания

1. Составить расчетную схему тихоходного вала, задавшись конструктивно длинами отдельных участков вала, исходя из их функциональной целесообразности, см. [5], стр. 55.

2. Построить эпюры изгибающих моментов от окружной, радиальной, осевой сил, возникающих в зубчатом зацеплении, и от консольной нагрузки на выходном участке вала, на котором возникают изгибающие моменты от муфты или других элементов передач, а также эпюру крутящего момента. Вычислить значение приведенного момента в предполагаемых опасных сечениях, см. [5], стр. 56.

3. Рассчитать диаметры вала под зубчатым колесом и под муфтой. Принять конструктивно диаметры всех ступеней вала под сопрягаемые детали.

4. Определить опасные сечения вала и рассчитать запасы прочности в этих сечениях. В случае перегрузки вала внести коррективы в его геометрические размеры.

5. По величинам диаметра вала под колесом и муфтой выбрать размеры шпонки призматической и выполнить проверочные расчеты шпонки на смятие и срез.

6. Выполнить эскиз тихоходного прямого, ступенчатого вала, см. [5], стр. 38.

Методические рекомендации по выполнению задания

1. Расчетную схему вала следует рассматривать как балку на шарнирных опорах.

Расстояние между левой и правой опорами $l_{л-п}$ ориентировочно принять равными:

– для валов одноступенчатого цилиндрического редуктора и тихоходного вала соосного редуктора

$$l_{л-п} = (2,0-2,2)b_2,$$

где b_2 - ширина зубчатого венца колеса;

– для валов двухступенчатого трехосного ~~цилиндрического~~ редуктора

$$l_{л-п} = (2,3-2,7)b_2;$$

– для валов двухступенчатых цилиндрических редукторов с раздвоенной ступенью

$$l_{л-п} = (2,7-3,2)b_2;$$

– для промежуточного вала соосных редукторов $l_{л-п} \approx 3,5b_2$.

Силы, действующие на валы через насаженные на них детали принять в виде сосредоточенной нагрузки.

2. В соответствии с расчетной схемой построить эпюры изгибающих моментов от каждой из действующих сил F_t – окружной; F_r – радиальной; F_s – осевой; F_k – консольной в отдельности и суммарную эпюру изгибающего момента под колесом (M_{Σ}). Величину консольной нагрузки можно условно принять равной $F_k \approx 0,3F_t$, тогда суммарный изгибающий момент можно определить по формуле

$$M_{\Sigma} = \sqrt{(M_t^r + M_t^s)^2 + (M_t^t)^2} + M_t^k.$$

Эпюру изгибающего момента от консольной нагрузки построить в плоскости суммарного изгиба от окружной и радиальной нагрузок.

3. Диаметр вала под колесом d_k определить по формуле

$$d_k = 10 \sqrt[3]{M_{пр} / 0,1[\sigma]_н}.$$

где $M_{пр} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + T^2}$ – приведенный момент в опасном сечении вала, установленном на основании эпюр изгибающих и крутящего моментов;

$[\sigma]_н = (50-80)$ МПа – допустимое напряжение изгиба.

Диаметр вала под муфтой $d_m = 10 \sqrt[3]{T / 0,2[\sigma]_{кр}}$,

где $[\tau]_{кр} = (15-25)$ МПа – допустимое напряжение кручения.

Диаметр вала под подшипником d_n принять конструктивно из условия $d_k > d_n > d_m$, округлив значение d_n до ближайшего стандартного размера подшипника.

4. Опасные сечения вала определить по эпюрам изгибающего и крутящего моментов и по моментам сопротивления вала в опасных сечениях.

Запас прочности в опасном сечении определить следующим образом:

– по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\left(\frac{K_{\sigma}}{\beta \epsilon_{\sigma}} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m \right)};$$

– по касательным напряжениям

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\left(\frac{K_{\tau}}{\beta \epsilon_{\tau}} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m \right)};$$

Полный запас прочности в опасном сечении определяется так:

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}},$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала при изгибе и кручении соответственно;

K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

ϵ_{σ} и ϵ_{τ} – масштабные факторы при изгибе и кручении, соответственно;

β – коэффициент состояния поверхности;

ψ_{σ} , ψ_{τ} – коэффициенты асимметрии цикла напряжений, соответственно.

Оптимальным считается запас прочности в пределах $1,5 < [S] < 4,5$. Если суммарный запас окажется меньше 1,5, следует увеличить диаметры вала или принять более прочный материал для его изготовления. Если запас прочности окажется больше 4,5, следует уменьшить размеры вала. При невозможности уменьшения размеров вала по конструктивным соображениям запас прочности его может быть уменьшен путем применения полый конструкции. Опти-

мальным отношением диаметра полости d к среднему наружному диаметру ступенчатого вала D является величина $a = d/D = 0,6$.

5. Ширину и высоту шпонки определить как функцию диаметров вала. Длину шпонки принять на 5–10 мм короче длины ступицы колеса и ширины полумуфты.

Проверочный расчет шпонки произвести по напряжениям смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d \cdot (h - t) \cdot l_p} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

где h – высота шпонки;

t – глубина шпоночного паза на валу;

$l_p = l - b$ – рабочая длина шпонки (здесь l – полная длина шпонки;

b – ширина шпонки);

$[\sigma]_{\text{см}}$ – допустимое напряжение смятия: для стали углеродистой конструкционной $[\sigma]_{\text{см}} \approx 80$ МПа; для легированных сталей

$[\sigma]_{\text{см}} \leq 120$ МПа.

Материал шпонки должен быть менее прочен, чем материал вала и колеса.

Произвести проверку на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau]_{\text{ср}},$$

где $[\tau]_{\text{ср}} \approx 90$ МПа – допустимое напряжение среза.

Если действительные напряжения окажутся больше допустимых, следует увеличить длину шпонки при одновременном увеличении длины ступицы колеса. Увеличение ширины и высоты шпонки возможно только при увеличении диаметров ступеней вала.

9. РАСЧЕТ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ И СТАТИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Порядок выполнения задания

1. На основании расчетной схемы и величины диаметра посадочной шейки вала выбрать тип и номер подшипников качения. Выписать из справочников их геометрические размеры и расчетные табличные коэффициенты.

2. Выполнить расчет номинальной долговечности L_h наиболее нагруженного подшипника, используя методику, приведенную в источнике [3].

Методические рекомендации по выполнению задания

1. Эквивалентную нагрузку на подшипник **определить по формуле**

$$P_3 = (X \cdot V \cdot F_2 + Y \cdot F_a) \cdot K_6 \cdot K_T,$$

где X и Y – табличные коэффициенты, учитывающие повреждающее действие радиальной и осевой нагрузок;

V – коэффициент, учитывающий, какое кольцо вращается;

K_6 – коэффициент безопасности;

K_T – температурный коэффициент.

2. Номинальную долговечность подшипника в часах **рассчитать по формуле**

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P_3} \right)^{10},$$

где C – табличный коэффициент динамической грузоподъемности;

n – частота вращения подвижного кольца подшипника.

Полученное значение номинальной долговечности подшипника сравнить с заданным сроком службы. В случае перегрузки под-

шипника следует изменить его серию, тип или номер. В последнем случае придется изменить диаметры ступеней вала и повторить расчет вала на прочность.

3. Радиальные шарикоподшипники могут быть использованы при совместном действии радиальных и осевых нагрузок, если последние по величине не превышают 70 % от недоиспользованных радиальных нагрузок. Например, действующая осевая нагрузка $F_a = 0,8$ кН; радиальная нагрузка $F_r = 5,5$ кН; радиальная статическая грузоподъемность шарикоподшипника № 205 $C_0 = 6,95$ кН.

Если выполняется соотношение $F_a < 0,7(C_0 - F_r)$, или, с учетом численных значений $0,8 < 0,7 \cdot (6,95 - 5,5)$; $0,8 < 1,015$, может быть применен радиальный шариковый подшипник № 205.

В противном случае следует использовать радиально-упорные подшипники.

10. РАЗРАБОТКА ТЕХНОЛОГИИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ ДЕТАЛИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ФОРМЫ

Порядок выполнения задания

1. Изучить рабочий чертеж прямого ступенчатого вала, используя в качестве прототипа вал, полученный на основании расчетов, приведенных в разделе 8, уточнить размеры детали, величину допусков на сопрягаемые размеры, заданные погрешности геометрической формы и взаимное расположение поверхностей детали. Определить или задать базы для установки детали на станке.
2. Выбрать и описать станки и оборудование, с помощью которых будет обрабатываться данная деталь.
3. Выбрать и описать инструмент, необходимый для обработки детали.
4. Составить алгоритм технологического процесса.

Методические рекомендации по выполнению задания

1. Вычертить рабочий чертеж вала с простановкой размеров от установленных технологических баз. Уточнить по таблицам допусков предельные отклонения сопрягаемых размеров, а также допуски на погрешности геометрической формы. Определить размеры заготовки с учетом припусков на обработку.
2. Выбрать тип и марку токарно-винторезного станка для обработки поверхностей вращения и торцевых поверхностей. Описать назначение, конструкционные особенности и режимы работы станка. Обосновать и описать способ установки заготовки на станке: в патроне; в центрах; с помощью люнета. Выбрать режимы обработки заготовки: скорость и величину подачи, глубину резания.
- Тип станка для фрезерования шпоночных канавок. Обосновать и описать способ крепления вала на станке. Изобразить схему кинематических движений заготовки и инструмента.

3. Выбрать тип и составить перечень инструмента, необходимого для черновой и чистовой проточки поверхностей вращения и канавок, обработки торцевых поверхностей и шпоночных канавок. Изобразить эскизы резцов с указанием режущих поверхностей, рабочих и вспомогательных углов заточки.

4. Расписать порядок технологических операций, их особенности и взаимосвязь.

11. СОСТАВЛЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ КАРТ

Порядок выполнения задания

1. На основании выполненного рабочего чертежа прямого ступенчатого вала составить перечень технологических операций, необходимых для его изготовления и указать их последовательность.
2. Заполнить пооперационные технологические карты и изобразить пооперационные эскизы для обработки вала.
3. Рассчитать некоторые режимы (по указанию преподавателя) обработки детали.

Методические рекомендации по выполнению задания

1. Вычертить контур прямого ступенчатого вала и тонкими линиями очертить профиль заготовки с указанием ее размеров. Составить последовательность технологических операций.
2. Подготовить бланки технологических карт по числу назначенных операций. Заполнить технологические карты с указанием типов металлорежущих станков, вспомогательного оборудования и режущего инструмента. Выполнить пооперационные эскизы вала с указанием его размеров, допусков и погрешностей формы.

КУРСОВАЯ РАБОТА ПО КУРСУ “ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН”

Объем работы: 3 листа чертежей формата А1 и расчетно-пояснительная записка объемом 20–25 страниц формата А4, см. [1, 2].

Содержание работы

1-ый лист: кинематический анализ механизма

1. Построить план механизма в 12-ти положениях, выделив более толстыми линиями положение, заданное по условию. Нумерацию положений начать с одного из крайних положений рабочего органа.
2. Построить траектории характерных точек, включая центры тяжести звеньев.
3. Построить 3 плана скоростей соответствующих заданному, крайнему положениям и положению максимальной мощности.
4. Построить 3 плана ускорений для заданного, крайнего положений и положения наибольшей мощности.
5. Построить графики перемещений, скоростей и ускорений центра тяжести ведомого звена.

2-ой лист: динамический анализ механизма

1. Построить план механизма в заданном положении.
2. Построить 12 повернутых планов скоростей с приложенными рабочей и уравновешивающей нагрузками.
3. Построить график моментов от сил сопротивления и от движущих сил.
4. Построить график работ движущих сил и сил сопротивления.
5. Построить график изменения кинетической энергии механизма.
6. Построить график приведенного момента инерции звеньев механизма.
7. Построить диаграмму “энергия–масса”.

8. Определить величину момента инерции маховика.

3-ий лист: кинестатический (силовой) анализ механизма

1. Построить схему механизма в положении максимальной мощности с изображением всех действующих сил.

2. Вычертить план ускорений характерных точек механизма для заданного положения.

3. Вычертить структурные группы механизма с изображением действующих сил, включая реакции в расчлененных кинематических парах.

4. Определить реакции в кинематических парах методом построения планов сил.

5. Определить приведенную и уравнивающую нагрузки на кривошип.

6. Определить уравнивающую нагрузку методом “рычага Жуковского”.

КУРСОВОЙ ПРОЕКТ ПО КУРСУ “ДЕТАЛИ МАШИН”

Объем работы: 5 листов формата А1 и расчетно-пояснительная записка объемом 25...30 страниц формата А4, см. [4, 5].

Содержание работы

1-ый лист: узловой чертеж редуктора в 3 проекции, необходимыми дополнительными разрезами и сечением [5], стр. 4–34

На чертеже должны быть проставлены габаритные, соединительные (сопряженные) и характерные размеры, произведена нумерация (позиционирование) всех деталей, входящих в узел, указаны технические требования к конструкции.

2-ой лист: детализированные рабочие чертежи 5–8 деталей (по указанию консультанта); [5], стр. 35–45

На чертежах деталей должно быть изображено минимально необходимое число проекций, разрезов, сечений. Проставлены размеры, допуски на размеры, допуски погрешностей геометрической формы и взаимного расположения поверхностей, шероховатость поверхностей. Должны быть указаны технические требования к чертежам.

3-ий лист: проектирование рамы привода; [5], стр. 46–49

На листе должны быть изображены электродвигатель, муфта, редуктор на раме во фронтальной проекции и в плане. На проекциях необходимо проставить габаритные, соединительные и характерные размеры и выносные позиции узлов и крепежных деталей для спецификации. Кроме того, на листе следует изобразить вид рамы в плане и сечения крепежных элементов редуктора, электродвигателя и кожуха муфты. На листе также указывается техническая характеристика двигателя, редуктора и муфты.

4-ый лист: рабочий чертеж корпусной детали; [5], стр. 43–44

На листе должна быть изображена корпусная деталь в минимально необходимом числе проекций, разрезов и сечений, проставлены величины размеров, определяющих габариты и местоположение всех элементов конструкции, с указанием предельных отклонений, записаны необходимые технические требования.

5-ый лист: узловой чертеж маховика со встроенной многодисковой фрикционной муфтой, либо фланцевой муфтой со срезным штифтом

Размеры фрикционных дисков, фланцев и срезных штифтов определить на основании их прочностных расчетов.

КУРСОВАЯ РАБОТА ПО КУРСУ “ТЕХНОЛОГИЯ МАШИНОСТРОЕНИЯ”

Объем работы: 1 лист формата А1 и расчетно-пояснительная записка объемом 20–30 страниц формата А4.

Содержание работы

Графическая часть содержит: рабочий чертеж детали с указанием размеров; допусков на размеры; погрешности формы и взаимного расположения поверхностей, а также технические требования и маршрут технологического процесса обработки детали.

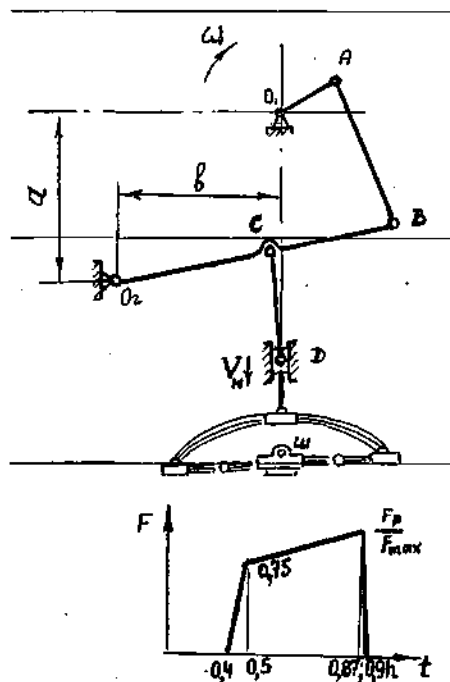
Пояснительная записка должна содержать: расчеты по программе выпуска детали и фонду времени; технические условия на деталь и выбор методов их обеспечения; выбор заготовки и обоснование способа ее получения с расчетом припусков; выбор баз; описание маршрута технологического процесса обработки детали; выбор технологического оборудования и инструмента; маршрутные карты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Теория механизмов и машин. Фролов К.В., Попов С.А., Муслатов А.К и др. – М.: Высшая школа, 1987. – 494 с.
2. Артоболевский И.И., "Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1975. – 638 с.
3. Иванов М.Н., Детали машин. – М.: Высшая школа, 1991. – 382 с.
4. Чернавский С.А. Проектирование механических передач: Учеб. пособие по курсовому проектированию. – М.: Машиностроение, 1984. – 554 с.
5. Попов В.Д., Ирошников С.А. Основы конструирования узлов и деталей машин: Атлас конструкций. – М.: МИСиС, 2000. – 60 с.
6. Попов В.Д. Расчет и выбор подшипников качения по динамической грузоподъемности: Метод. указания. – М.: МИСиС, 1990. – 25 с.

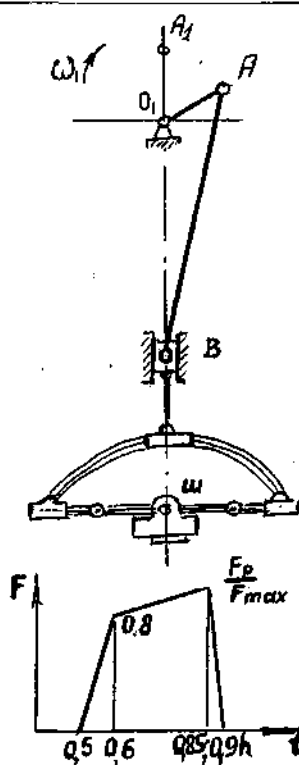
ПРИЛОЖЕНИЕ 1 **ВАРИАНТЫ СТРУКТУРНЫХ СХЕМ** **МЕХАНИЗМОВ И ИХ ПАРАМЕТРОВ**

Схема 1. Рычажный молот



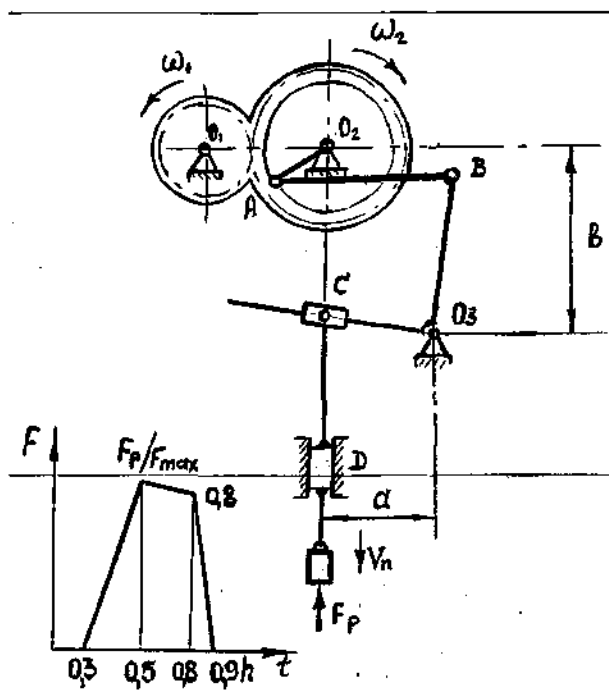
Номер вари- анта	Параметры ползуна			Геометрические размеры, мм						Масса звеньев, кг	
	F_P , кН	V_M , м/с	ход h , мм	l_{O_2A}	l_{AB}	l_{O_2C}	l_{CD}	a	b	Кривошип m_{O_2A}	Шабот $m_{ш}$
1	15,0	0,8	150	80	400—500	600—800	350	300	300—450	0,8	25
2	25,0	0,4	200	100			500	350		1,0	30
3	35,0	0,3	250	120			550	400		1,2	40
4	50,0	0,5	300	140			700	450		1,4	50

Схема 2. Ковочная машина



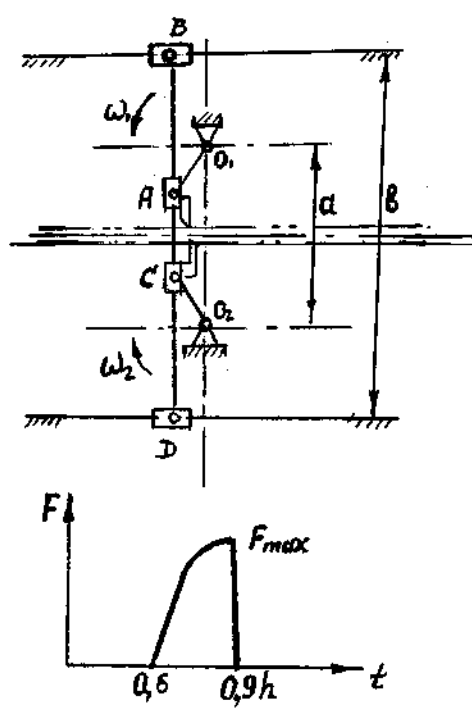
Номер варианта	Рабочая нагрузка F_p , кг	Угловая скорость ω_1 , c^{-1}	Геометрические размеры, мм			Масса звеньев, кг		Срок службы T_0 , час
			ход h , мм	l_{O_1A}	l_{AB}	Кривошип m_{O_1A}	Шабот $m_{ш}$	
1	20,0	12	120	60	200	0,7	15	6000
2	26,0	10	150	75	300	0,8	20	8000
3	32,0	8	240	120	500	1,3	25	10 тыс.
4	40,0	6	300	150	600	1,5	30	12 тыс.

Схема 3. Вырубная машина



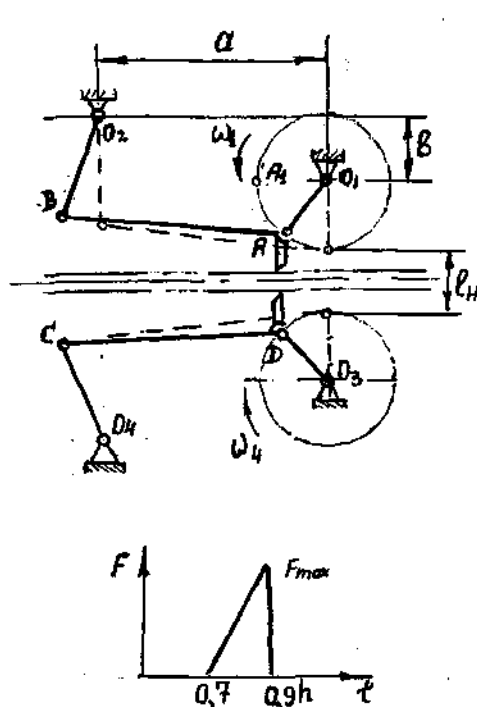
Номер вари- анта	Параметры ползуна			Геометрические размеры, мм					Масса кривошипа m_{OA} , кг
	F_p , кН	$V_{п}$, м/с	ход h , мм	l_{O_2A}	l_{AB}	l_{O_3B}	a	b	
1	50	0,5	150	120	Определить конструк- тивно	500	250-350	400-600	2,0
2	70	0,4	200	150		520			2,5
3	100	0,3	250	180		550			3,0
4	150	0,2	300	200		600			3,2

Схема 4. Ножницы



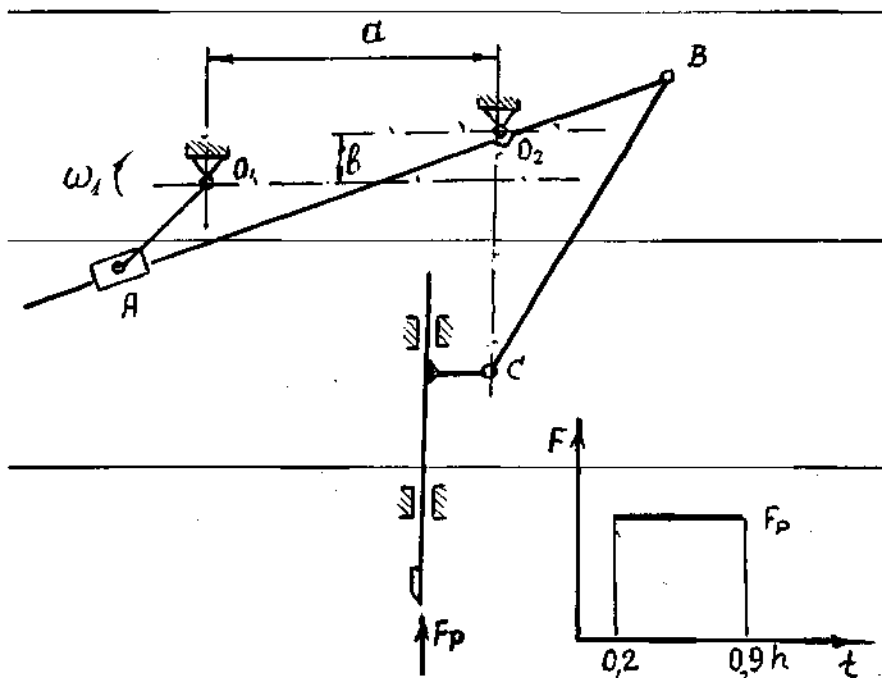
Номер вари- анта	Рабочая нагрузка F_p , кН	Угловая скорость $\omega_1 = \omega_2$, c^{-1}	Геометрические размеры, мм			Масса кривошипа m_1 , кг	Срок службы T_0 , час
			$l_{0,1}$	a	b		
1	15	2	120	450	750	5	8000
2	20	3	140	500	820	6	10 тыс.
3	25	4	160	550	900	8	7000
4	30	6	180	580	1000	12	6000

Схема 5. Летучие ножницы



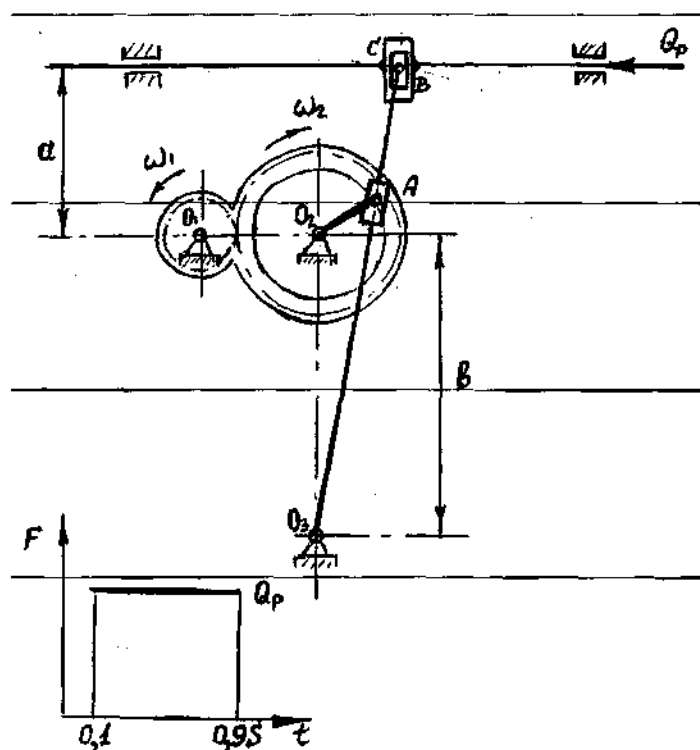
Но- мер вари- анта	Рабо- чая на- грузка F_p , кН	Часто- та вра- щения, $n_1 = n_2$, об/мин	Геометрические размеры, мм						Масса криво- шипа m_1 , кг	Срок службы T_0 , час
			l_{O_1A}	l_{O_2B}	l_{AB}	a	b	$l_{O_1O_2}$		
1	1200	55	420	480	Определить конструктивно	800-1200	260	140	300	7 тыс.
2	1300	65	440	520			280	150	320	5 тыс.
3	1500	60	360	430			300	160	250	9 тыс.
4	1600	70	380	450			320	170	270	10 тыс.

Схема 6. Долбежный станок



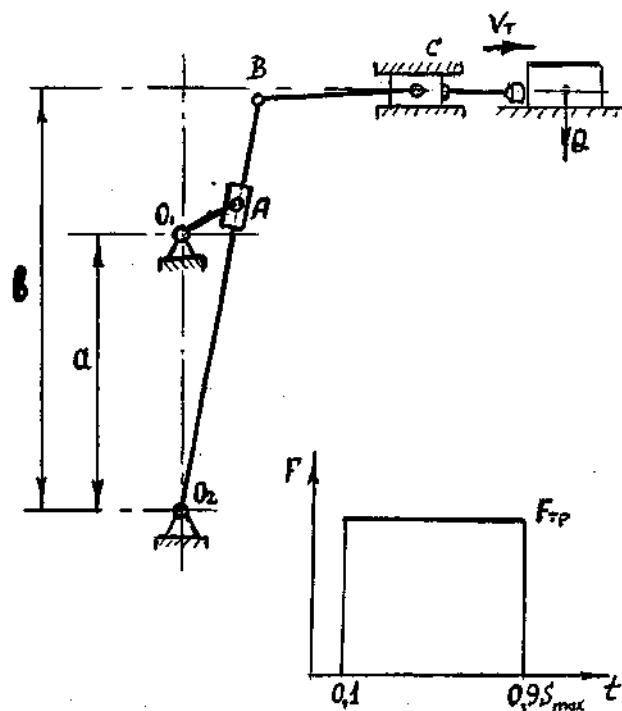
Номер варианта	Рабочая нагрузка F_p , кН	Частота вращения, n_1 , об/мин	Ход резца h , мм	Геометрические размеры, мм					Масса кривошипа m_1 , кг
				l_{O_1A}	l_{O_2B}	l_{BC}	a	b	
1	1,5	80	120	100	Определить конструктивно	500-700	250-350	0-250	08
2	1,8	120	140	120					10
3	2,2	160	160	130					12
4	2,5	200	200	150					15

Схема 7. Механизм подачи



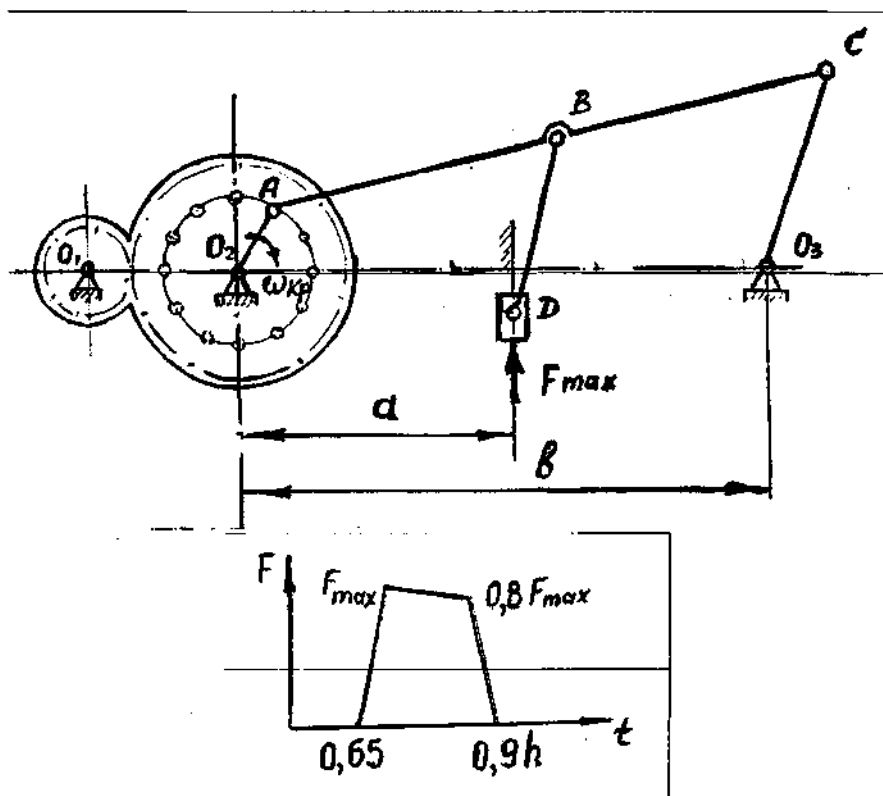
Номер вари- анта	Рабо- чая на- грузка F_p , кН	Угловая скорость ω_2 , с^{-1}	Геометрические размеры, мм				Масса кривошипа m , кг	Переда- точное число U_{1-2}
			ход S , мм	l_{O_2A}	l_{O_2B}	a b		
1	0,8	12	500	160	850	200-250 400-600	10	2,5
2	1,2	10	450	140	700		8	2,0
3	1,5	8	400	120	650		6	2,0
4	2,0	6	350	100	600		4	1,6

Схема 8. Рычажный толкатель



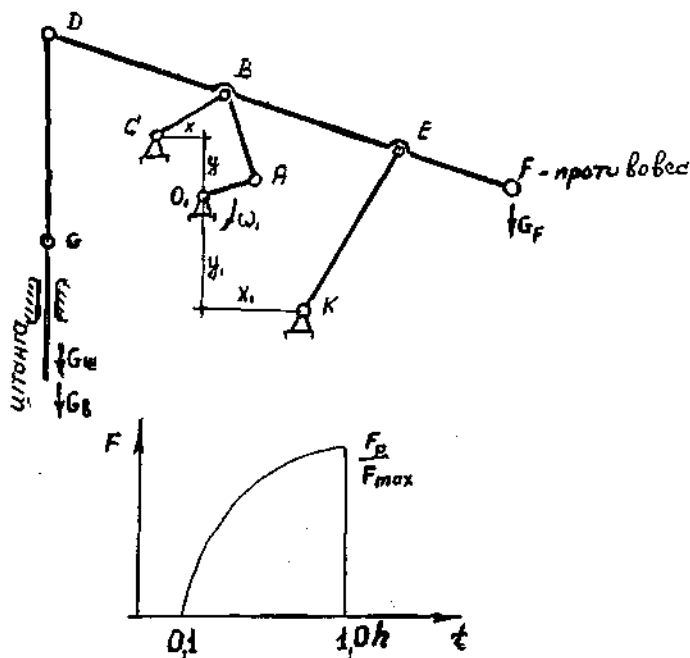
Номер вари- анта	Параметры садки			Геометрические размеры, мм					Масса кривошипа m_1 , кг	Кэф- фици- ент тре- ния f
	Вес Q , кН	Скорость V , м/с	Ход S , мм	l_{O_1A}	l_{O_2B}	l_{BC}	a	b		
1	100	0,5	1000	350	$l_{OB} \leq b$	800	500-1500	700-2000	2,5	0,2
2	80	0,45	800	300		600			2,0	0,2
3	60	0,4	600	250		500			1,6	0,25
4	50	0,35	500	160		250			1,0	0,25

Схема 9. Просечная машина



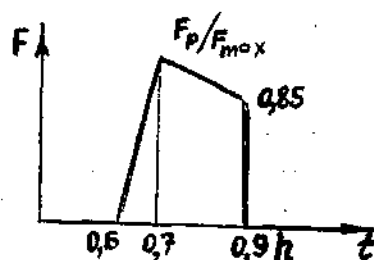
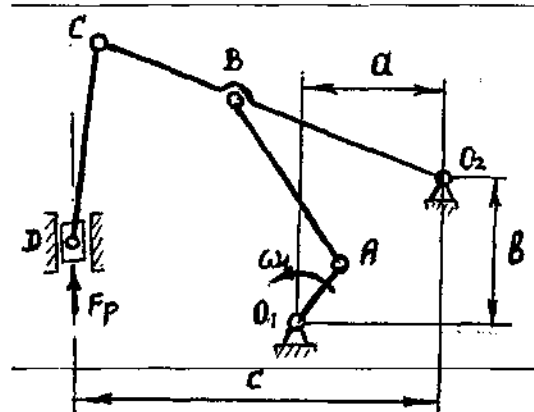
Номер вари- анта	Параметры ползуна			Геометрические размеры, мм				Масса кривошипа m_1 , кг	Срок службы T_0 , час
	$F_{\max}$, кН	$n_{\text{кр}}$, об/мин	ход h , мм	a	b	l_{O_2A}	l_{O_3C}		
1	10	120	70	260	500	100-180	120-250	4	7
2	15	100	80	250	40			6	6
3	20	80	75	320	600			8	8
4	25	60	80	450	800			10	10

Схема 10. Глубинный насос



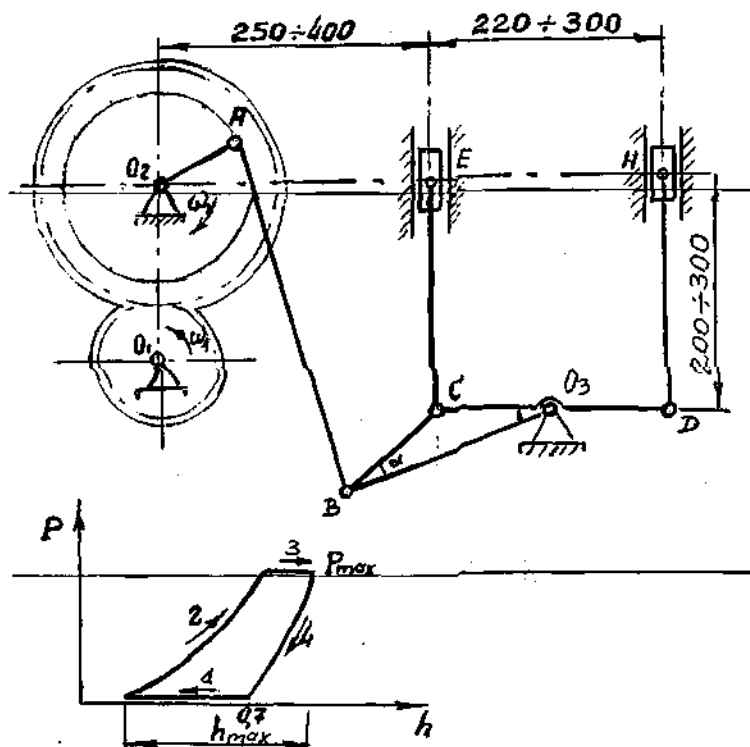
Номер вари- анта	Угловая скорость $\omega_1, \text{с}^{-1}$	Геометрические размеры, мм						Силы веса, кН		
		l_{O_1A}	l_{AB}	l_{BC}	l_{BE}	l_{BD}	l_{EK}	$G_{ш}$	G_b	G_F
1	1,5	250	800–2000	450	1300	1000	1000–2500	15	5	15
2	1,2	320		600	1300	1000		25	7	25
3	0,8	400		800	1600	1200		30	9	35
4	0,6	500		1000	2000	1600		40	12	50
$x = 0,6\text{--}1,2 \text{ м}; y = 0,8\text{--}1,5 \text{ м}; x_1 = y_1 = 0,35\text{--}0,9 \text{ м}$										

Схема 11. Вытяжной пресс



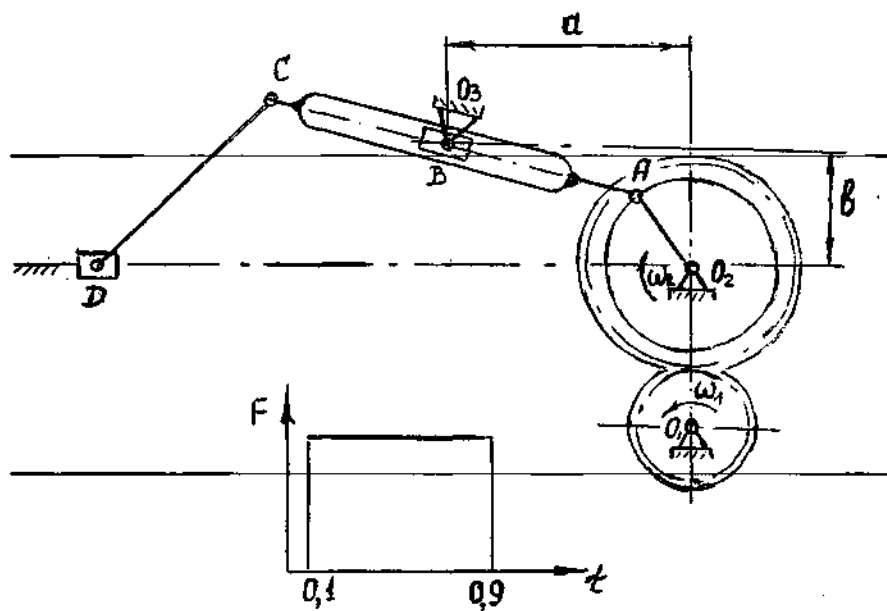
Номер вари- анта	Рабочая нагрузка F_p , кН	Частота кривошипа n_k , об/мин	Геометрические размеры, мм							Масса кривошипа m_k , кг
			l_{O_1A}	l_{AB}	l_{O_2B}	l_{CB}	a	b	c	
1	30	40	80	230-450	230	110	110	200-400	350-500	15
2	35	60	90		260	120	120			20
3	40	30	100		280	140	140			25
4	45	20	120		300	150	160			30

Схема 12. Механизм компрессора



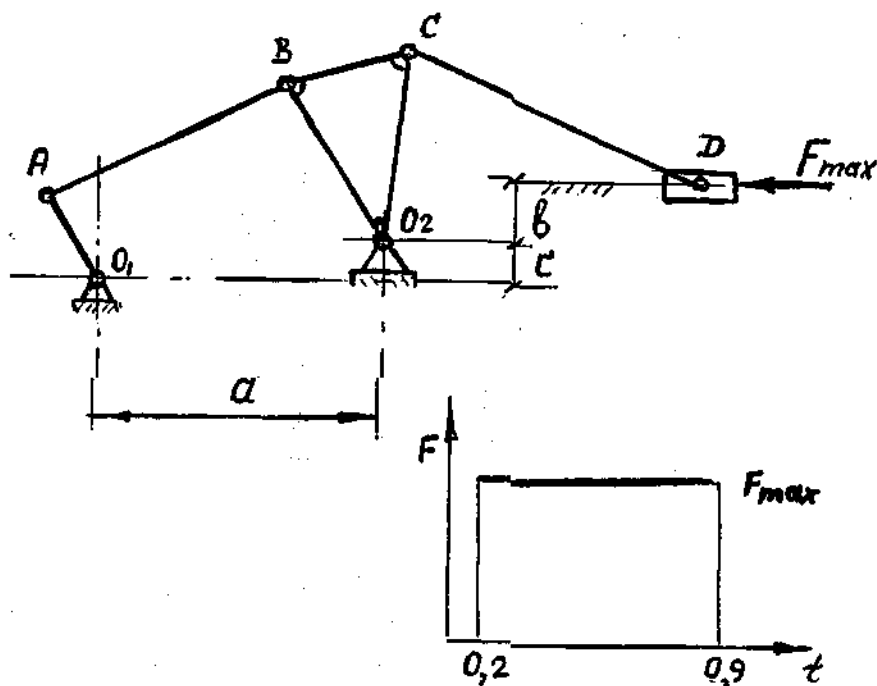
Номер варианта	Параметры цилиндра			Угловая скорость $\omega_1, \text{с}^{-1}$	Геометрические размеры, мм					Масса кривошипа $m, \text{кг}$	α
	Давление $p, \text{МПа}$	Ход $h, \text{мм}$	Диаметр $D_1, \text{мм}$		l_{O_2A}	l_{BC}	a	b	c		
1	0,6	120	120	80	$l_{BC} = l_{OC}$	20	250-400	220-300	200-300	5	25°-30°
2	0,7	130	130	85		16				6	
3	0,8	140	160	90		18				7	
4	1,0	160	150	100		16				8	

Схема 13. Механизм загрузки



Номер вари- анта	Рабочая нагрузка F_p , кН	Угловая скорость ω_2 , c^{-1}	Геометрические размеры, мм					Масса кривошипа m_K , кг	Срок службы T_0 , час
			l_{O_2A}	l_{AC}	l_{CD}	a	b		
1	5	3	200	800	500	300–500	0–300	10	5 тыс.
2	8	2,5	220		600			12	7 тыс.
3	10	2	230		700			14	8 тыс.
4	12	1,2	250		750			15	10 тыс.

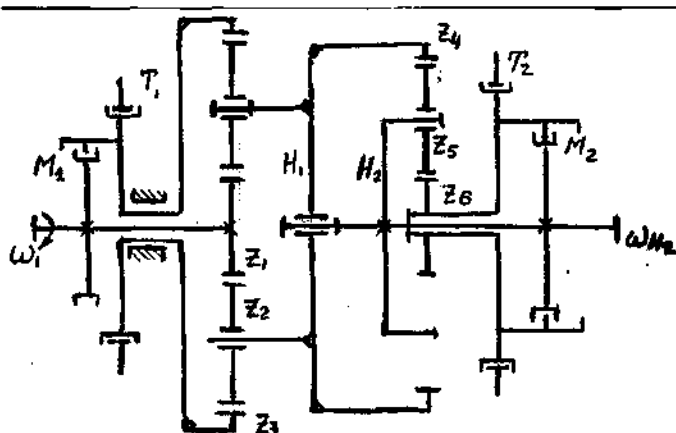
Схема 14. Механизм подачи



Номер вари- анта	Параметры ползуна		Геометрические размеры, мм					Параметры кривошипа	
	$F_{\max}$, кН	Ход S , мм	l_{O_1A}	l_{BC}	a	b	c	Масса m_k , кг	Частота n_k , мин
1	2	250	250	250	800	100-400	0-300	20	25
2	4	300	250	250	1000			25	20
3	6	450	300	300	1200			25	15
4	8	600	300	300	1500			30	12

ПРИЛОЖЕНИЕ 2 **ВАРИАНТЫ ПЛАНЕТАРНЫХ** **РЕДУКТОРОВ**

Схема 1



Параметры	Варианты			
	1	2	3	4
Z_1	22	20	18	16
Z_3	78	70	66	64
Z_4	80	63	58	60
Z_6	42	35	28	30
n	2900	2800	2700	2500

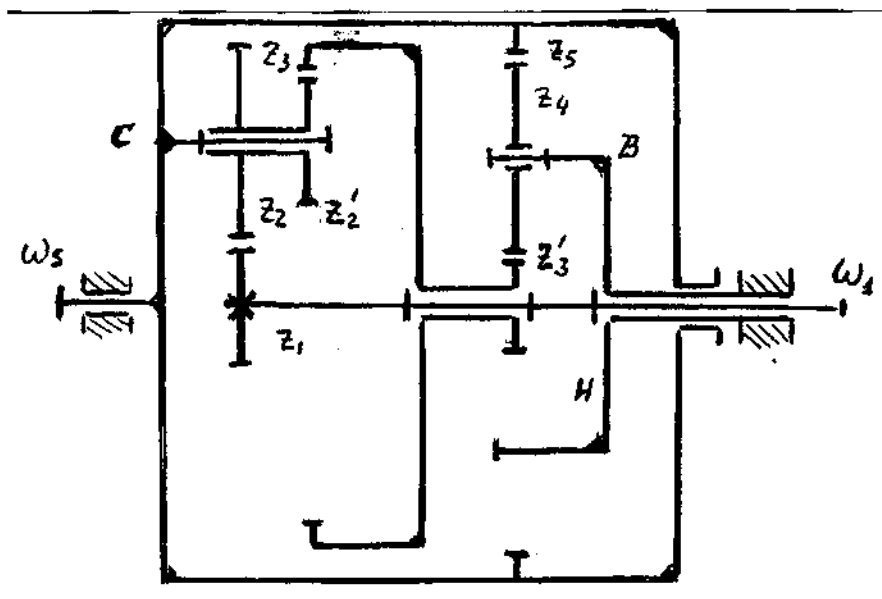
Определить.

1. Передаточное число механизма.
2. Частоту вращения H_2 .
3. Построить план скоростей.

Дополнительные условия.

1. Включены тормоза T_1 и T_2 .
2. Включены тормоз T_1 и муфта M_2 .
3. Включены тормоз T_2 и муфта M_1 .

Схема 2



Параметры	Варианты			
	1	2	3	4
Z_1	14	14	13	13
Z_2	35	32	30	28
n_1	1500	1900	1800	1700

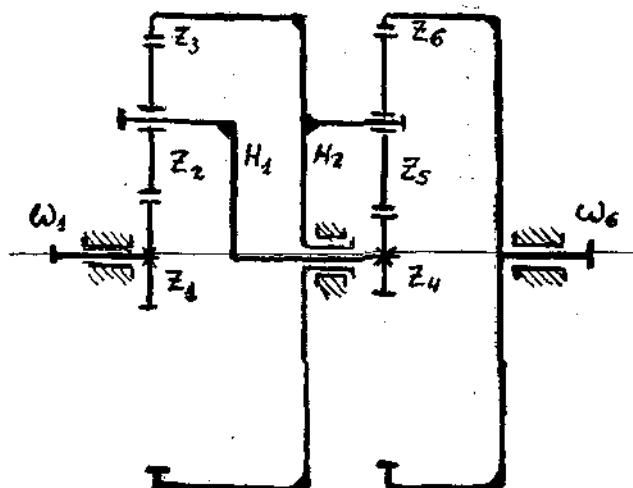
Определить.

1. Передаточное число U_{1-5} .
2. Частоту вращения n_5 .
3. Построить план скоростей.

Примечания.

1. Редуктор соосный.
2. $Z_1 = Z_2 = Z_3$; $Z_4 = Z_5$.

Схема 3



Параметры	Варианты			
	1	2	3	4
Z_1	17	18	20	21
Z_2	29	36	40	40
Z_4	24	20	17	17
Z_5	36	45	28	34
n_1	700	150	900	300

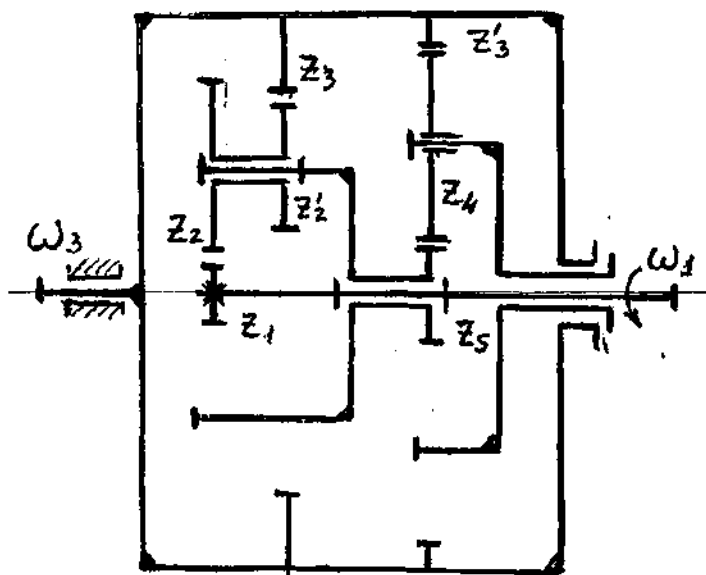
Определить.

1. Передаточное число $U_{1-6}^{H_1}$.
2. Передаточное число $U_{1-6}^{H_2}$.
3. Частоту вращения n_5 .
4. Построить план скоростей.

Примечания.

1. Редуктор соосный.
2. Коррекция зубьев отсутствует.

Схема 4



Параметры	Варианты			
	1	2	3	4
Z_1	14	14	13	13
Z_2	35	32	30	28
n_1	190	160	180	170

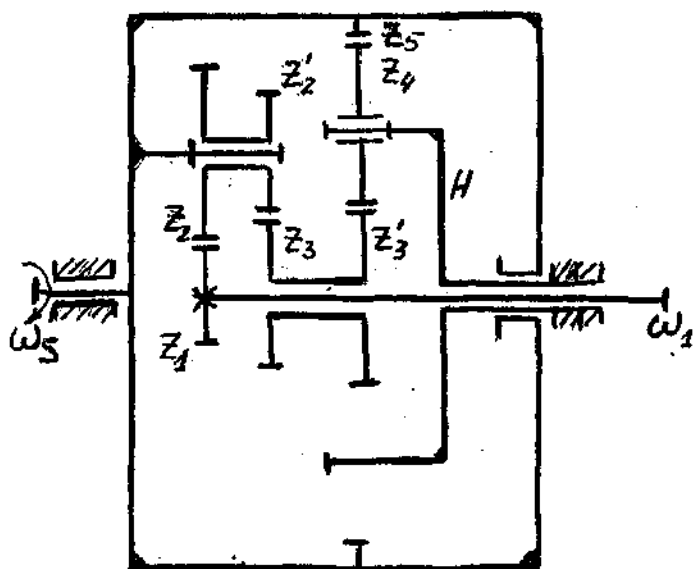
Определить.

1. Передаточное число $U_{1-3}^{H_2}$.
2. Частоту вращения n_3 .
3. Построить план скоростей.

Примечания.

1. Коррекция отсутствует.
2. $Z_1 = Z'_2 = Z_5$.
3. $Z_2 = Z_4$.

Схема 5



Параметры	Варианты			
	1	2	3	4
Z	15	15	14	13
Z	40	35	38	36
n	1500	1800	2000	1600

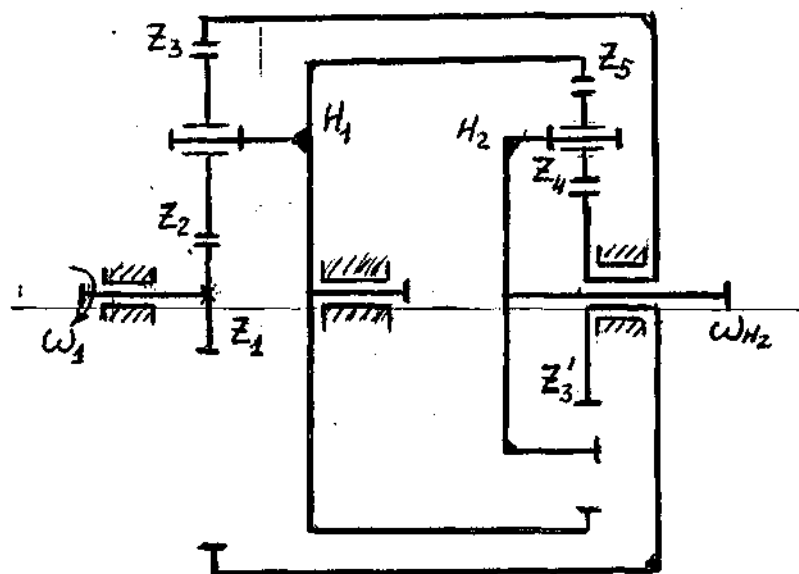
Определить.

1. Передаточное число $U_{1,5}$.
2. Частоту вращения n_5 .
3. Построить план скоростей.

Примечания.

1. $Z_1 = Z_2 = Z_3$.
2. $Z_2 = Z_3 = Z_4$.
3. Коррекция отсутствует.

Схема 6

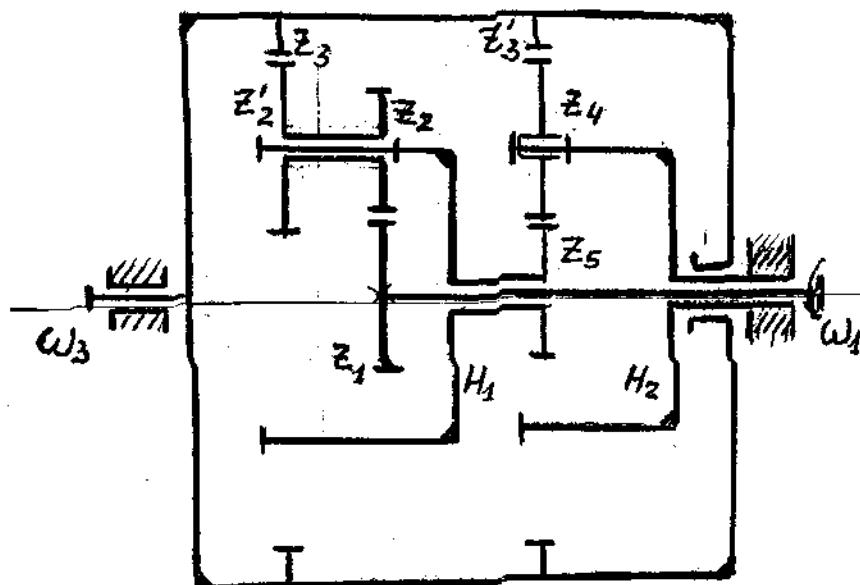


Параметры	Варианты			
	1	2	3	4
Z_1	24	20	18	17
Z_2	36	45	39	34
Z_3'	18	17	17	18
Z_4	37	45	38	33
n_1	900	1500	700	900

Определить.

1. Передаточное число $U_{1-H_2}^{H_1}$.
2. Передаточное число $U_{1-H_2}^{H_2}$.
2. Частоту вращения n_{H_2} .
4. Построить план скоростей.

Схема 7



Параметры	Варианты			
	1	2	3	4
Z_1	15	14	14	13
Z_2	35	32	30	26
n_1	250	300	150	300

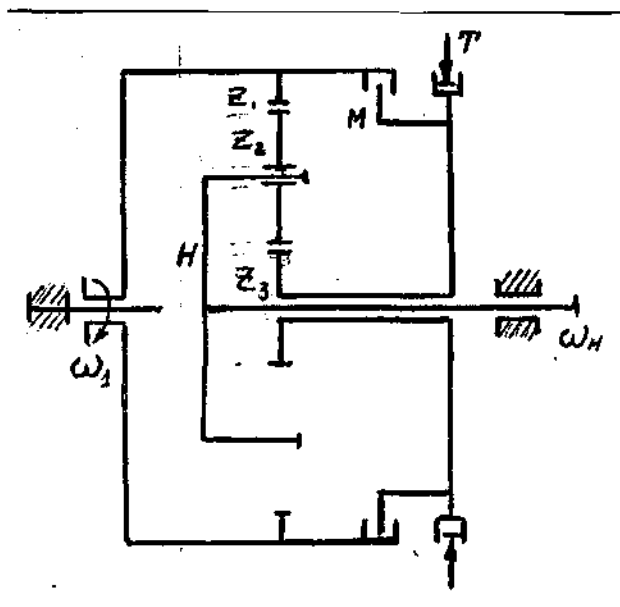
Определить.

1. Передаточное число U_{1-3} .
2. Частоту вращения n_3 .
3. Построить план скоростей.

Примечания.

1. $Z_2 = Z_4$.
2. $Z_1 = Z'_2 = Z_5$.
3. Коррекция отсутствует.

Схема 8



Параметры	Варианты			
	1	2	3	4
Z_2	21	20	19	17
Z_3	30	15	17	16
n_1	900	150	400	600
n_3	800	140	400	900

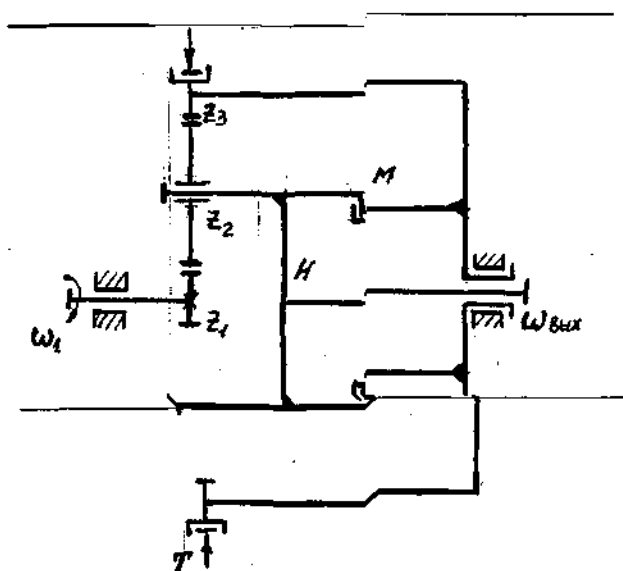
Определить.

1. Передаточное число U_{1-H} .
2. Частоту вращения n_H .
3. Построить план скоростей.

Дополнительные условия.

1. При включенном тормозе Т и выключенной муфте М.
2. При включенной муфте и выключенном тормозе Т.
3. При включенных тормозе и муфте.

Схема 9



Параметры	Варианты			
	1	2	3	4
Z_1	24	22	21	20
Z_2	40	30	15	28
n_1	200	400	1600	800
n_2	500	700	1200	200

Определить.

1. Передаточное число U_{1-H} .
2. Частоту вращения n_H .
3. Построить план скоростей.

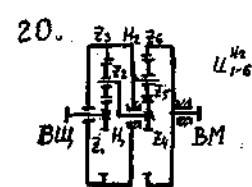
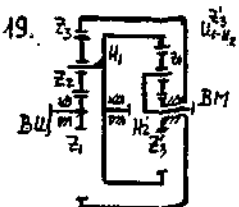
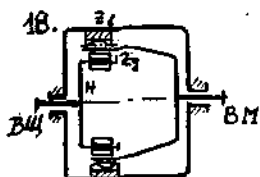
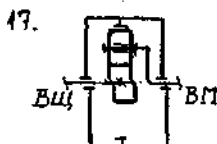
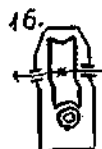
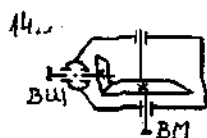
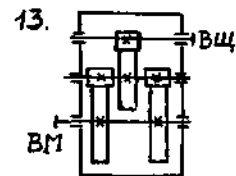
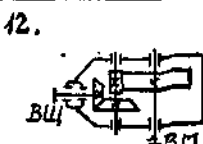
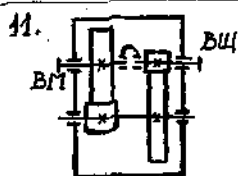
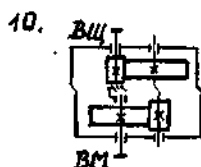
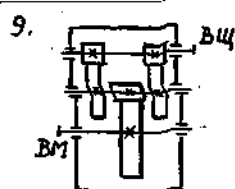
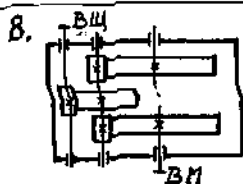
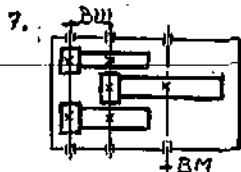
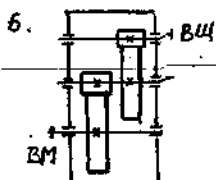
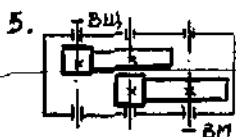
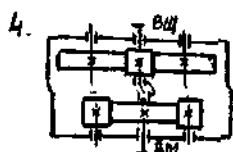
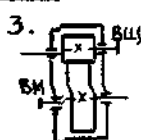
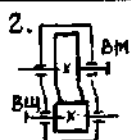
Дополнительные условия.

1. Включен тормоз Т и выключена муфта М.
2. Включены тормоз и муфта.
3. Выключены тормоз и муфта.

ПРИЛОЖЕНИЕ 3

СХЕМЫ РЕДУКТОРОВ

1. Цилиндрический горизонтальный.
2. Цилиндрический вертикальный с нижним ведущим валом.
3. Цилиндрический вертикальный с верхним ведущим валом.
4. Соосный с раздвоенным потоком мощности.
5. Цилиндрический горизонтальный трехосный.
6. Цилиндрический вертикальный трехосный.
7. Горизонтальный с раздвоенной быстроходной ступенью.
8. Горизонтальный с раздвоенной тихоходной ступенью.
9. Вертикальный с раздвоенной быстроходной ступенью.
10. Горизонтальный соосный.
11. Вертикальный соосный.
12. Коническо-цилиндрический.
13. Вертикальный с раздвоенной тихоходной ступенью.
14. Конический одноступенчатый.
15. Червячный с верхним червяком.
16. Червячный с нижним червяком.
17. Планетарный одноступенчатый.
18. Волновой.
- 19–20. Планетарные двухступенчатые.



ПРИЛОЖЕНИЕ 4

КОЭФФИЦИЕНТЫ РЕЖИМА НАГРУЗКИ

Варианты	Коэффициенты							
	силовые α				временные k			
	α_1	α_2	α_3	α_4	k_1	k_2	k_3	k_4
1	1,0	0,7	0,6	0,4	0,2	0,4	0,2	0,2
2	1,0	0,8	0,7	0,3	0,7	0,1	0,1	0,1
3	1,0	0,6	0,4	0,3	0,5	0,1	0,2	0,2
4	1,0	0,9	0,6	0,4	0,6	0,2	0,1	0,1
5	1,0	0,5	0,4	0,0	0,8	0,1	0,1	0,0
6	1,0	0,0	0,0	0,0	1,0	0,0	0,0	0,0
7	1,0	0,7	0,6	0,4	0,5	0,2	0,1	0,2
8	1,0	0,5	0,4	0,3	0,4	0,3	0,2	0,1
9	1,0	0,6	0,5	0,2	0,7	0,1	0,1	0,1
10	1,0	0,5	0,0	0,0	0,7	0,3	0,0	0,0
11	1,0	0,3	0,1	0,0	0,7	0,2	0,1	0,0
12	1,0	0,9	0,8	0,7	0,2	0,3	0,2	0,3
13	1,0	0,2	0,0	0,0	0,9	0,1	0,0	0,0
14	1,0	0,6	0,3	0,0	0,8	0,1	0,1	0,0
15	1,0	0,5	0,4	0,3	0,6	0,2	0,1	0,1

НОПОВ Владимир Дмитриевич

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Сборник заданий

для самостоятельной работы студентов

специальностей 1106, 1204, 1703

по дисциплинам ТММ, ДМиОК, ДМиПТМ, ПМ

Рецензент доц., к. т. н. А.В. Архангельский

Редактор Т.А. Кравченко

Заказ

Объем 72 стр.

Тираж 225 экз.

Цена "С"

Регистрационный № 413

Московский государственный институт стали и сплавов,

119991 Москва, Ленинский пр-т, 4

Отпечатано в типографии издательства «Учеба» МИСиС, 117419 Москва,
ул. Орджоникидзе, 8/9