

М. П. Александров

Подъемно- транспортные машины

ИЗДАНИЕ ШЕСТОЕ,
ПЕРЕРАБОТАННОЕ

Допущено Министерством
высшего и среднего
специального образования СССР
в качестве учебника для студентов
машиностроительных
специальностей
вузов



Москва «Вышая школа» 1985

ББК 33.9
А46
УДК 621.86

Александров М. П.
А46 Подъемно-транспортные машины: Учеб. для машиностроит. спец. вузов. — 6-е изд., перераб. — М.: Высш. шк., 1985. — 520 с., ил.

В пер.: 1 р. 50 к.

В учебнике рассмотрены конструкции современных подъемно-транспортных машин, принципы их действия, области применения. Приведены основы выбора, расчета и конструирования механизмов. Уделено внимание вопросам комплексной механизации и автоматизации производственных процессов, повышению надежности и производительности машин, а также вопросам экономики. В настоящее издание (5-е — в 1979 г.) включены материалы, связанные с новыми методами расчета и конструирования машин.

Для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов.

А 3601030000—461 — 171—85
001(01)—85

ББК 39.9
6П5.6

© Издательство «Высшая школа», 1979

© Издательство «Высшая школа», 1985, с изменениями.

Настоящий учебник является результатом многолетней преподавательской деятельности автора в Московском высшем техническом училище им. Н. Э. Баумана, выпускающем инженеров широкого профиля. Без определенного минимума знаний в области подъемно-транспортного машиностроения специалист любой отрасли не сможет осуществить правильный выбор оптимальных подъемно-транспортных средств, рационально организовать проведение механизации погрузочно-разгрузочных работ и технологических процессов, направленной на повышение производительности труда. Инженер должен знать основные виды подъемно-транспортных машин, их особенности, области использования, должен уметь правильно и обоснованно выбрать тип и параметры машины, выполнить необходимые основные расчеты.

В учебнике в соответствии с направлением и требованиями программы курса рассмотрены основные конструкции современных подъемно-транспортных машин, принципы их действия; приведены основы расчета и конструирования механизмов и отдельных деталей грузоподъемных и транспортирующих машин; рассмотрены вопросы комплексной механизации производственных процессов и применения транспортирующих средств в поточном производстве и в автоматических линиях; вопросы развития и совершенствования подъемно-транспортных машин и систем управления ими, пути повышения надежности, долговечности и производительности подъемно-транспортных машин.

Учитывая ведущую роль машин непрерывного транспорта в комплексной механизации и автоматизации производства, в учебнике особое внимание уделено прогрессивным типам конвейеров (конвейерам на воздушной подушке, эскалаторам, конвейерам с погруженными скребками, крутонаклонным и др.). Особое внимание обращено на соблюдение норм техники безопасности, регламентированных правилами устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных машин.

Подъемно-транспортные машины и устройства настолько разнообразны по своему назначению, принципам действия и конструктивному исполнению, что не представляется возможным дать подробное описание и детальные расчеты даже для основных типов. Поэтому в учебнике изложены лишь общие принципы расчета и конструирования отдельных деталей, узлов, механизмов, а также приведены типовые расчеты, имеющие цель обеспечить надежность и долговечность проектируемых устройств. Во избежание повторения материала предыдущих курсов при расчете деталей подъемно-транспортных машин общего назначения здесь описаны только

особенности их расчета применительно к специфическим условиям работы этих машин в повторно-кратковременном режиме.

В шестом, переработанном издании учебника отражены новые достижения отечественной и зарубежной техники в области подъемно-транспортного машиностроения, позволившие создать более производительные и долговечные машины. При описании работы механизмов значительное внимание уделено рассмотрению прогрессивных конструкций, в которых используются различные методы регулирования скоростей, что существенно облегчает монтажные и сборочные работы и способствует повышению их производительности.

В учебник введены разделы по устройствам, обеспечивающим безопасность работы грузоподъемных и транспортирующих машин, а также даны краткие сведения по использованию в металлоконструкциях легких сплавов и прогрессивных тонкостенных профилей. Рассмотрены общие требования к грузоподъемным машинам, основные функции инспекции Госгортехнадзора и правила и нормы освидетельствования кранов.

При подготовке шестого издания учебника учтены пожелания кафедр и преподавателей, читающих лекции и ведущих курсовое проектирование по данной дисциплине как внутри страны, так и в странах СЭВ, где этот учебник широко используется в учебном процессе. За эту помощь при создании учебника автор выражает глубокую признательность.

Автор

В создании материально-технической базы коммунизма в нашей стране значительную роль играет подъемно-транспортное машиностроение, перед которым поставлена задача широкого внедрения во всех областях народного хозяйства комплексной механизации и автоматизации производственных процессов, ликвидации ручных погрузочно-разгрузочных работ и исключения тяжелого ручного труда при выполнении основных и вспомогательных технологических операций. Эта важная проблема нашла отражение и в Конституции СССР, где в статье 21 сказано: «Государство заботится об улучшении условий и охране труда, его научной организации, о сокращении, а в дальнейшем и полном вытеснении тяжелого физического труда на основе комплексной механизации и автоматизации производственных процессов во всех отраслях народного хозяйства».

Решения XXVI съезда КПСС указывают на необходимость увеличения производства прогрессивных средств механизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ, в том числе грузоподъемных машин с дистанционным и программным управлением, подвесных конвейеров с автоматическим адресованием грузов и автоматизированного оборудования для складов. Современные поточные технологические и автоматизированные линии, межцеховой и внутрицеховой транспорт требуют применения разнообразных типов подъемно-транспортных машин и механизмов, обеспечивающих непрерывность и ритмичность производственных процессов. Именно поэтому подъемно-транспортное оборудование в настоящее время играет уже не вспомогательную роль в производственном процессе, а превращается в один из основных решающих факторов, определяющих эффективность современного производства. Насыщенность производства средствами механизации трудоемких и тяжелых работ, уровень механизации технологического процесса определяют собой степень совершенства технологического процесса.

Правильный выбор подъемно-транспортного оборудования является решающим фактором нормальной работы и высокой продуктивности производства. Нельзя обеспечить его устойчивый ритм на современной ступени интенсификации без согласованной и безотказной работы современных средств механизации внутрицехового и межцехового транспортирования сырья, полуфабрикатов и готовой продукции на всех стадиях обработки и складирования.

Современные высокопроизводительные грузоподъемные и транспортирующие машины, работающие с большими скоростями и об-

ладающие высокой грузоподъемностью, являются результатом постепенного развития этих машин в течение долгого времени. Еще в глубокой древности, за 4000 лет до нашей эры, древнекитайская культура знала применение простейших грузоподъемных устройств — *рычагов* и *полиспастов*, используемых для подъема воды из колодцев и при возведении сооружений. Аналогичные устройства для поднятия и перемещения больших тяжестей были известны и народам Ближнего Востока. Строительные работы, связанные с поднятием и перемещением больших тяжестей с использованием грузоподъемных механизмов, производились, например, при сооружении египетских пирамид. Так, пирамида Хеопса, сооруженная в XXVII в. до н. э. имела высоту 147 м и сложена из 2,5 млн. известняковых блоков массой от 2 до 30 т. Сложной технической задачей являлась установка плит Баальбекской террасы, находящейся на территории современного государства Ливан, имеющих длину до 20 м, сечение $4,8 \times 4,2$ м и массу более 1000 т.

В античный период при строительстве храма Зевса в Гелиополисе во II в. н. э. были установлены колонны из порфира массой до 360 т; в храме Артемиды в Эфесе были использованы мраморные балки длиной до 90 м.

Первыми средствами, облегчающими ручной труд, были *рычаги*, *катки* и *наклонные плоскости*. Проведение крупных строительных работ при таких средствах механизации требовало привлечения громадного количества людей. Так, на строительстве пирамиды Хеопса, продолжавшемся более 20 лет, было постоянно занято около 100 тыс. человек. *Рычажные подъемники* — прототипы современных стреловых кранов — использовались для подъема воды. Еще за 22 века до нашей эры начали применять и простейшие *вóроты* с ручным приводом (рис. 1). В VII в. до н. э. появились *блоки*, а во II в. до н. э. вóроты с червячной, цевочной и зубчатыми передачами с ручным приводом. В эпоху средневековья в XI—XII вв. в связи с развитием торговли, мореплавания и горно-металлургической промышленности началось быстрое развитие грузоподъемных машин и расширилась область их применения. Появились первые прототипы современных *кранов*, имевшие ручной привод и привод от топчачовых колес. Вначале эти краны изготовлялись из дерева и только для осей и крюков применялась сталь.

С глубокой древности известны и *машины непрерывного транспортирования*, сначала в виде водоподъемных колес и скребковых лотков, а затем в виде ковшовых подъемников (рис. 2) — прототипов современных элеваторов, приводившихся в движение силой течения воды или вручную.

В 1860 г. был создан первый *кран с паровым двигателем*. В 80-х годах XIX в. начали применяться *краны с электрическими двигателями*.

Большая заслуга в деле развития подъемно-транспортной техники принадлежит России. Еще в XI в. для подъема тяжестей при возведении Софийского собора в Новгороде строители пользовались сложными системами *полиспастов*, дающими существенный

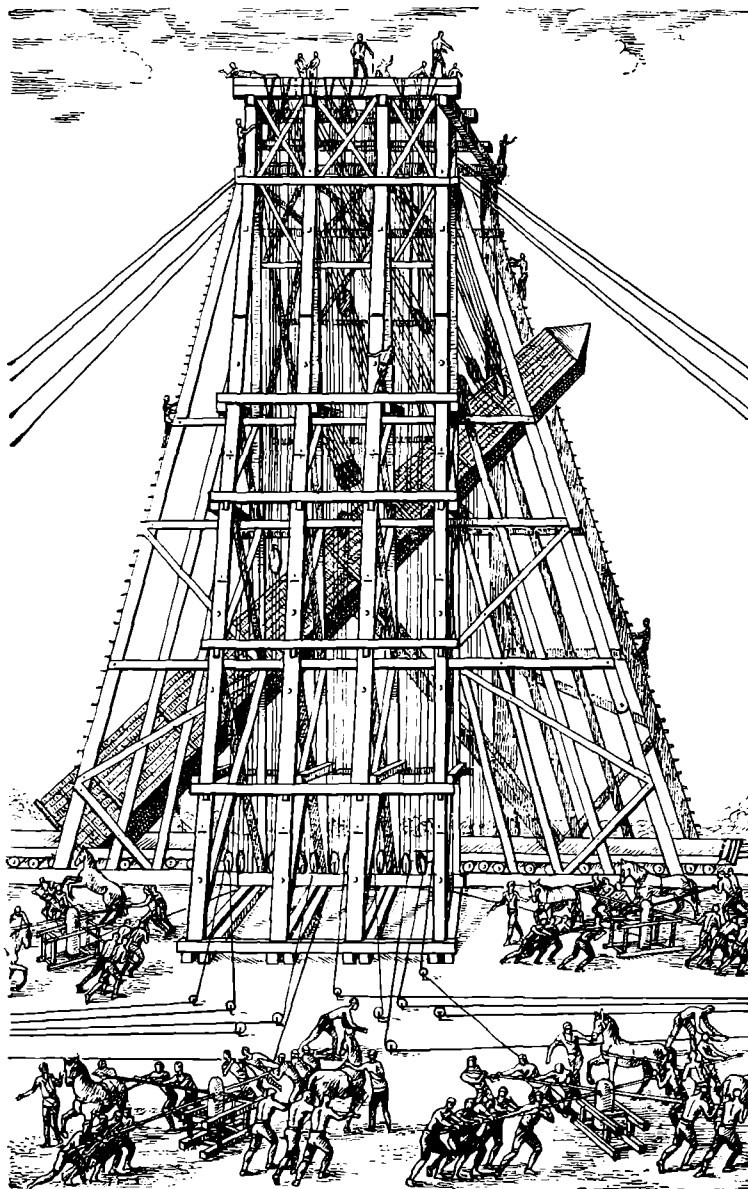


Рис. 1. Установка обелиска с использованием вóротов

выигрыш в силе и превосходившими по своим техническим возможностям устройства, применявшиеся в Западной Европе.

В 1677 г. на колокольню Московского Кремля подняли Большой Успенский колокол массой 130 т. Подъем колокола производился с помощью рычагов, полиспаста и ворот. Для облегчения



Рис. 2. Применение ковшового элеватора с ручным приводом при строительстве крепости

подъема колокол был соединен цепями с противовесом, что было оригинальным решением, облегчавшим ручной труд.

В XVIII в. для обслуживания металлургических заводов на Урале, Алтае и в Забайкалье применялось большое количество разнообразного подъемно-транспортного оборудования для загрузки доменных печей, откатки вагонеток и др. В 1764 г. русский механик Е. Г. Кузнецов соорудил многоковшовый цепной водоподъемник, впоследствии им же переоборудованный для подъема руды и породы. Большой вклад в развитие механизации горно-рудных работ внес замечательный русский гидротехник и механизатор К. Д. Фролов (1726—1800), работавший на Змеиногорском руднике на Алтае.

В 1768 г. он пустил в ход грандиозную для того времени комплексную установку для подъема руды и удаления воды из шахт, приводимую в действие давлением воды. В 1779 г. он построил полуавтоматическую установку для промывки и обогащения руды. Ее основой были рудоподъемники непрерывного действия — ковшовые элеваторы, поднимающие руду на высоту 45—68 м с производительностью до 10 т/ч.

В 1769 г. с помощью оригинального устройства было произведено перемещение на большое расстояние камня размером $15 \times 9 \times 7$ м и массой более 1000 т, использованного скульптором Фальконе в качестве основания памятника Петру I. Его перемещали по медным шарам, уложенным в обшитых медными листами желобах (первый прототип шарикоподшипника). Перемещение осуществлялось с помощью воротов и полиспастов.

В 1834 г. с помощью канатов, полиспастов и воротов была осуществлена доставка и установка 48 колонн Исаакиевского собора в Петербурге — масса каждой колонны примерно 100 т. Процесс установки колонн был разработан настолько четко, что длительность установки одной колонны составляла в среднем всего 105 мин.

Долгое время в России систематически не занимались изучением и обобщением опыта развития подъемно-транспортных машин. И только в 80-х годах прошлого столетия проф. И. А. Вышнеградский (1831—1895) впервые создал курс подъемно-транспортных машин. В 1882 г. вышла работа проф. М. Н. Петрова, систематизирующая и обобщающая опыт механизированной перегрузки грузов. Большой вклад в развитие подъемно-транспортного машиностроения внесли проф. Н. И. Самусь, издавший в 1886 г. «Курс подъемных машин» с большим атласом, и Л. З. Ратковский, преподаватель Петербургского политехнического института и заведующий отделом подъемных машин и металлических конструкций Путиловского завода, издавший в 1907—1910 гг. ряд книг под общим названием «Подъемные краны».

Начало отечественного краностроения относится к 1900 г., когда впервые были построены краны на Брянском, Краматорском и Путиловском заводах. В 1913 г. годовой выпуск кранов на Брянском и Краматорских заводах составлял 70 шт. Такое производство не могло удовлетворить запросы развивающейся промышленности.

После Великой Октябрьской социалистической революции в России были созданы условия для быстрого развития подъемно-транспортного машиностроения, развития механизации тяжелых и трудоемких работ, механизации и автоматизации производства. Подъемно-транспортное машиностроение выделилось в самостоятельную область машиностроения. Созданы специализированные заводы по выпуску подъемно-транспортного оборудования. Вместе с расширением материальной базы подъемно-транспортного машиностроения росли и крепили кадры конструкторов. В 1930 г. был создан первый отраслевой научно-исследовательский институт «Гинсталмост» впоследствии Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт подъемно-транспортного машиностроения (ВНИИПТМАШ), занимающийся вопросами конструирования и изучения новой подъемно-транспортной техники и являющийся головным учреждением отрасли; несколько позднее созданы проектно-монтажные организации: Государственный проектный и конструкторский институт механизированного конвейерного транспорта и подвесных канатных дорог (ГПКИ «Союзпроммеханизация»), специальное конструкторское бюро складского оборудования, механизации и автоматизации складов (СКБС) и многие другие специализированные организации.

Темпы развития подъемно-транспортного машиностроения, технический уровень и качество выпускаемого оборудования позволяют обеспечить выполнение все возрастающего объема погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ в самых различных областях народного хозяйства. Внедрение прогрессивных машин и оборудования, средств механизации позволило существенно увеличить производительность труда. Для выполнения задач, поставленных партией и правительством, проводится значительная работа по повышению технического уровня выпускаемого оборудования. За последние годы для механизации погрузочно-разгрузоч-

ных работ специализированные проектные организации совместно с машиностроительными заводами создали ряд высокопроизводительных, экономичных и удобных в эксплуатации машин и устройств. Созданы электро- и автопогрузчики, различные погрузочные машины для штучных и сыпучих грузов, штабелирующие и другие подъемные средства, позволяющие осуществлять комплексную механизацию на многих участках предприятий черной и цветной металлургии, машиностроительной, угольной, химической промышленности и др. Разработаны уникальные конструкции плавающих кранов большой грузоподъемности, созданы новые конструкции мостовых электрических кранов общего назначения грузоподъемностью 5—50 т с высокими техническими показателями.

Из основных тенденций в развитии подъемно-транспортного машиностроения необходимо отметить:

создание качественно новых видов подъемно-транспортных машин и механизмов, а также широкую модернизацию существующих машин и установок для обеспечения механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ во всех областях народного хозяйства;

повышение грузоподъемности и надежности машин при одновременном значительном снижении их металлоемкости благодаря применению новых кинематических схем, более совершенных методов расчета, использования рациональных облегченных профилей проката, новых материалов (легированные стали, легкие сплавы и пластмассы), а также прогрессивной технологии машиностроения (новые методы термообработки, нанесение упрочняющих покрытий и др.);

увеличение производительности оборудования благодаря применению широкого регулирования скоростей механизмов, автоматического, полуавтоматического и дистанционного управления, специальных захватных и других подъемных агрегатов, а также улучшения условий труда крановщиков благодаря применению установок для охлаждения и очистки воздуха в кабинах и других мероприятий;

увеличение области применения машин непрерывного транспортирования путем расширения нормальных рядов машин как в направлении создания мощных и сверхмощных машин (в том числе конвейеров для транспортирования сыпучих грузов на расстояние, превышающее 100 км), так и в направлении создания машин легкого и особо легкого типов (подвесные конвейеры), а также путем приспособления транспортирующих машин и их элементов к специфическим свойствам грузов (создание морозостойких и жаростойких высокопрочных лент и т. п.).

Современное производство подъемно-транспортных машин в условиях социалистического хозяйства, при котором интересы заводов-изготовителей не расходятся с интересами предприятий, использующих эти машины, основывается на создании блочных конструкций, позволяющих получить высокий технико-экономический эффект при изготовлении и эксплуатации этих машин. *Блочной на-*

зывается конструкция, состоящая из самостоятельных сборочных единиц (блоков), соединенных между собой легкоразъемными элементами. К таким блокам можно отнести крановые крюковые подвески, муфты, тормоза, редукторы, ходовые колеса с буксами и т. д. (рис. 3). В настоящее время принцип блочности используется не

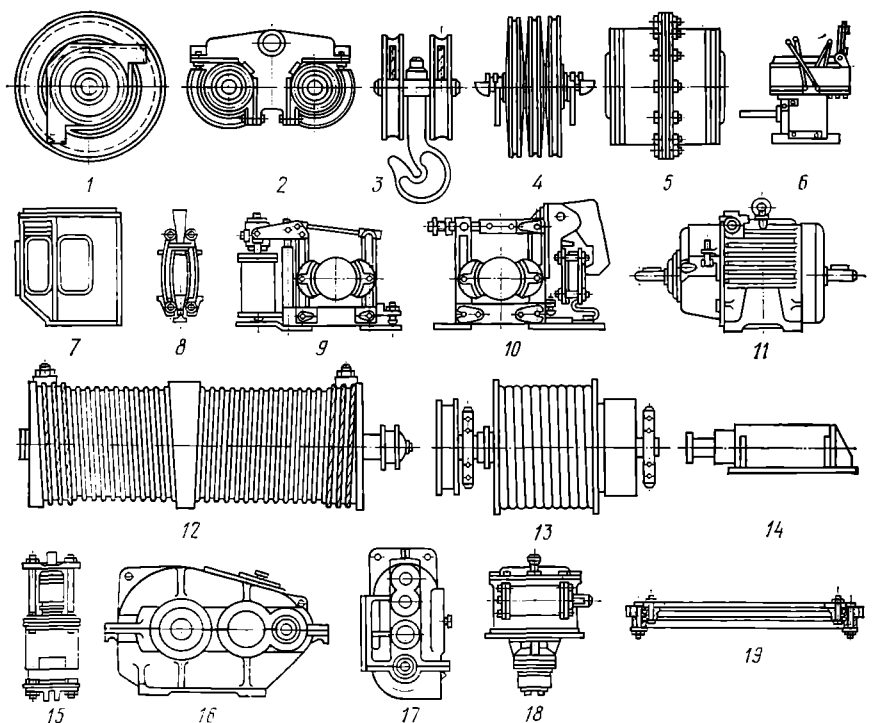


Рис. 3. Унифицированные сборочные единицы грузоподъемных машин:

1 — ходовое колесо с буксой; 2 — балансир с ходовыми колесами; 3 — крюковая подвеска; 4 — неподвижные блоки; 5 — зубчатая муфта; 6 — пульт управления; 7 — кабина управления; 8 — клешевой противоугонный захват; 9 — тормоз с приводом от гидротолкателя; 10 — тормоз с электромагнитом; 11 — электродвигатель; 12 — барабан для каната; 13 — кабельный барабан; 14 — пружинный буфер; 15 — электрогидравлический толкатель; 16 — горизонтальный редуктор; 17 — вертикальный редуктор; 18 — редуктор механизма поворота; 19 — шариковый опорно-поворотный круг

только в механизмах, но и в металлоконструкциях, что позволяет организовать поточные линии для серийного изготовления унифицированных сборочных единиц металлоконструкций с соблюдением возможности их взаимозаменяемости.

Применение блочных конструкций позволяет выпускать сборочные единицы механизмов «на склад», т. е. в законченном виде, что приводит к специализации отдельных цехов и заводов. Специализация производства в свою очередь обеспечивает повышение качества изготавливаемых сборочных единиц.

Применение блочных конструкций создает максимум удобств в эксплуатации, так как позволяет легко удалить блок, требующий ремонта, без разборки смежных сборочных единиц. При наличии запасных блоков их замену можно производить в короткое время, что приводит к уменьшению простоя оборудования, и осуществлять высококачественный ремонт в специализированных ремонтных цехах. Кроме того, применение блочных конструкций позволяет максимально унифицировать отдельные сборочные единицы и детали по всей номенклатуре выпускаемых подъемно-транспортных машин, что увеличивает массовость производства и приводит к широкому применению нормализованных сборочных единиц.

Унификация элементов конструкции уменьшает количество необходимого оборудования, инструмента, литейных форм, позволяет применять специальные приспособления, повышающие производительность труда и качество изделия, уменьшает необходимый парк запасных частей. Принцип унификации и блочности, широко используемый в отечественном подъемно-транспортном машиностроении создает основу для серийного производства подъемно-транспортных машин и, следовательно, для увеличения съема продукции с тех же производственных площадей и при том же оборудовании, а также для расширения кооперации между различными специализированными заводами. В настоящее время отрасль подъемно-транспортного машиностроения имеет ряд заводов, специализирующихся на производстве отдельных нормализованных и унифицированных сборочных единиц для грузоподъемных и транспортирующих машин.

При разработке конструкций кранов следует обеспечить независимость движений механизмов крана и возможность совмещения рабочих движений в любых сочетаниях, хотя допускается не совмещать работу главного и вспомогательного подъема. Взаимное расположение механизмов и их сменных элементов должно обеспечить удобство монтажа, обслуживания и регулировки с возможно меньшей разборкой элементов. Особое внимание надо обращать на удобство подхода к тормозам, местам креплений канатов, подшипникам, муфтам, зубчатым передачам, устройствам безопасности. В конструкциях кранов должны быть предусмотрены лестницы, галереи, проходы и площадки для текущего обслуживания, ревизии, ремонта и замены изношенных элементов (ходовых колес, тормозных накладок, тормозных шкивов, канатов и т. п.) без демонтажа крана или основных сборочных единиц, металлических конструкций и механизмов. Особое внимание должно быть обращено на обеспечение надежной смазки всех трущихся соединений и создание свободного доступа к местам смазывания.

Аппаратура освещения кранов должна обеспечивать освещенность грузозахватного устройства при всех его положениях не менее 5 лк, рабочих мест в кабине управления — не менее 50, площадок и лестниц внутри металлоконструкции — не менее 20, наружных — не менее 10 лк. Все электродвигатели, тормоза и электро-

аппаратура должны быть защищены от непосредственного воздействия атмосферных осадков.

Подъемно-транспортные машины по своему назначению и конструктивному исполнению весьма разнообразны. Из всего многообразия подъемно-транспортных машин в учебнике рассмотрены только их основные виды: *грузоподъемные машины*, относящиеся к машинам периодического действия, и *транспортирующие машины (конвейеры)*, относящиеся к машинам непрерывного действия.

Глава I

КОНСТРУКЦИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Грузоподъемные машины и механизмы предназначены для перемещения грузов и людей по вертикали и передачи их из одной точки площади, обслуживаемой машиной, в другую. Конструкции этих машин чрезвычайно разнообразны. Их можно классифицировать по конструктивным признакам, по назначению, по характеру выполняемой ими работы.

Для подъема груза на небольшую высоту (до 0,8—1 м) служат простейшие грузоподъемные механизмы — домкраты, обычно применяемые при ремонтных и монтажных работах. Привод домкратов может быть ручным и механическим. Различают винтовые, рычажно-реечные, зубчато-реечные и гидравлические домкраты. На рис. 4, а в качестве примера показано устройство ручного винтового домкрата на салазках, облегчающих его точную установку под грузом. Использование винтовой пары с самотормозящей резьбой, обеспечивающей удержание поднятого груза, является причиной низкого коэффициента полезного действия (кпд), равного 0,3—0,4. Подъемный стальной винт 3 домкрата ввернут в гайку 4, укрепленную в корпусе 7. На верхней части винта установлена рифленая головка 5, которая может поворачиваться относительно винта. Вращение винта 3 производится рукояткой 6 с двусторонней трещоткой 10. В зависимости от положения трещотки, фиксируемой кулачком 9, осуществляют вращение винта в одну или в другую сторону. Корпус домкрата в нижней части имеет опорную плиту — гайку, перемещающуюся по направляющим при вращении винта 1 горизонтального перемещения. Вращение этого винта производится рукояткой 2, снабженной трещоткой 8. Грузоподъемность винтовых домкратов колеблется от 2 до 20 т. Сила, необходимая для привода домкрата, определяется из условия равенства момента, создаваемого рабочим на приводной рукоятке, и момента от сил трения в резьбе и между головкой 5 и верхней частью винта.

Широко распространены также гидравлические домкраты (рис. 4, б). Они имеют высокий кпд (0,75—0,8), малые габариты и массу, обеспечивают плавный подъем и спуск груза при весьма точной его фиксации в необходимом положении. Грузоподъемность гид-

равлических домкратов достигает 200 т. Недостатками их являются ограниченная высота подъема груза и малые скорости. Гидравлический домкрат с ручным приводом состоит из скалки 6, снабженной в верхней части упорной головкой 1. Скалка входит в ци-

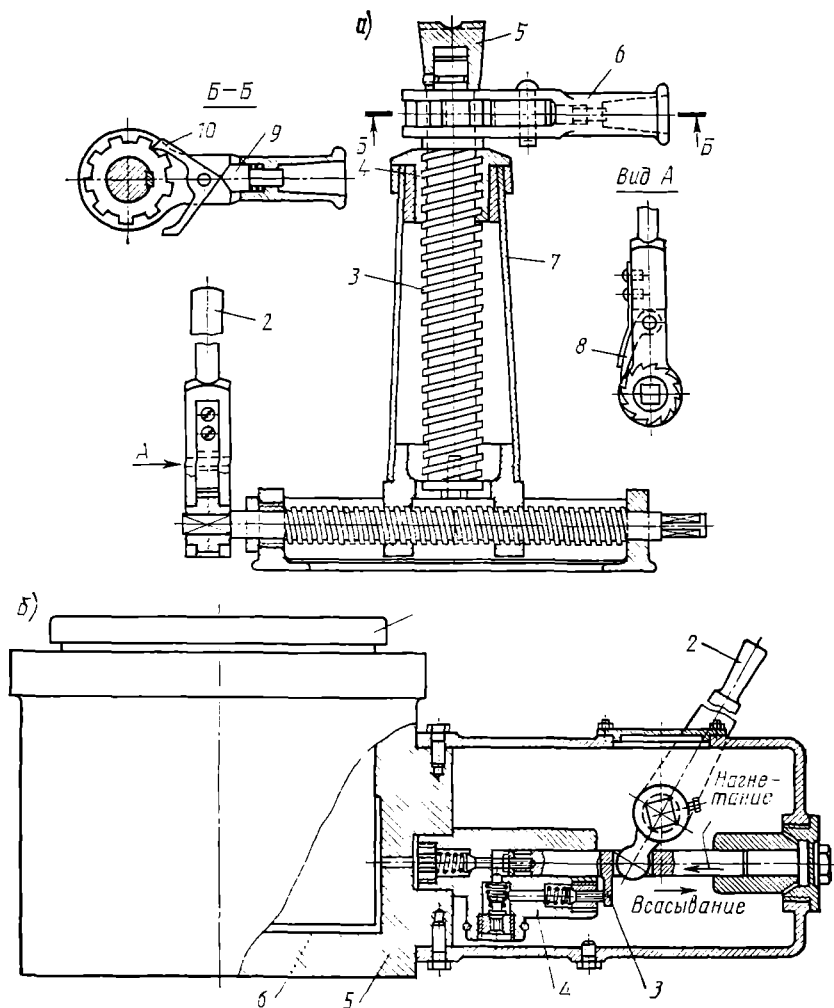


Рис. 4. Домкраты:
а — винтовой б — гидравлический

линдрическую часть корпуса 5, в нижнюю часть которого плунжерным насосом 4 через систему отверстий и клапанов подается рабочая жидкость (обычно масло). Насос работает от рукоятки 2, при качании которой перемещается плунжер 3 насоса, и жидкость через нагнетательный клапан поступает в пространство между скал-

кой и дном корпуса. Для опускания скалки необходимо рукоятку 2 отклонить за пределы рабочего положения. При этом открывается выпускной клапан и жидкость под воздействием силы тяжести груза перетекает из-под скалки в запасной резервуар. Изменяя отклонение рукоятки, изменяют степень открытия отверстия выпускного клапана и таким образом регулируют скорость опускания груза. Числовое значение скорости подъема груза определяется количеством рабочей жидкости, подаваемой под скалку 6 в единицу времени. Так как скорость подъема груза при ручном приводе весьма невелика, то при больших высотах подъема и больших грузоподъемностях гидравлические домкраты имеют механизированный привод.

К простейшим грузоподъемным механизмам относятся также и лебедки, предназначенные для подъема, опускания или подтягивания грузов, а также для обслуживания различных погрузочно-разгрузочных и монтажных работ. Лебедки могут использоваться как самостоятельные механизмы при погрузочно-разгрузочных, ремонтных и строительно-монтажных работах, так и в качестве силового оборудования для комплектации различных подъемных устройств (кранов, подъемников и т. п.). В зависимости от исполнения лебедки можно подразделить: *по типу привода* — на лебедки с ручным и машинным приводом; *по типу тягового элемента* — на канатные и цепные; *по типу установки* — на неподвижные (закрепленные на полу, стене, потолке) и передвижные (на тележках, передвигающихся по полу или по подвесным путям); *по числу барабанов* — на одно-, двух- и многобарабанные лебедки; *по типу барабана* — на нарезные, гладкие и фрикционные.

На рис. 5 изображена лебедка с приводом от фланцевого электродвигателя 2, укрепленного на корпусе редуктора 3. Соединение быстроходного вала редуктора с валом двигателя осуществлено с помощью зубчатой муфты, расположенной внутри корпуса редуктора. На свободном конце вала двигателя установлен шкив 1 коллодного тормоза, приводимого в действие электрогидравлическим толкателем. На выходном валу редуктора установлен барабан 5 с закрепленным на нем концом каната. При включении двигателя приводится во вращение барабан 5 лебедки; при этом канат, к которому прикрепляется груз, наматывается на барабан или сматывается с него, производя подъем или спуск груза. Направление вращения барабана изменяют реверсированием электродвигателя. На втором конце быстроходного вала редуктора установлен электроиндукционный (вихревой) тормоз 4, например типа ТМ-4, предназначенный для плавного регулирования скорости опускания груза. Такие лебедки широко используются при монтажных, ремонтных и строительных работах.

В пассажирских подъемниках находят применение лебедки с канатоведущим шкивом (рис. 6), в ручьи которого ложатся ветви грузового каната, и передача тяговой силы осуществляется посредством силы трения, возникающей между канатом и поверхностью ручья.

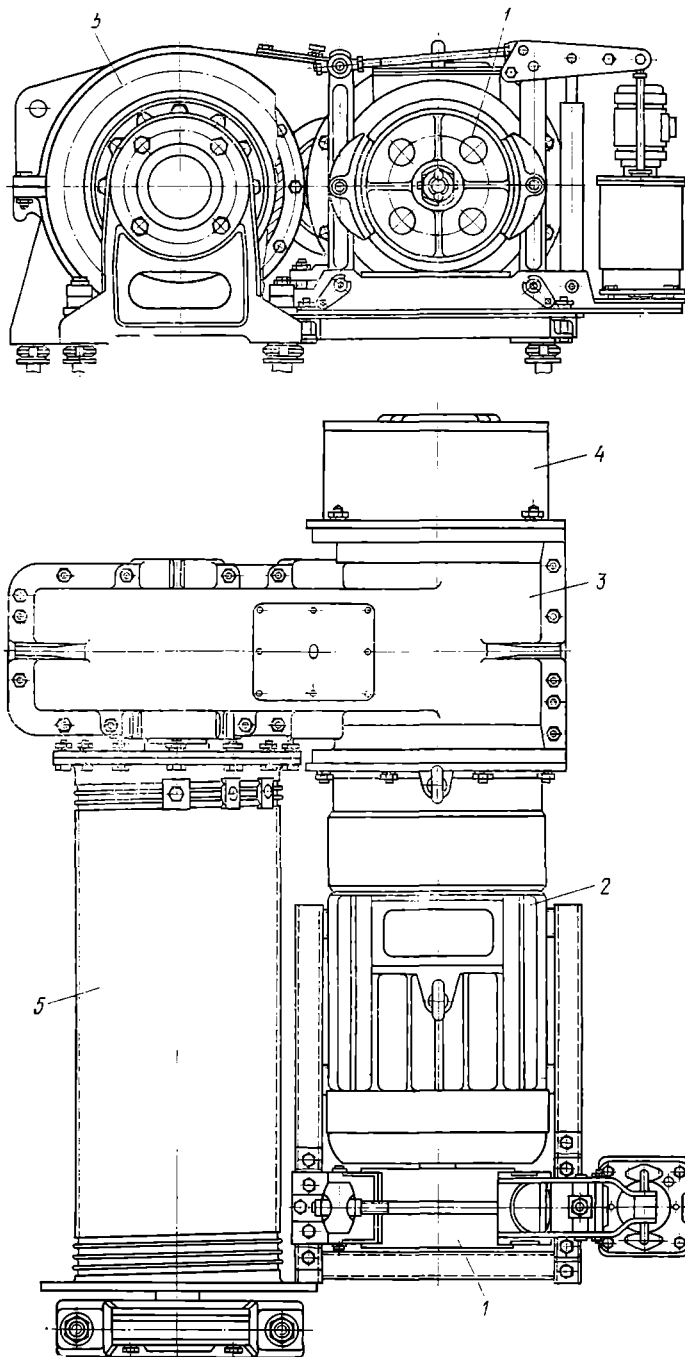


Рис. 5. Лебедка барабанная с электроприводом

При малых грузоподъемности и скорости подъема груза применяют лебедки с ручным приводом, в которых вращение барабана осуществляется с помощью приводных рукояток с тормозом, автоматически останавливающим барабан при прекращении вращения рукоятки.

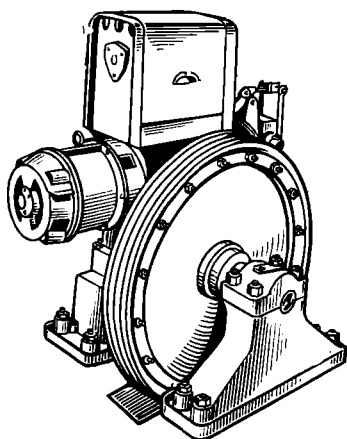


Рис. 6. Лебедка с канатоведущим шкивом

При производстве маневровых работ на железнодорожных путях, в портах и доках, для подъема якорей на судах, при подтаскивании различных грузов и т. п. большое применение находят шпилы (рис. 7) — лебедки с фрикционным барабаном, имеющим горизонтальную или вертикальную ось вращения. Канат, на конце которого приложена рабочая нагрузка, не закреплен на барабане, как в обычных лебедках, а сцепляется с ним силой трения, возникающей между поверхностью барабана и несколькими витками каната, намотанными на него. Это позволяет

работать с канатом большой длины при малых размерах барабана. Имеются электрошпилы со встроенным вспомогательным барабаном для навивки каната (рис. 7, б). В этих конструкциях три-четыре витка тягового каната 1 обвивают фрикционный барабан 2, и через

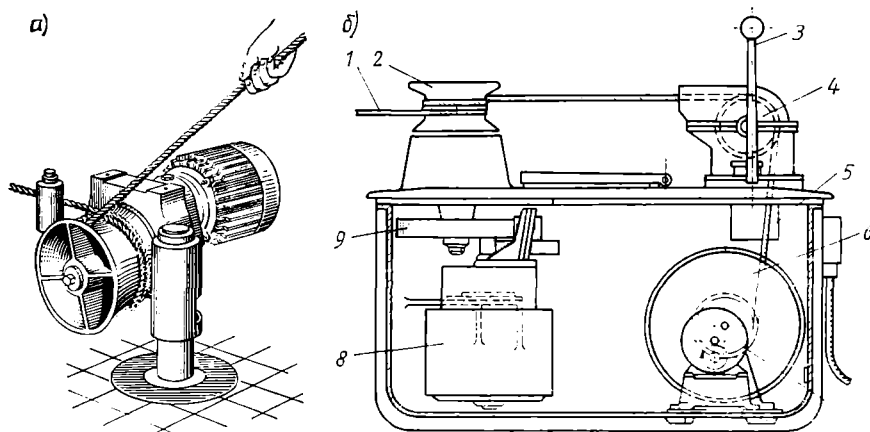


Рис. 7. Электрошпилы:

а — с горизонтальным барабаном; б — с вертикальным барабаном

отклоняющий блок 4 канат подается к вспомогательному барабану 6, который приводится в движение вспомогательным двигателем 7 небольшой мощности, снабженным электромагнитным тормозным

устройством. Фрикционный барабан 2 приводится во вращение основным двигателем 8 через зубчатый редуктор 9. Управление обоими двигателями осуществляется с помощью рукоятки управ-

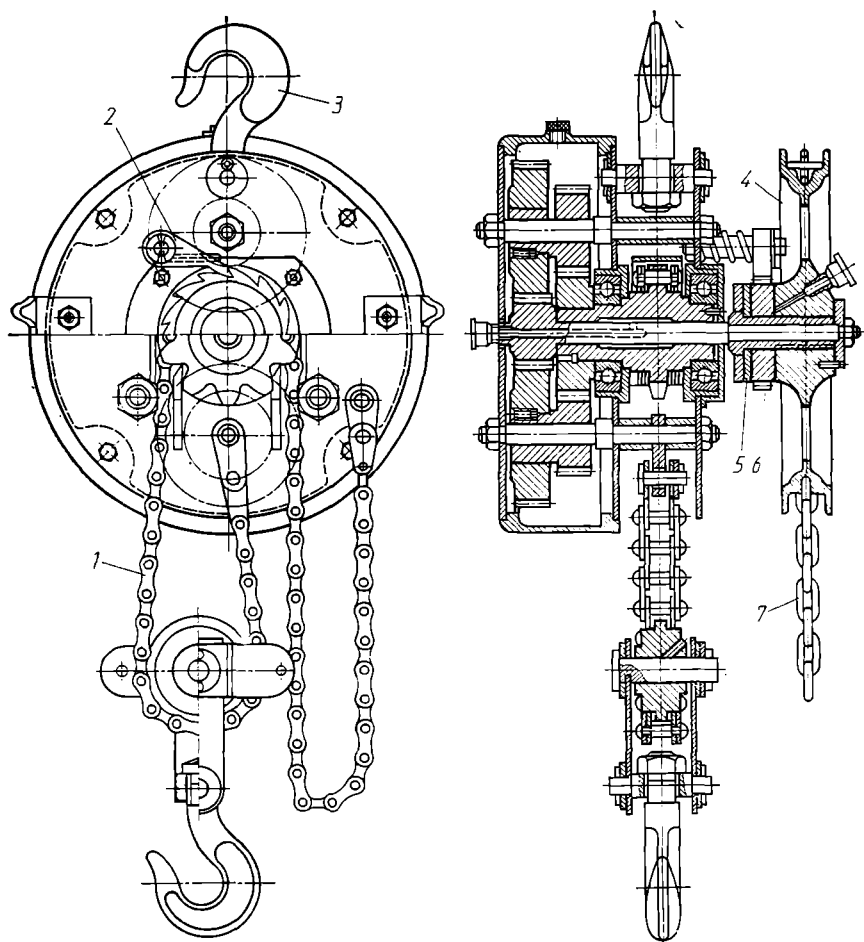


Рис. 8. Таль с ручным приводом с соосной зубчатой передачей

ления 3 контроллера 5. При подтягивании груза (режим «навивки») оба двигателя (основной и вспомогательный) вращаются одновременно. Частота вращения вспомогательного двигателя устанавливается автоматически и соответствует частоте вращения фрикционного барабана. При режиме «сматывания каната» основной двигатель вращается в обратном направлении, а вспомогательный двигатель продолжает развивать вращающий момент в прежнем направлении и поддерживает канат в натянутом состоянии.

Для внутрицехового и междцехового транспортирования грузов, обслуживания поточных и автоматических линий, станков и т. п. применяются компактные подъемные лебедки — т а л и, имеющие ручной, электрический или пневматический приводы. Тали устанавливают стационарно или на передвижающихся тележках.

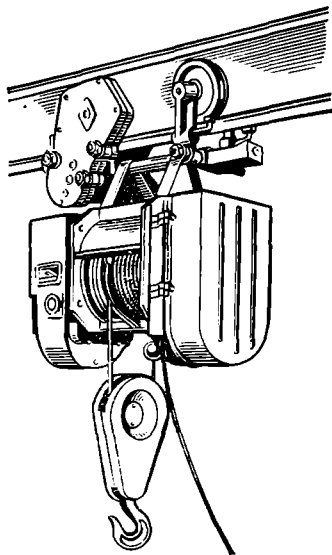


Рис. 9. Электроталь ТЭ

На рис. 8 показана таль с ручным приводом. Ее подвешивают к опоре за крюк 3. Привод тали осуществляют с помощью бесконечной цепи 7, находящейся в зацеплении с приводным колесом 4. В качестве грузового элемента в таких талих используют пластинчатую цепь 1 или сварную калиброванную цепь. Поднятый груз удерживают в неподвижном состоянии дисковым тормозом 5, который замыкается весом транспортируемого груза. В этом случае ступицу цепного колеса 4 выполняют в виде гайки, зажимающей храповое колесо 6 тормоза. Собачку 2 тормоза укреплению на корпусе тали.

Для перемещения груза по горизонтальной тали подвешивают к тележкам, перемещающимся по подвесным однорельсовым путям, выполненным из проката двутаврового сечения. Тележки выполняют без привода (при грузоподъемности до 1 т их передвигают,

толкая подвешенный груз), а также с ручным или механическим приводом.

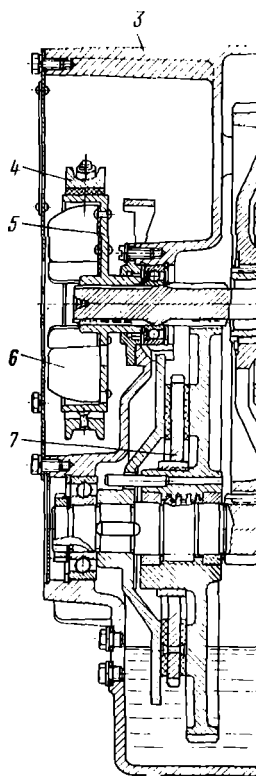
Грузоподъемность электроталей составляет 0,25—15 т, скорость подъема 5—25 м/мин. Скорость горизонтального передвижения талей устанавливают в зависимости от длины пути и назначения тали. На рис. 9 представлен общий вид электротали ТЭ грузоподъемностью до 5 т, обеспечивающей подъем груза на высоту 3—18 м со скоростью 8 м/мин; скорость передвижения (при управлении с пола) равна 20 м/мин. Механизм подъема этой электротали (рис. 10) состоит из электродвигателя 2, статор которого запрессован в нарезной барабан 1, вследствие чего уменьшается длина тали и ее масса. Через двухпарный соосный редуктор 3 крутящий момент ротора двигателя передается на барабан. Таль оборудована двумя тормозами: стопорным колодочным электромагнитным тормозом 4 и автоматическим спускным дисковым тормозом 7, замыкаемым весом транспортируемого груза. Тормозной шкив 5 стопорного тормоза 4, снабженный лопастями 6, укреплен на консоли быстроходного вала редуктора и выполняет роль вентилятора, охлаждающего обмотки двигателя. Для улучшения охлаждения корпус редуктора 3 дополнительно снабжен охлаждающими

ребрами. Соединение барабана с выходным валом редуктора осуществлено с помощью зубчатой муфты 8, компенсирующей неточности монтажа. Со стороны, противоположной редуктору, расположен шкаф электроаппаратуры 14, в котором располагаются пускатели механизма передвижения 10 и механизма подъема 11, кольцевой токоподвод 12 и конечные выключатели 13 подъема и опускания, ограничивающие крайние верхнее и нижнее положения крюка. Кабель управления вводится в шкаф электроаппаратуры через отверстие 9. Крепление 15 каната на барабане осуществлено с помощью коуша с заливкой. Редуктор 3 и шкаф электроаппаратуры соединены между собой сварным корпусом 16.

Правилами Госгортехнадзора установлено, что все вновь изготавливаемые грузоподъемные машины, предназначенные для выполнения работ, требующих точности и осторожности при посадке грузов, должны иметь соответствующие малые скорости механизмов подъема и передвижения. В этом случае электротали оборудуют так называемым *микроприводом*, обеспечивающим при наличии нормальной скорости подъема и опускания также возможность работы с весьма малыми скоростями, необходимыми для точной установки деталей на станках или приспособлениях для сборочных и монтажных работ. Изменение скорости подъема и опускания обеспечивается применением многополюсного двигателя или вспомогательного двигателя малой мощности, приводящего в движение барабан через дополнительные передачи, а также с помощью механического устройства — включением дополнительной передачи через фрикционную муфту.

Новая конструкция электротали ВНИИПТМАШ ТЭ-500 грузоподъемностью 5 т изображена на рис. 11, а. Барабан 2 расположен между фланцевым одно- или двухскоростным электродвигателем 1 серии 4А с пристроенным конусным тормозом и планетарным редуктором 3. Основная скорость подъема груза равна 12 м/мин. Для получения малой скорости подъема (1,2 м/мин при двухскоростном двигателе или 7,5 м/мин при односкоростном двигателе) таль снабжена дополнительным электродвигателем 4 с редуктором, устанавливаемым на торце основного редуктора 3. При работе на малой скорости редуктор малой скорости работает как двухступенчатый редуктор с передачей вращения на редуктор основного подъема. При работе на основной скорости подъема включаются одновременно оба двигателя. В двухскоростных телях между редуктором основного подъема и редуктором малой скорости устанавливается грузоупорный тормоз, включаемый в работу только при спуске груза на малой скорости. Таль выпускается для высот подъема от 6,3 до 32 м, что осуществляется за счет изменения длины барабана и размеров корпуса тали. С целью повышения безопасности работы таль снабжена ограничителем грузоподъемности пружинно-рычажного типа с установкой уравнильного блока на эксцентриковой втулке.

В большинстве случаев электротали подвешивают к тележкам с ручным или электрическим приводом и управляют или снизу



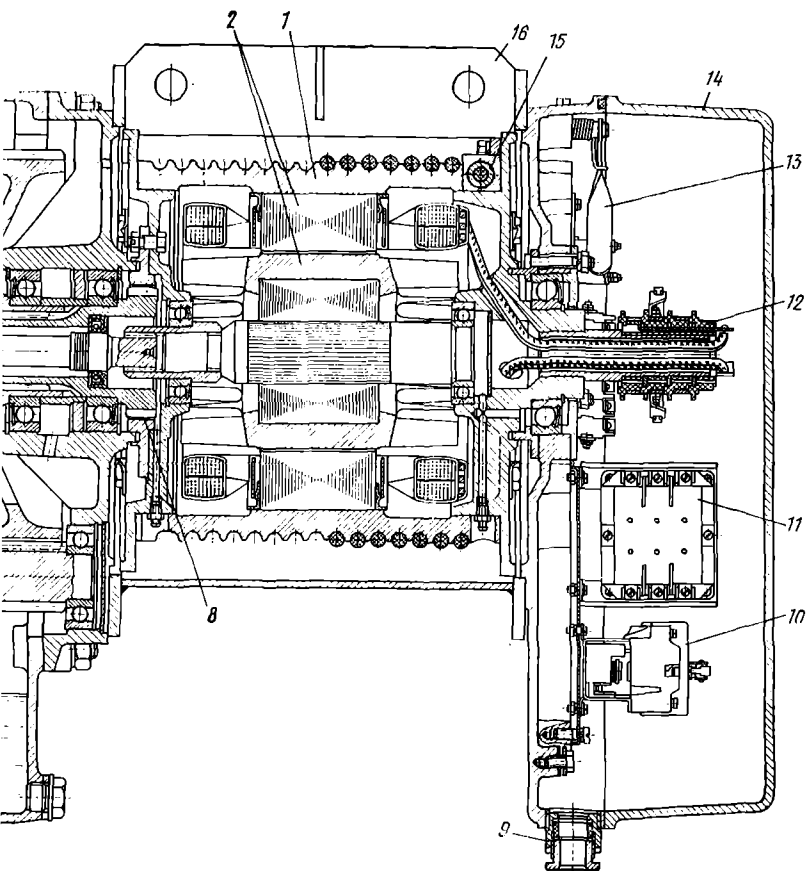


Рис. 10. Механизм подъема электротали ТЭ

(рис. 11, а) при скорости передвижения до 32 м/мин, или при большей скорости — из кабины управления, перемещающейся вместе с талью по подвесному пути (рис. 11, б).

Однорельсовые тележки с таями находят широкое применение для передачи грузов между цехами, для подачи грузов на склад или со склада в цех, для загрузки вагранок, подачи земли и т. п. В качестве грузозахватного приспособления электротали могут

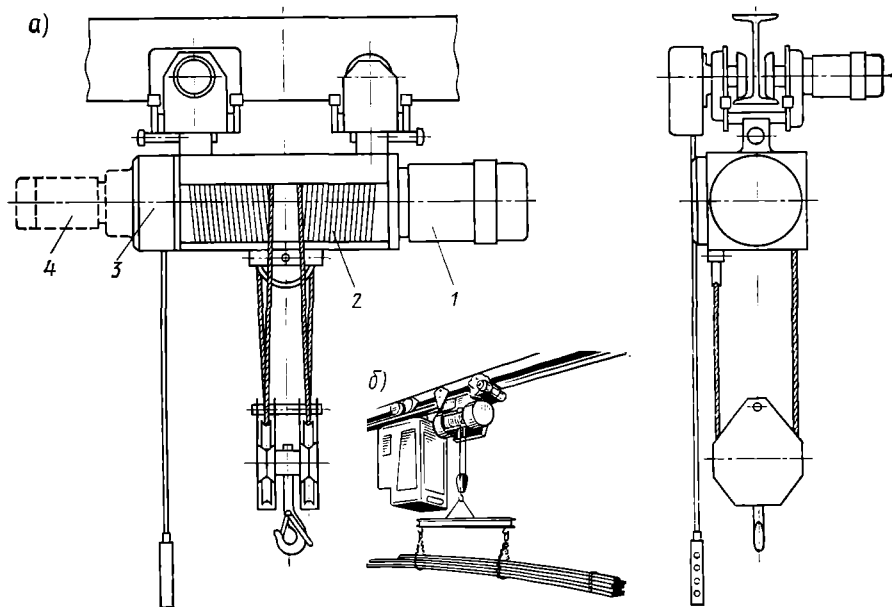


Рис. 11. Электротали:

а — с управлением снизу; б — с управлением из кабины

иметь крюк, подъемный электромагнит или специальный захват для штучных или сыпучих грузов. Для снижения размеров зубчатых передач талей применяют высококачественные легированные стали (хромоникелевые, хромистые и т. п.). При скорости передвижения, превышающей 32 м/мин, механизм передвижения тележки снабжается стопорным тормозом. При меньших скоростях механизм передвижения работает без тормоза.

Все большее применение в промышленности получают тали с пневмоприводом. Имеются тали, в корпусе которых, представляющем собой полый цилиндр, размещен полиспаст, использующий в качестве тягового органа стальной канат. К одному концу каната подвешивают груз; второй конец закреплен неподвижно в корпусе тали. При подаче сжатого воздуха в цилиндр подвижные и непо-

движные блоки расходятся, в результате чего происходит подъем груза. При выпускании воздуха блоки сближаются под действием веса груза и груз опускается. В других типах талей с пневмоприводом применяется воздушный двигатель со звездообразно расположенными цилиндрами. Тали с пневмоприводом позволяют производить плавное (бесступенчатое) регулирование скорости подъема и опускание груза в весьма широких пределах. Они незаменимы и при работе во взрывоопасной среде.

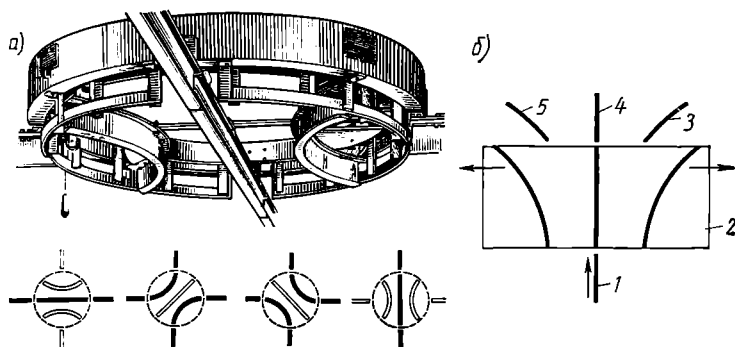


Рис. 12. Стрелки подвесных путей:

а — вращающаяся; б — рамная

Однорельсовые пути, по которым перемещаются тележки с талями, иногда бывают весьма протяженными и разветвленными и могут обслуживать практически всю заводскую или складскую площадь. В этом случае они снабжаются специальными стрелками, переводящими тележки с электроталями с одного пути на другой (рис. 12). На рис. 12, а показано устройство вращающейся стрелки, позволяющей обеспечить любое направление движения тележки в месте стыка четырех путей, расположенных под прямым углом один к другому. На рис. 12, б показана тройная рамная стрелка, обеспечивающая при поперечном перемещении рамки 2 движение тележки с пути 1 на любое из трех направлений 3, 4, 5. Размыкаемые участки пути, а также рельсы стрелок должны быть оборудованы автоматически действующими фиксирующими устройствами, исключающими сход тележки с рельсового пути. Перевод стрелок производится с помощью специального механизма, управляемого с пола или из кабины грузоподъемной машины.

При необходимости подъема груза по определенной траектории применяют подъемники, в которых подъем груза производится в клетях (кабинах), на платформах или в бадьях, перемещающихся в жестких направляющих в вертикальном или близком к вертикальному направлению. Траектория движения груза в подъемниках определяется очертанием направляющих и в процессе работы не изменяется. Подъемники, перемещающие груз по вертикали, называются лифтами. Их применение в различных от-

раслях народного хозяйства непрерывно расширяется. Лифты используют для погрузочно-разгрузочных работ в складских помещениях, в шахтах и рудниках для вспомогательного подъема и опускания людей и грузов; при производстве строительных работ, эксплуатации многоэтажных и высотных зданий, телевизионных башен, радиорелейных мачт, метеорологических вышек.

Пассажирский лифт (рис. 13) состоит из кабины 14, движущейся в жестких вертикальных направляющих 12, предохраняющих кабину от раскачивания и удерживающих кабину в случае обрыва несущего каната 15 с помощью специальных ловителей 13. Срабатывание ловителей происходит при превышении кабиной расчетной скорости опускания, для чего лифт снабжается ограничителем скорости 3, работающим от специального каната, соединенного с кабиной и проходящего через блок ограничителя и блок 7, установленный в нижней части шахты. Привод 2 лифта располагается в машинном отделении в верхней части шахты. Для уменьшения потребной мощности двигателя обычно применяют противовесы 10, масса которых равна массе кабины и половине массы полезного груза. Противовесы движутся по своим направляющим 9. В нижней части шахты располагаются буферные устройства 8 — для кабины и 5 — для противовеса. Аппаратура управления (магнитная станция) 1 располагается в шкафу около привода. Крайнее верхнее и нижнее положения кабины ограничиваются установкой конечных выключателей 4 и 6. Для подачи электроэнергии к системе управления, расположенной в кабине, используется гибкий кабель 11.

Номинальная грузоподъемность пассажирских лифтов устанавливается по принципу свободного заполнения полезной площади пола кабины. При этом масса человека принимается равной 80 кг, а грузоподъемность лифта для обычных жилых зданий составляет 350—500 кг. Номинальная скорость движения кабины регламентируется государственными стандартами в зависимости от типа лифта. Для лифтов в зданиях, имеющих 6—10 этажей, скорость составляет, как правило, 0,65 м/с при одностороннем приводе; лифты в 10—14-этажных зданиях имеют скорость 1 м/с и двухскоростной привод. В высотных зданиях скорость перемещения кабины находится в пределах 1,4—5,6 м/с в зависимости от этажности.

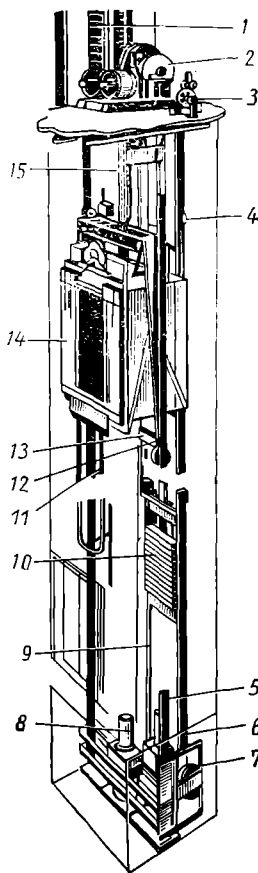


Рис. 13. Лифт

Интенсифицировать работу лифтов можно, увеличив скорость движения и уменьшив время пуска и торможения. Однако уменьшить эти периоды можно только до определенной степени, так как резкий разгон и торможение вызывают неприятные ощущения у пассажиров.

Выпускаемые *грузовые лифты* имеют в основном кнопочную систему управления. Панель управления располагается либо внутри кабины, либо на одной из этажных площадок. При этой системе вручную производится только закрытие дверей кабины и нажатие кнопки требуемого этажа. Все другие процессы — выбор направления движения, переход на пониженную скорость перед подходом к заданному этажу и остановка — происходят автоматически. В ряде конструкций закрытие дверей перед троганием с места и открывание дверей по прибытии на нужный этаж также производятся автоматически после нажатия кнопки отправления.

Для нормальной работы лифтов большое значение имеет обеспечение точной остановки кабины, зависящей при прочих равных условиях от скорости движения и от веса перемещаемого груза. Так как грузоподъемность современных лифтов достигает 20 т, то разность высоты остановки пустой и нагруженной кабин может быть весьма ощутима. Это является одной из причин того, что большегрузные машины имеют обычно небольшую скорость. Для обеспечения высокой точности остановки применяют лифты с микроприводом, в которых после нажатия кнопки приказа включается основной двигатель и кабина движется с большой скоростью. Перед подходом к требуемому этажу основной двигатель автоматически отключается и включается двигатель микропривода, мощность которого в несколько раз меньше мощности основного двигателя. При этом кабина переходит на движение со скоростью в 10—20 раз ниже основной, после чего происходит автоматическая остановка на заданном уровне.

Грузовые лифты *без проводника* отличаются более простой конструкцией и уменьшенным количеством предохранительных устройств. Скорость движения таких лифтов обычно составляет 0,2—0,5 м/с. Грузовые лифты *с проводниками* имеют более высокую скорость, достигающую 1 м/с.

Лебедки подъемников подразделяются на барабанные и лебедки с канатоведущими шкивами (см. рис. 6).

Лебедки с канатоведущими шкивами имеют значительно меньшие габариты, чем барабанные, причем размеры канатоведущего шкива и лебедки в целом не зависят от высоты подъема, поэтому одну и ту же лебедку можно применять для здания любой этажности.

Подъемники, предназначенные для перемещения сыпучих грузов в саморазгружающихся ковшах (скипах) по жестким направляющим, называют ковшовыми или скиповыми (рис. 14). Ковшовые подъемники применяют для загрузки доменных печей, вагранок и т. п.

По способу уравнивания ковша различают три типа ковшовых подъемников. К первому типу (рис. 15, а) относятся подъемники с противовесом, уравнивающим вес пустого ковша и половину веса груза. В этом случае двигатель развивает одинаковую мощность как при подъеме, так и при спуске ковша, она соответствует мощности, необходимой для подъема половины массы груза. Эти подъемники имеют средние и большие значения грузоподъемности и средние значения производительности. Ко второму типу (рис. 15, б) относятся подъемники с двумя ковшами, движущимися в противоположном направлении. Нагрузка на двигатель равна нагрузке от массы груза в одном ковше. Такие ковшовые подъемники применяют при большой высоте подъема и большой производительности. К третьему типу относятся неуравновешенные ковшовые подъемники (рис. 15, в). В этом случае нагрузка на двигатель при подъеме составляется из веса груза и ковша. Эти подъемники применяются для небольших производительностей, при малых и средних грузоподъемностях и при больших перерывах в работе.

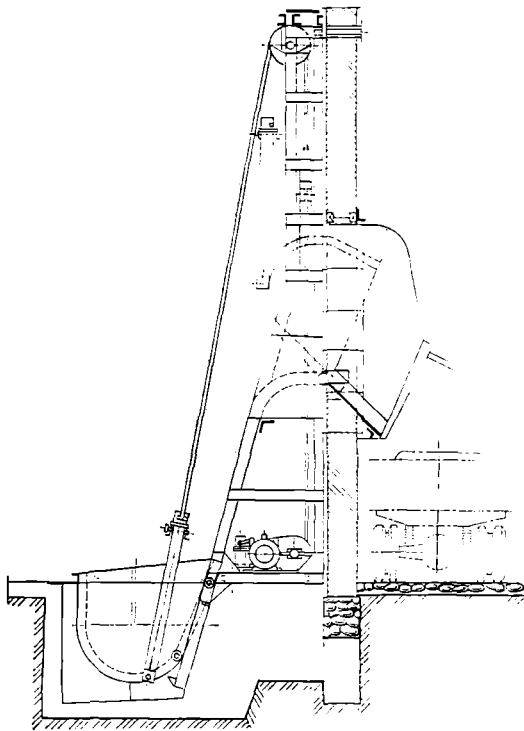


Рис. 14. Ковшовый подъемник

Ковши подъемников разгружают через дно или опрокидыванием. Опрокидывание ковша в верхней точке траектории его движения производится за счет движения его передних и задних колес по различным рельсам: при выходе передних колес на горизонтальную или наклонную кривую задние колеса продолжают движение вверх, что приводит к опрокидыванию ковша и высыпанию груза.

Наиболее распространенными грузоподъемными машинами являются грузоподъемные краны — машины циклического действия, предназначенные для подъема и перемещения в пространстве груза, удерживаемого грузозахватным устройством. Они имеют весьма разнообразное конструктивное исполнение и назначение. По конструктивному признаку они подразделяются на кра-

ны мостового типа, к которым относятся собственно мостовые краны, козловые и полукозловые краны, перегрузочные мосты, настенные передвижные консольные краны, мостовые краны-штабелеры; краны стрелового типа, к которым относятся поворотные краны на колонне, имеющие постоянный или переменный вылет; собственно стреловые передвижные краны со стрелой, закрепленной на раме

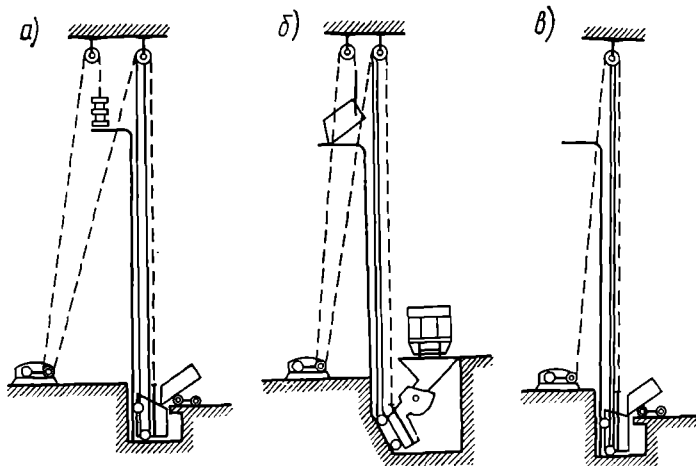


Рис. 15. Схемы ковшовых подъемников

ходового устройства или на поворотной платформе, размещенной непосредственно на ходовой раме; башенные, порталные и полупортальные краны, вантовые краны и т. п.

По виду грузозахватного устройства краны подразделяются на крюковые, грейферные, магнитные, клешневые и т. п. По роду привода краны подразделяются на краны с ручным и механическим (электрическим, гидравлическим, пневматическим и т. п.) приводами. По степени поворота стрелы крана относительно его опорной части краны могут быть неповоротные, полноповоротные и неполноповоротные. По способу опирания ходовой части на рельсовый путь краны могут быть опорного типа, опирающиеся на путь сверху, подвешенного типа, перемещающиеся по нижним ногам рельсов подвешенного кранового пути.

Большое применение в промышленности имеют передвижные *консольные настенные краны*, передвигающиеся по рельсам, укрепленным вдоль стены здания. Для изменения вылета стрелы эти краны обычно снабжаются тележкой или электротальгой, передвигающейся по горизонтальной стреле (рис. 16), а в некоторых конструкциях стрела имеет еще дополнительную возможность поворота относительно вертикальной оси, что облегчает управление краном. Краны этого типа обслуживают площадь, расположенную вдоль

подкранового рельса, и широко применяются в сборочных и механикообрабатывающих цехах для передачи изделия с одной операции на другую.

Наиболее широко в промышленности используются *мостовые краны* (рис. 17), состоящие из моста 11, перемещающегося на ходовых колесах 3, установленных в концевых балках 4 моста крана, по подкрановым путям 2. Эти пути уложены на подкрановых

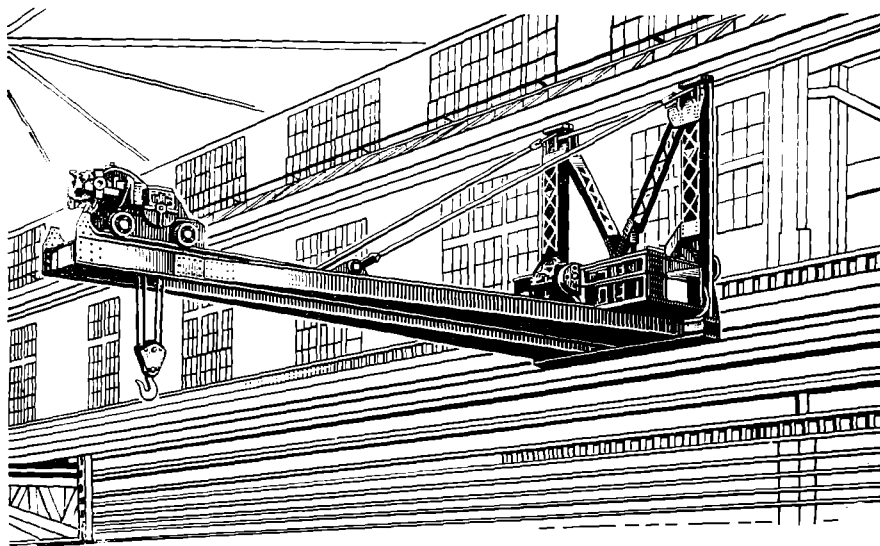


Рис. 16. Консольный кран с тележкой

продольных балках, закрепленных на консольных выступах колонн цеха. По верхнему (а в некоторых конструкциях — по нижнему) поясу балок моста поперек пролета цеха передвигается крановая тележка 8, снабженная подъемным механизмом 7 с грузозахватным элементом. В зависимости от назначения крана на тележке можно размещать различные типы механизмов подъема или два механизма подъема, один из которых является главным 7, а второй (меньшей грузоподъемности) — вспомогательным 6. Механизм 13 передвижения крана установлен на мосту крана, механизм 12 передвижения тележки — непосредственно на тележке. Управление всеми механизмами совершается из кабины 1, прикрепленной к мосту крана.

Расстояние по горизонтали между осями крановых рельсов называется пролетом, а расстояние между осями передних и задних колес или балансирных тележек — базой крана.

Питание электродвигателей осуществляется от цеховых троллеев, обычно изготовляемых из стали углового профиля и прикрепляемых к стене здания. Для подачи напряжения на кран применя-

ются токоъемники скользящего типа, прикрепляемые к металлоконструкции крана; их башмаки скользят по троллеям при перемещении моста крана. Для обслуживания цеховых троллеев на кране предусмотрена специальная площадка 10. Для осуществления токоподвода к двигателям, расположенным на тележке, обычно используются троллеи из круглой или угловой стали. Для их установки требуются специальные стойки на площадке, идущей вдоль

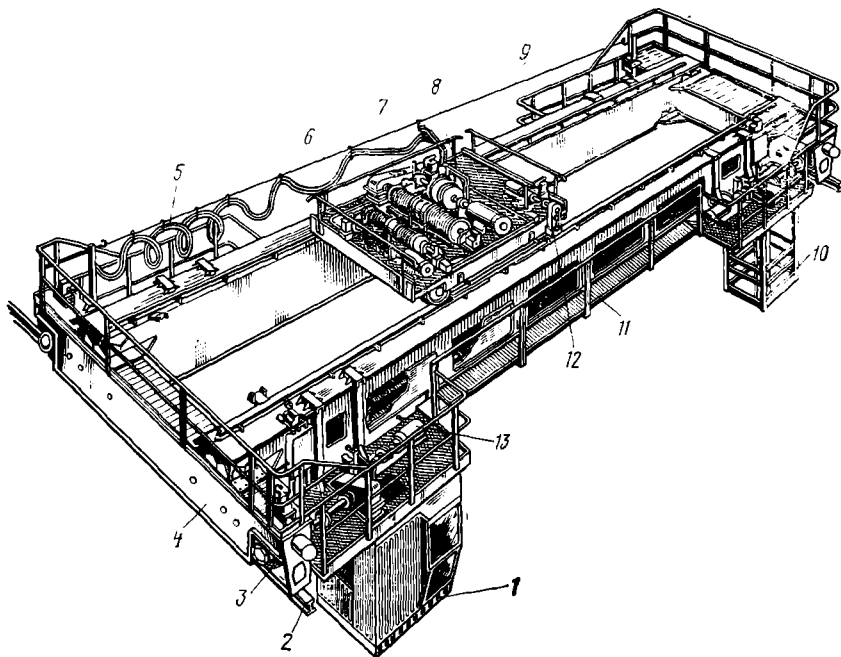


Рис. 17. Мостовой электрический кран

главной балки. Поэтому в последних конструкциях мостовых кранов токоподвод к тележке осуществляется с помощью гибкого кабеля 5. В этом случае между двумя стойками, установленными около концевых балок, натягивается проволока 9, к которой на специальных подвесках подвешен гибкий кабель. Применение гибкого токоподвода упростило конструкцию, повысило надежность эксплуатации и снизило массу крана, так как позволило отказаться от стоек и площадки для их размещения и обслуживания.

В последнее время в зарубежных конструкциях мостовых кранов для подвода тока к тележкам используются кабеленесущие каретки (рис. 18). Каретка (рис. 18, б) состоит из рамы 1; двух концевых барабанов 5, через которые проходят питающие кабели 7; опорных роликов 3, поддерживающих кабели; направляющих роликов 9, расположенных около барабанов и обеспечивающих правильное положение кабелей на барабанах и препятствующих

набеганию кабелей друг на друга; катков 2, на которых каретка перемещается по путям 6 каретки, уложенным на настиле моста параллельно пути движения тележки крана. Неподвижная точка 4 выхода питающих кабелей на настил моста расположена в центре пролета. Точка 8 крепления кабелей к тележке крана перемещается вместе с тележкой, увлекая за собой каретку с помощью тягового каната. При этом сами кабели не натянуты.

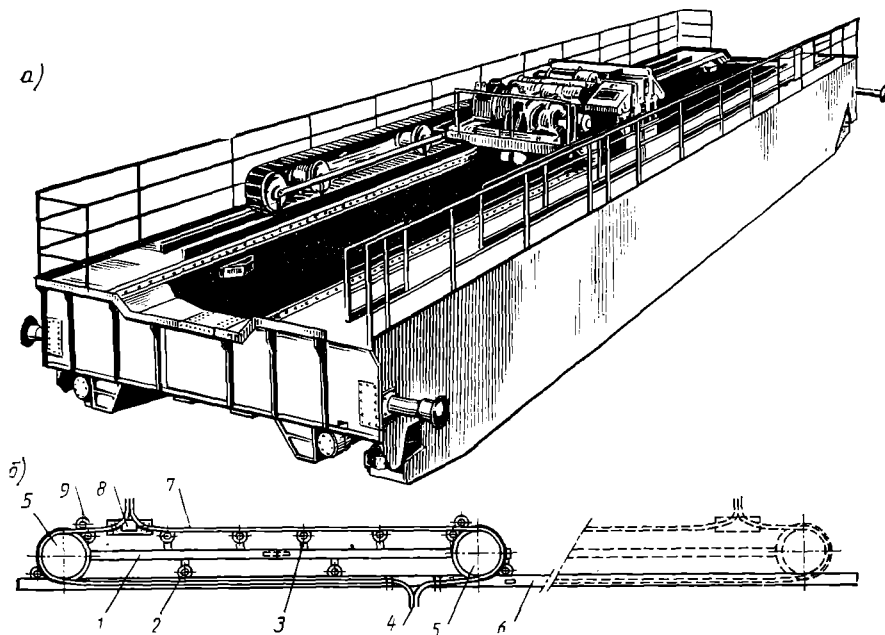


Рис. 18. Мостовой кран с кабелеснующей кареткой:

a — общий вид; *б* — схема действия каретки

Применение кабеленесущей каретки позволяет устранить все подвижные контакты при электропитании тележки, обеспечивает надежность подвода электроэнергии и долговечность кабелей, поскольку устраняет резкие перегибы кабелей, являющиеся основной причиной их выхода из строя.

Детальное расположение механизмов на тележке мостового крана грузоподъемностью 20,5 т показано на рис. 19. На раме 11 тележки размещены механизмы главного и вспомогательного подъемов и механизм передвижения. Расстояние между продольными осями подтележечных рельсов называется колеей тележки, а расстояние между вертикальными осями ходовых колес тележки — базой тележки. Механизм главного подъема состоит из электродвигателя 9, соединенного длинным валом-вставкой с редуктором 19. Полумуфта, соединяющая вал-вставку с валом редуктора и расположенная на входном валу редуктора 19, исполь-

зуется в качестве тормозного шкива колодочного тормоза 1 с приводом от электрогидравлического толкателя. Выходной вал редуктора 19 соединен зубчатой муфтой с барабаном 10. Опоры верхних блоков 3 полиспаста и уравнильные блоки 2 расположены на верхней поверхности рамы, что облегчает их обслуживание и увеличивает возможную высоту подъема. В качестве ограничителя вы-

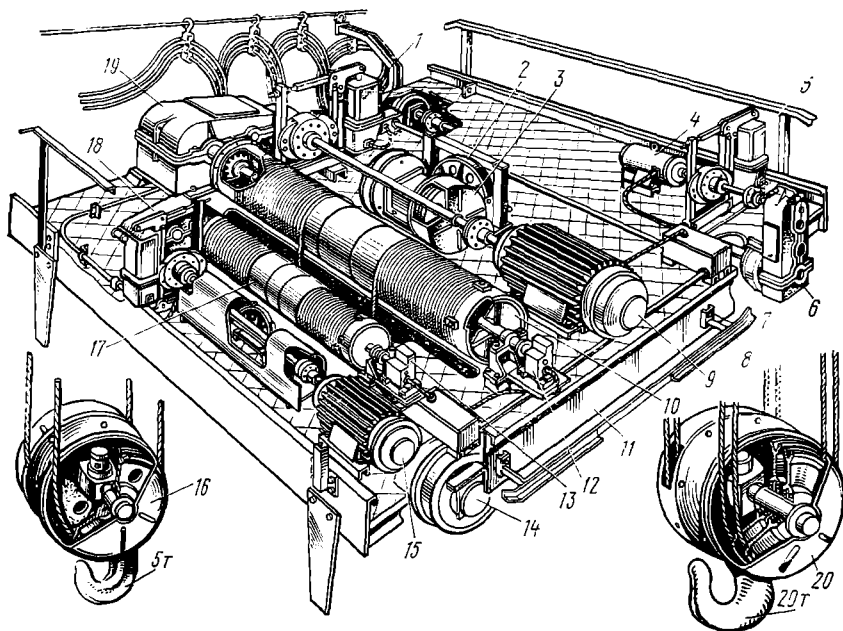


Рис. 19. Тележка мостового крана с главным и вспомогательным подъемами

соты подъема применен шпиндельный выключатель 12, отключающий питание при достижении крюковой подвеской крайнего верхнего или нижнего положения. Вспомогательный механизм подъема имеет аналогичную кинематическую схему (15 — двигатель, 18 — редуктор, 17 — барабан, 13 — конечный выключатель). Оба механизма подъема оборудованы крюковыми обоймами 20 (для главного подъема) и 16 (для вспомогательного подъема). Механизм передвижения тележки состоит из двигателя 4, тормоза 5, вертикального зубчатого редуктора 6, двух ведущих 7 и двух холостых ходовых колес 14. На раме тележки укреплен линейка 8 конечного выключателя, ограничивающего путь передвижения тележки.

Мостовой кран с подвижной тележкой обслуживает практически всю площадь цеха, за исключением узкой полосы вдоль стен цеха, на которую кран не может подать свое грузозахватное приспособление. Если необходимо обслуживать всю площадь цеха и передавать грузы в соседний пролет, применяют мостовые краны, тележки которых имеют поворотные стрелы, позволяющие объеди-

нить транспортные операции в пределах нескольких пролетов (рис. 20).

Как уже указывалось, мостовые краны в зависимости от назначения могут снабжаться различными грузозахватными приспособ-

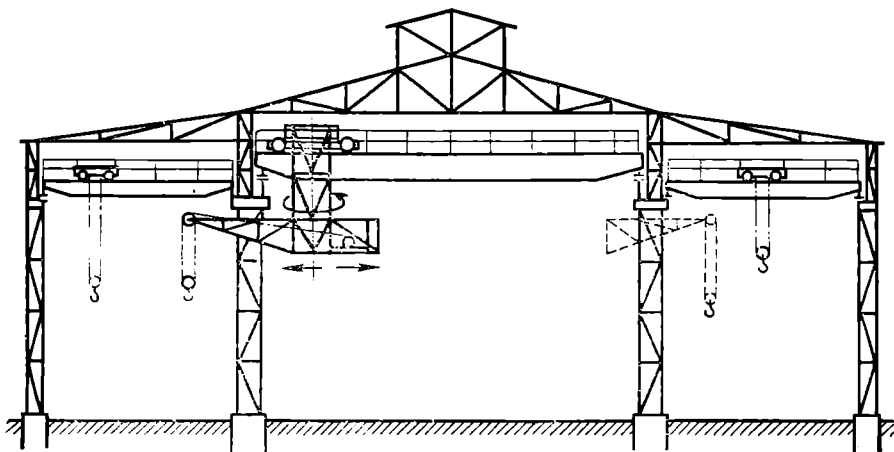


Рис. 20. Применение мостового крана с поворотной стрелой

лениями: крюками, подъемными электромагнитами, грейферами, специальными захватами и т. п. На рис. 21 показан внешний вид крана, предназначенного для разливки стали. Кран снабжен траверсой с двумя крюками для захвата ковша с жидким металлом и вспомогательным подъемом с крюковой обоймой для опрокидывания ковша при разливке и для различных вспомогательных работ.

Так как мостовые краны перемещаются по путям, располагаемым в верхней части цеха, они не занимают полезной площади пола и поэтому весьма удобны для использования.

При относительно малых грузоподъемностях (до 5 т) применяют одно- и двухбалочные *кран-балки* (рис. 22), представляющие собой облегченный мостовой кран. При небольших пролетах вместо моста используют простую балку, а вместо крановой тележки — электроталь. При больших пролетах балки снабжаются фермой, обеспечивающей высокую горизонтальную жесткость

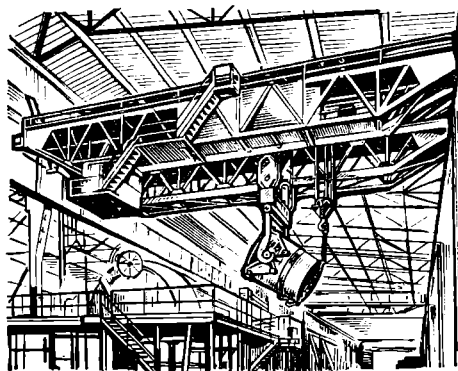


Рис. 21. Мостовой разливочный кран

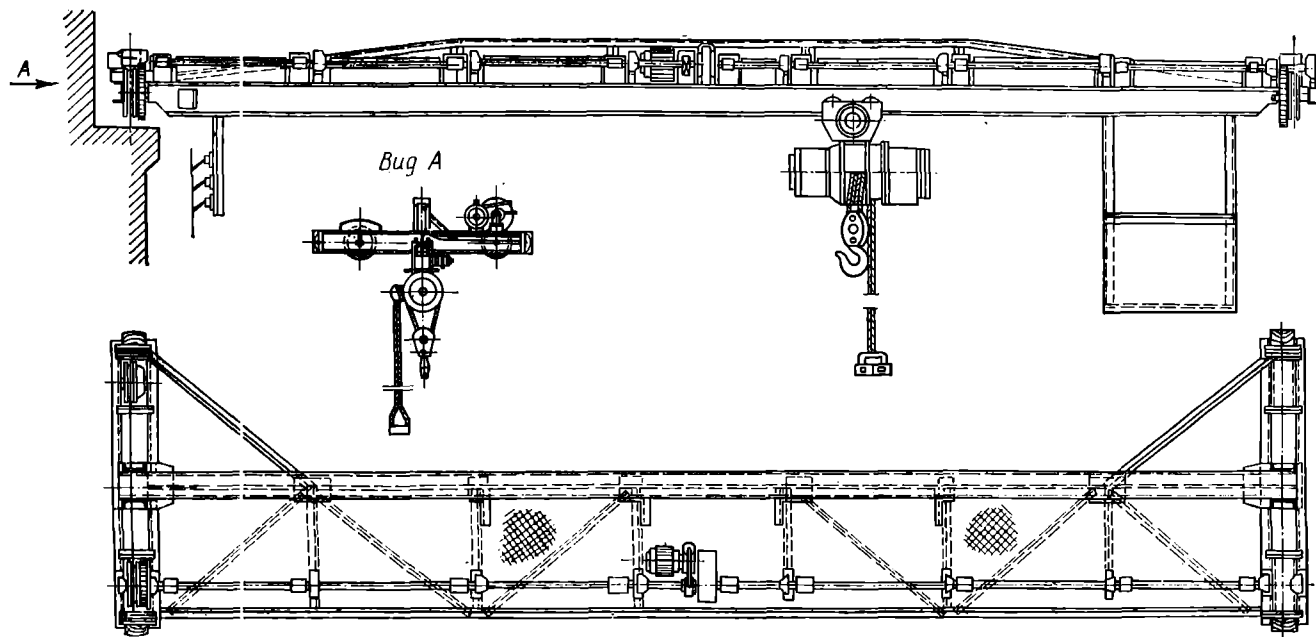


Рис. 22. Однобалочный кран-балка с фермой горизонтальной жесткости

моста. Управление кран-балкой может производиться из кабины, но часто осуществляется с пола с помощью подвесных коробок управления и магнитных пускателей.

В СССР выпускают мостовые краны общего назначения грузоподъемностью от 5 до 300 т. Для монтажных работ на мощных атомных и гидроэлектрических станциях созданы мостовые краны грузоподъемностью 600 т.

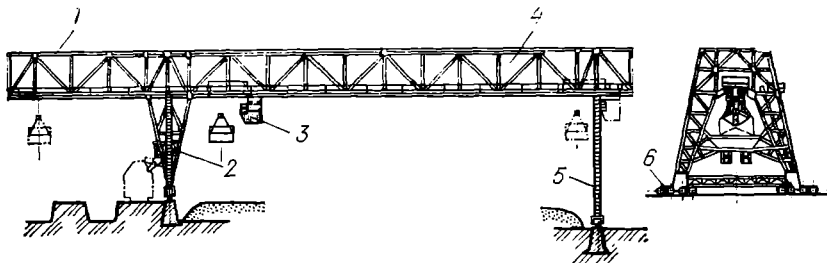


Рис. 23. Мостовой перегружатель:

1 — консоль; 2 — жесткая опора; 3 — грузовая тележка с грейфером; 4 — пролетное строение; 5 — гибкая опора; 6 — балансирующая тележка механизма передвижения

При установке моста крана на двух высоких опорных стойках, перемещающихся по рельсам, уложенным на уровне земли, получается *козловой кран* для работы со штучными грузами или *мостовой перегружатель* (рис. 23) для работы с сыпучими грузами. Для удобства монтажа козловые краны (рис. 24) часто изготавливаются как самомontiрующиеся. В этом случае мостовое строение 1 со-

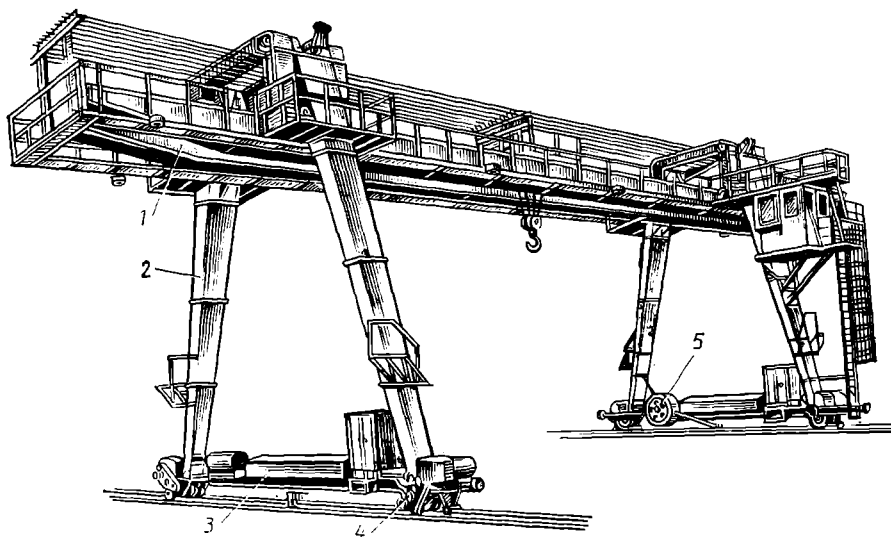


Рис. 24. Козловой самомontiрующийся кран

бирают на подставках на небольшом расстоянии от земли, что облегчает производство монтажа. Поддерживающие ноги 2 соединяют шарнирами с мостом 1 и с балансирными тележками. Для подъема моста ноги соединяются полиспастами, канаты которых закреплены на барабанах 5 стягивающих механизмов, имеющих ручной привод. Когда мост занимает рабочее положение, балансирные тележки 4 соединяют балкой 3, а полиспастная система разбирается.

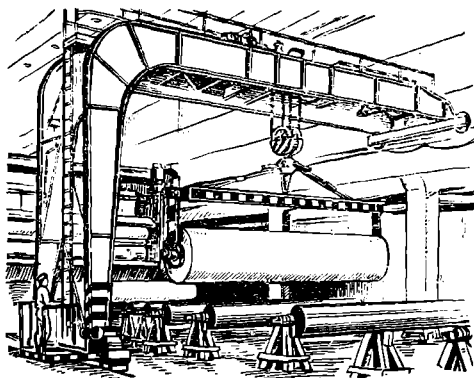


Рис. 25. Полукран

Если одна опора крана передвигается по рельсу, уложенному на фундаменте, а вторая опора — по рельсу, расположенному на эстакаде или подкрановых балках, укрепленных на выступе колонн здания, получается так называемый *полукран* (рис. 25).

Обычно козловые краны имеют грузозахватное приспособление в виде крюка и предназначены для работы на складах, для загрузки и разгрузки транспортных средств, для производства строительных и монтажных работ. Мост козловых кранов имеет достаточно большую скорость передвижения. Строительство мощных гидро-, тепловых и атомных электростанций с применением конструкций из сборного железобетона связано с монтажом крупногабаритных элементов большой массы. Козловые краны, используемые на этих работах, имеют грузоподъемность, превышающую 200 т при пролетах до 100 м и высоте подъема крюка до 50 м. Имеются также козловые краны грузоподъемностью 800 т, применяемые в судостроении.

Мостовые перегружатели снабжаются специальными грузозахватными приспособлениями — грейферами. Передвижение моста осуществляется с относительно малой скоростью и является установочным движением; режим работы механизма передвижения моста ненапряженный. Остальные механизмы — механизм передвижения тележки и механизмы, связанные с грейфером, — работают в тяжелом и весьма тяжелом режимах.

По своей конструкции и внешнему виду козловые краны и мостовые перегружатели весьма сходны. Большепролетные козловые краны и мостовые перегружатели выполняются с одной гибкой и одной жесткой опорой. Гибкая опора соединяется с пролетным строением с помощью плоского или сферического шарнира, обладающего тремя степенями свободы. Такое соединение предотвращает возникновение распорных сил, неблагоприятно воздействующих на подкрановые пути и элементы ходовой части, исключает влияние температурных деформаций и обеспечивает расчетное рас-

пределение нагрузок на опоры независимо от профиля подкранового пути. В ряде случаев мостовые перегружатели вместо крановой тележки снабжаются поворотным краном (рис. 26), значительно увеличивающим возможности использования машины.

В зданиях, оборудованных мостовыми кранами, между пространствами, обслуживаемыми кранами соседних пролетов, образуются так называемые мертвые зоны. Площадь мертвой зоны составляет 15—20% площади цеха. Для более полного обслуживания

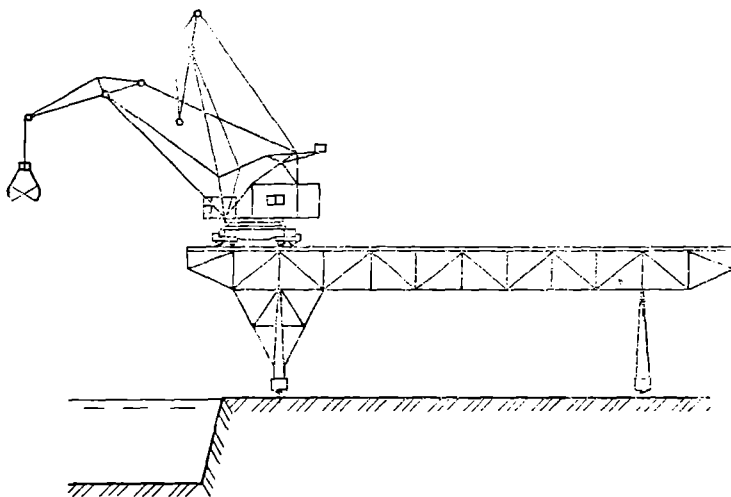


Рис. 26. Перегрузатель с поворотным краном

ния всей площади цеха вместо мостовых кранов опорного типа применяются *подвесные краны*, ходовые тележки которых перемещаются по подвесному рельсовому пути. Для подвесных кранов производственные помещения могут быть ниже, так как вертикальный габарит подвесного крана значительно меньше, чем у опорного мостового крана. Кроме того, применение подвесных кранов позволяет осуществить передачу грузов из пролета в пролет посредством стыкования несущих балок (путей грузовых тележек) двух подвесных кранов, расположенных в соседних пролетах, или стыкованием несущей балки крана с однорельсовым путем соседних пролетов, что дает возможность грузовой тележке с грузом перейти на несущую балку состыкованного с ним соседнего подвесного крана или на однорельсовый путь.

Подвесные краны (рис. 27) представляют собой легкие двух- или многоопорные металлические конструкции, подвешенные за ходовые каретки и передвигающиеся вдоль цеха по крановым путям, прикрепленным к строительным фермам перекрытия здания. Несущей балкой этих кранов являются обычно прокатные двутавровые балки. При малых пролетах балки не имеют дополнительных

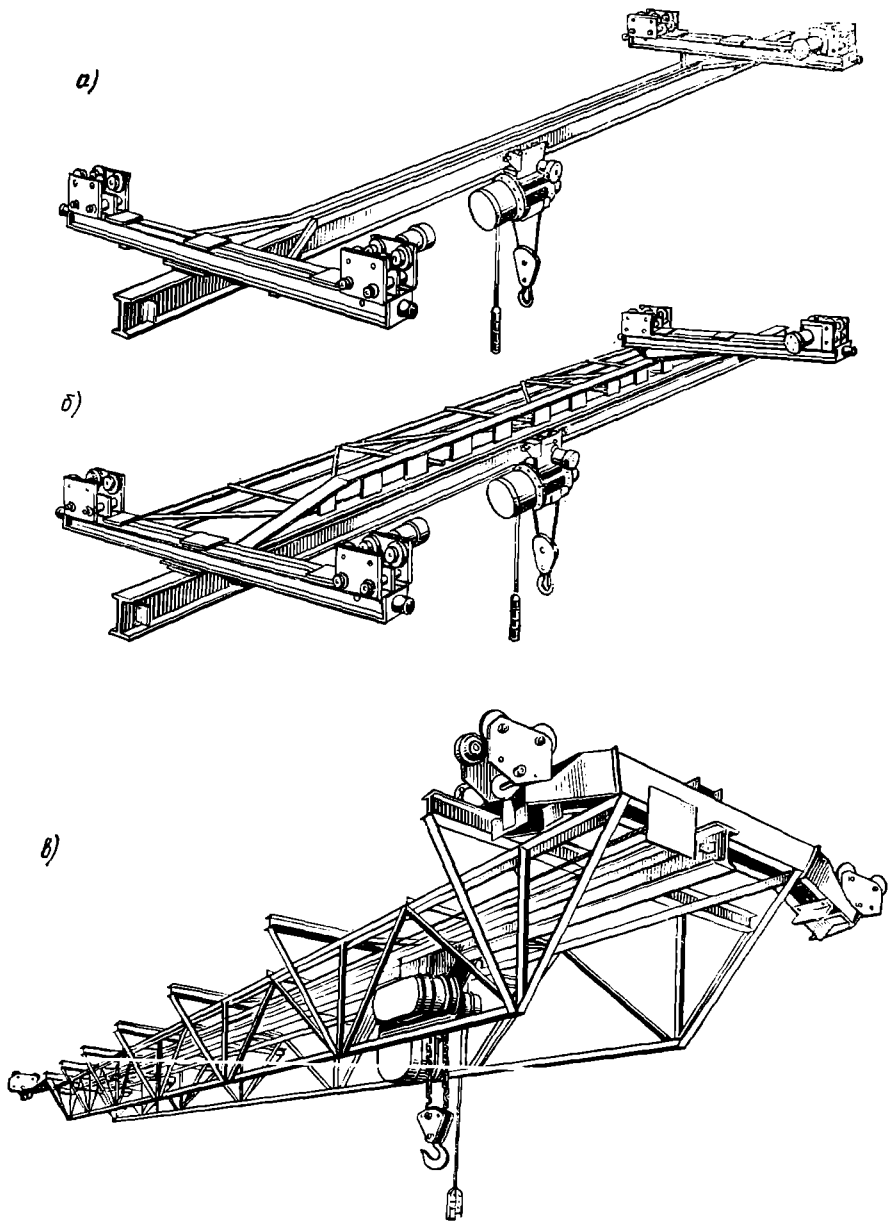


Рис. 27. Подвесные двухопорные краны с управлением с пола

ферм и снабжены только подкосами в местах соединения главной и концевых балок (рис. 27, а). Для больших пролетов эти балки могут снабжаться шпренгелем, горизонтальными (рис. 27, б) и вертикальными (рис. 27, в) фермами жесткости. Длина крана определяется шириной пролета здания и может достигать 100 м. Управляют краном из кабины, подвешенной к металлоконструкции крана (неподвижная кабина) или к грузовой тележке (подвижная кабина). При малых скоростях движения крана им управляют с пола. Выбор той или иной схемы управления зависит от планировки оборудования в цехе, скорости передвижения крана, от наличия или отсутствия переходных устройств для передачи груза в другой пролет.

Сравнительно с мостовыми кранами опорного типа подвесные краны обладают значительно меньшей массой. Так, подвесной кран грузоподъемностью 5 т имеет массу 4,3 т, а мостовой кран опорного типа той же грузоподъемности — 8,5 т.

Грузоподъемность подвесных кранов колеблется от 0,25 до 20 т. Для подъема груза массой до 5 т в СССР выпускаются электротали и ручные червячные тали. Подвесные краны грузоподъемностью 8, 12,5 и 20 т обеспечиваются механизмами подъема груза, унифицированными с механизмами подъема опорных мостовых кранов. Скорости подъема груза и его передвижения по несущей балке крана для однобалочных кранов определяются соответствующими характеристиками электроталей. Скорости передвижения кранов, управляемых с пола, составляют 20 и 32 м/мин; кранов, управляемых из кабины: однобалочных — 63 м/мин и двухбалочных — 80 м/мин.

За последние годы конструкции кранов мостового типа подвергались существенному изменению: появились принципиально новые решения компоновки механизмов и металлических конструкций. Эти решения направлены на снижение массы крана, уменьшение трудоемкости изготовления и эксплуатационных расходов, повышение удобства обслуживания и использования кранов. Так, вместо традиционной двухбалочной металлической конструкции моста с движением тележки по верхнему поясу с грузозахватным приспособлением, перемещающимся между балками, применили однобалочную жесткую коробчатую конструкцию, а крюковую подвеску расположили сбоку главной балки (рис. 28). Вертикальная нагрузка воспринимается ходовыми колесами тележки, перемещающимися по рельсам, уложенным на верхнем поясе балки. Горизонтальная нагрузка от опрокидывающего момента воспринимается верхними и нижними горизонтальными колесами, перемещающимися по рельсам, прикрепленным к стенкам балки на уровне верхнего и нижнего поясов.

Однобалочные краны мостового типа имеют значительно меньшую массу металлоконструкции, что особенно существенно при больших пролетах. Они отличаются простотой изготовления благодаря меньшей общей длине сварных швов и простотой обеспечения параллельности рельсов тележки, укрепленных на одной балке.

В настоящее время имеются однобалочные мостовые перегружатели и мостовые краны грузоподъемностью до 100 т при пролетах до 40 м.

Конструкции тележек (рис. 29) однобалочных коробчатых мостов могут быть различными. Так, тележка, изображенная на рис.

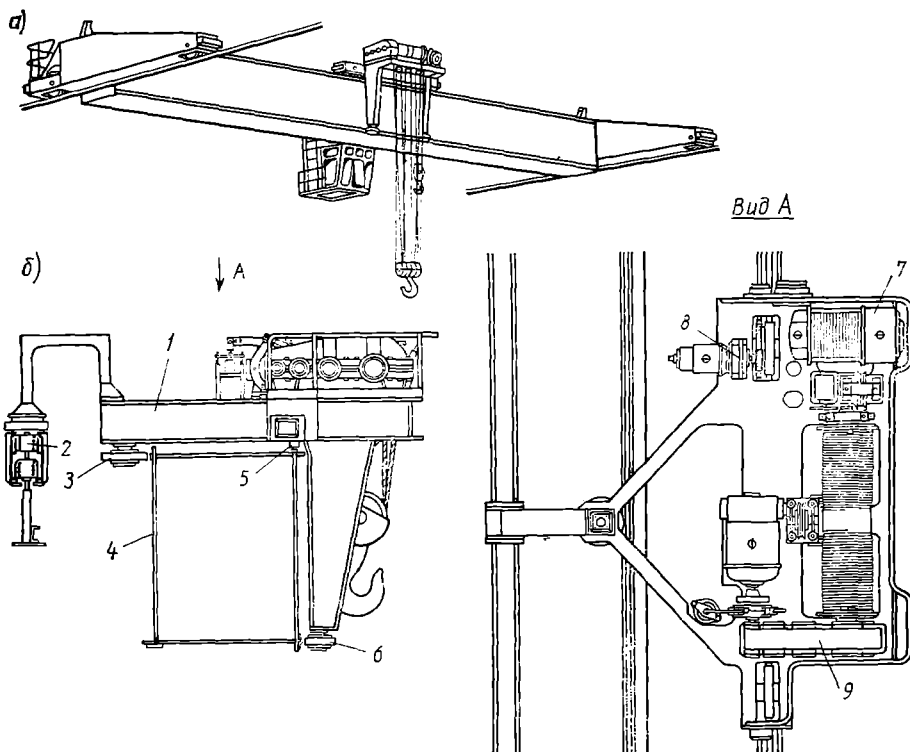


Рис. 28. Мостовой однобалочный кран:

а — общий вид; *б* — тележка: 1 — рама тележки; 2 — токосъемник; 3 — верхнее горизонтальное колесо; 4 — балка моста крана; 5 — вертикальное колесо; 6 — нижнее горизонтальное колесо; 7 — механизм вспомогательного подъема; 8 — механизм передвижения тележки; 9 — механизм главного подъема

29, *а*, перемещается по верхнему поясу моста. Ее масса достаточно, чтобы удерживать тележку от опрокидывания. Механизм подъема располагается на консоли и используется как противовес. В тележке, изображенной на рис. 29, *б*, имеется кронштейн для крепления ролика, удерживающего тележку от опрокидывания, что исключает необходимость применения горизонтальных колес, улучшает работу сечения моста, упрощает конструкцию моста и тележки. Конструкцию тележки упрощает также применение наклонных ходовых колес (рис. 29, *в*). Линии действия нормальных опорных реакций верхних и нижних ходовых колес в этом случае пересекаются в точке *О*, расположенной на геометрической оси

грузового полиспаста (если пренебречь возможным незначительным отклонением центра тяжести от оси полиспаста). Это обеспечивает равновесие тележки под действием вертикальных нагрузок. Дополнительные, относительно небольшие инерционные горизонтальные нагрузки, возникающие при пуске и торможении моста, воспринимаются ребрами наклонного ходового колеса.

Иногда применяется тележка, передвигающаяся по двум рельсам, уложенным на верхнем поясе моста однобалочного крана, а полиспаст расположен симметрично по обе стороны сечения моста. Эта схема является оптимальной по весовым показателям и стоимости изготовления, однако конструкция механизма подъема в этом случае несколько усложняется. Кроме того, такая тележка не может выйти на консоль моста, что ограничивает ее область применения собственно мостовыми кранами.

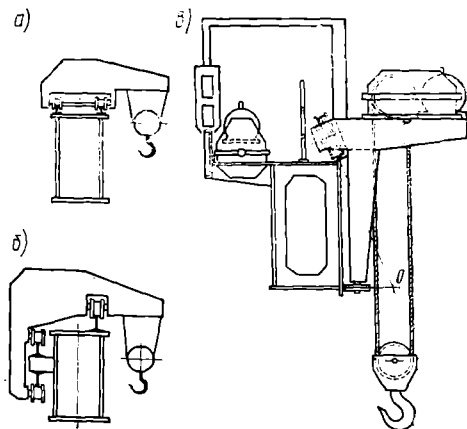


Рис. 29. Схемы грузовых тележек однобалочных кранов

В новых конструкциях кранов мостового типа большая часть электрооборудования (магнитные контроллеры, сопротивления и электропроводка) смонтирована внутри пролетной балки, что устраняет необходимость применения труб для разводки проводов, освобождает площадки от консольных нагрузок и позволяет герметически закрыть электрооборудование, когда этого требуют условия эксплуатации.

Для обслуживания больших складских или производственных площадей и строительных площадок применяются *кабельные краны* (рис. 30), состоящие из двух башен 1 и 7 с натянутым между ними несущим канатом 3 специальной закрытой конструкции, заменяющим пролетное строение мостового перегружателя. По несущему канату с помощью тягового каната 5 и лебедки 8 передвигается грузовая тележка 2 с грузозахватным устройством. Тяговый канат 5 опирается на блоки, расположенные на обеих башнях, и барабан тяговой лебедки 8 и образует замкнутое кольцо. Для подъема и опускания груза в любой точке пролета крана используется подъемный канат 6, прикрепленный одним концом к тележке или к противоположной опорной башне, а другим — к барабану подъемной лебедки 9. Для уменьшения провисания подъемного и тягового канатов служат поддержки 4.

Опорные башни кабельного крана бывают стационарные и подвижные; последние перемещаются по параллельным подкрано-

вым путем. В *радиальных кабельных кранах* одна из опор неподвижная, а вторая перемещается по рельсовому пути, представляющему собой часть окружности. В этом случае кран обслуживает площадь сектора круга. Пролеты кабельных кранов обычно равны 150—600 м, но иногда превышают 1 км. Грузоподъемность их обычно находится в диапазоне 1—25 т и иногда доходит до 150 т.

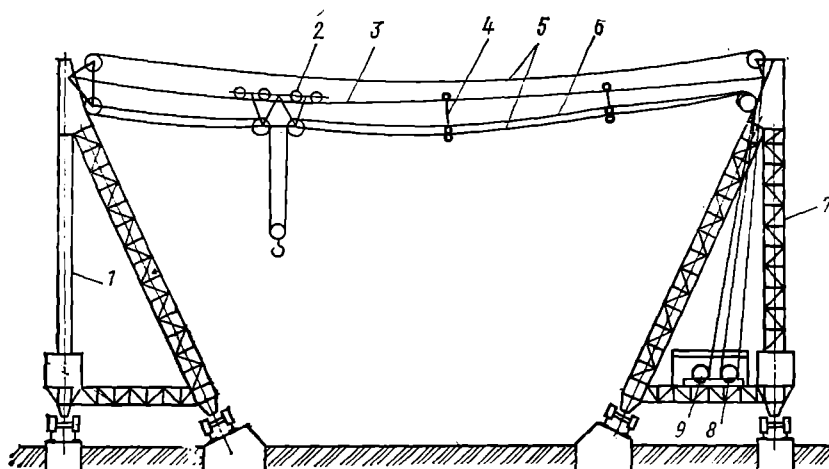


Рис. 30. Схема кабельного крана

Скорость подъема груза в зависимости от высоты подъема достигает 1,5—3 м/с, скорость передвижения грузовой тележки 8—10 м/с. Передвижение опорных башен является установочным движением и производится со скоростью 6—20 м/мин.

Широкое применение в различных отраслях народного хозяйства находят стационарные и нестационарные *поворотные краны*. Нестационарные поворотные краны устанавливаются или на колесах, позволяющих им передвигаться к месту работы без груза с последующей установкой в рабочее положение на выносных опорах, или на платформах, перемещающихся по рельсовому пути, уложенному на полу цеха. Простейшие стационарные поворотные краны на колонне имеют постоянный вылет стрелы (рис. 31, а), т. е. неизменное расстояние от центра тяжести груза до оси, вокруг которой поворачивается стрела. Эти краны могут поднять груз по вертикали и переместить в любую точку, расположенную на окружности, радиусом, равным вылету стрелы. Такие краны находят применение для загрузки железнодорожных платформ и автомашин, для установки деталей на станки и т. п.

При необходимости расширения площади обслуживания краном применяют поворотные краны с переменным вылетом стрелы (рис. 31, б). В этом случае кран может обслуживать площадь сектора кольца между двумя окружностями, радиусы которых соот-

ветствуют максимальному и минимальному вылетам стрелы. Подобные краны находят применение в различных областях промышленности, например для погрузки и разгрузки судов. Изменение вылета осуществляется подъемом стрелы, шарнирно соединенной с поворотной частью металлоконструкции крана, как показано на рис. 31, б. Стрела крана, изображенная на рис. 32, имеет дополни-

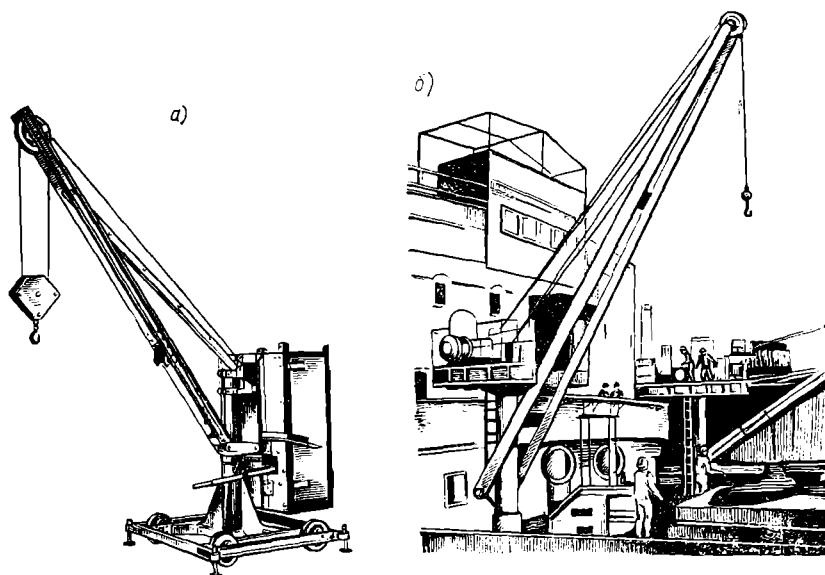


Рис. 31. Поворотные краны на колонне

тельное шарнирное сочленение в средней части стрелы, обеспечивающее возможность поворота части стрелы в горизонтальной плоскости, чем и достигается изменение вылета. В поворотном кране, представленном на рис. 33, изменение вылета на расстояние от L_1 до L производится движением грузовой тележки по стреле крана. Этот кран имеет поворотную стрелу, вращающуюся вокруг колонны, укрепленной на неподвижной башне металлоконструкции. Кран имеет три механизма: механизм подъема 1, механизм поворота 2 и механизм передвижения тележки 3. Ограничение угла поворота стрелы, необходимое по условиям эксплуатации, достигается установкой конечных выключателей на верхней платформе крана. Краны подобного типа широко применяются для погрузочно-разгрузочных работ в кузнечных цехах, на стройплощадках и т. д. При небольшой грузоподъемности в качестве механизма подъема часто используется электроталь, имеющая механизм передвижения с ручным или электрическим приводом.

При производстве строительных работ широко используются *башенные краны* различного типа, передвигающиеся вдоль внешних стен строящегося здания. Изменение вылета стрелы у таких

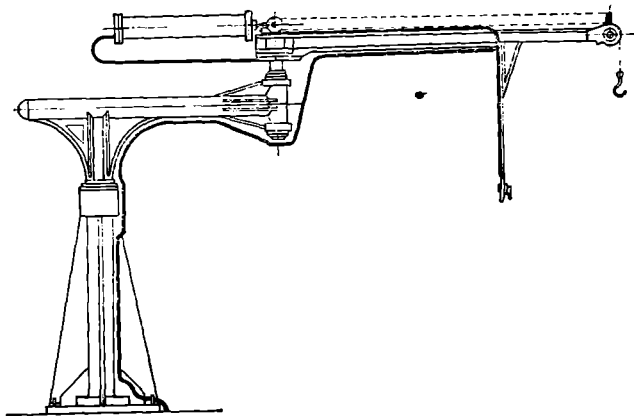


Рис. 32. Поворотный кран на колонне с шарнирно-сочлененной стрелой

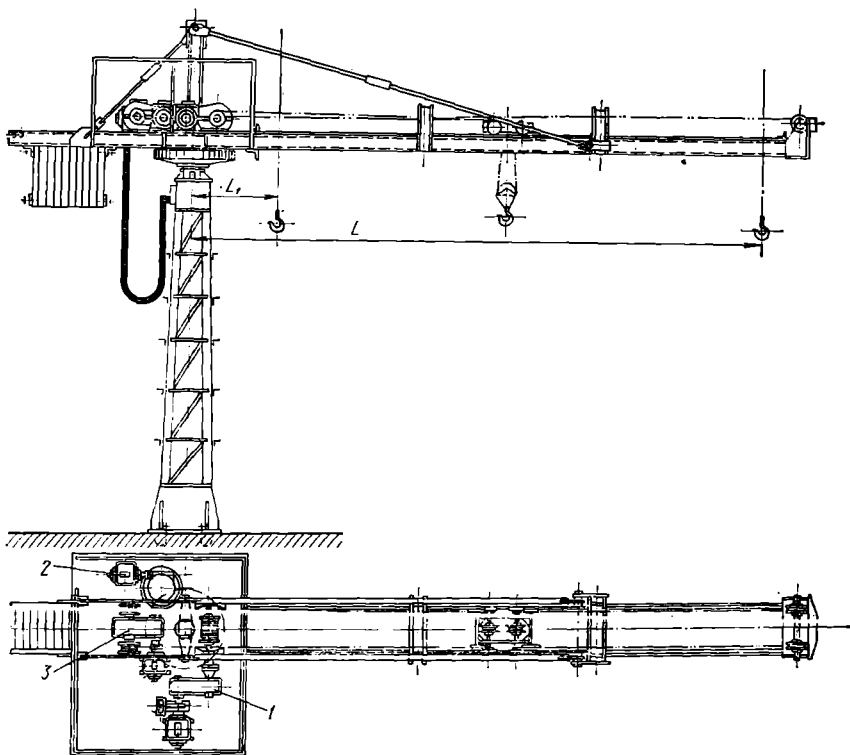


Рис. 33. Поворотный кран на колонне с грузовой тележкой, передвигающейся по стреле

кранов производится либо перемещением грузовой тележки по однорельсовому пути, прикрепленному к стреле крана, либо подъемом стрелы в вертикальной плоскости. На рис. 34, а показан передвижной полноповоротный башенный кран КБ-504, состоящий из

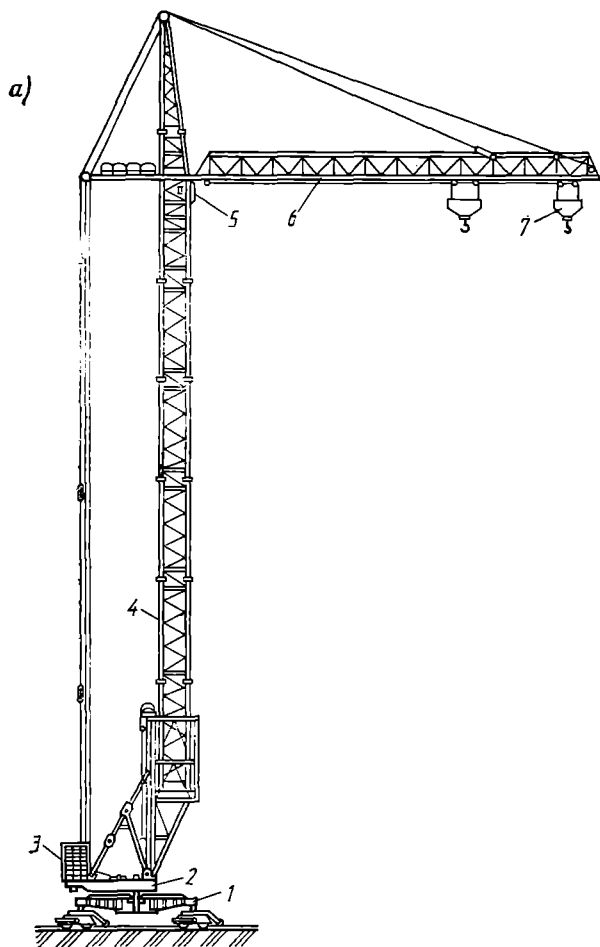


Рис. 34. Башенные краны

ходовой тележки 1 и поворотной платформы 2, дающей возможность поворота башни 4 вместе со стрелой 6 относительно вертикальной оси. Ходовая часть и поворотная платформа соединены между собой опорно-поворотным устройством. На поворотной платформе размещены механизмы подъема груза и поворота и противовес 3, предназначенный для разгрузки башни крана от изгибающего момента, создаваемого весом груза. Применение проти-

вовеса позволяет существенно уменьшить массу крана. В кране КБ-504 применен нижний противовес, и разгрузка создается с помощью канатов стрелового расчала. Механизм передвижения крана размещен на ходовой части. Изменение вылета осуществляется передвижением тележки 7 по стреле 6. Кран снабжен лифтом

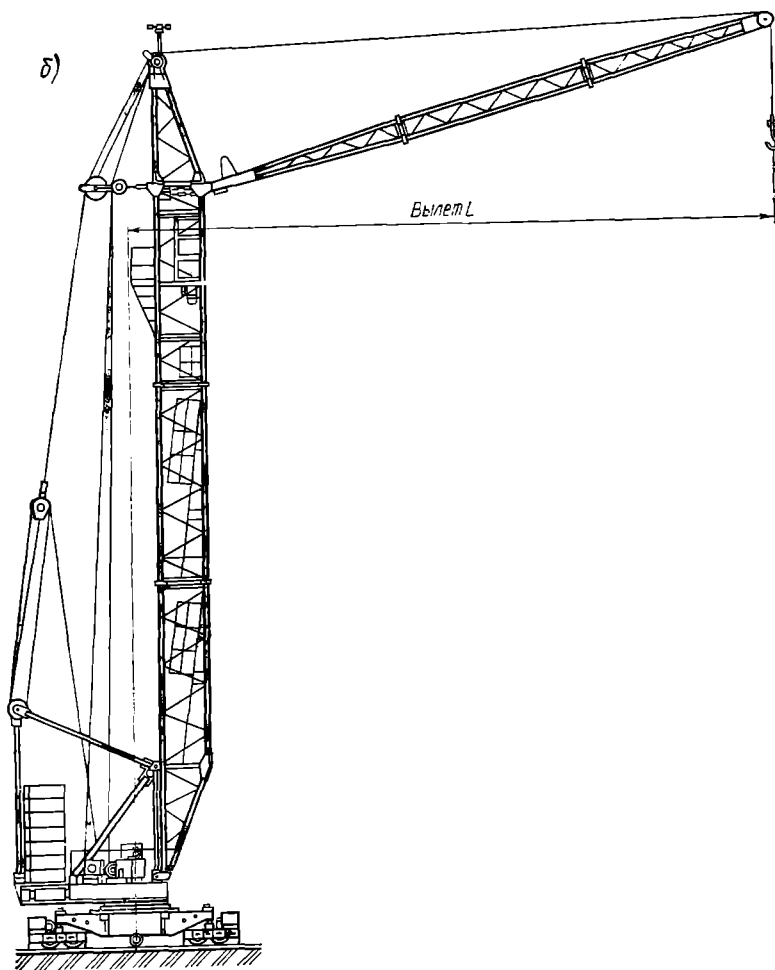


Рис. 34. Продолжение

для подъема крановщика в кабину 5. Этот кран предназначен для механизации строительно-монтажных работ при строительстве зданий и сооружений высотой до 75 м (22 этажа). Грузоподъемность крана 10 т, вылет изменяется от 7,5 до 40 м, рабочая скорость подъема груза до 160 м/мин.

В монтажном башенном кране МСК-5-20А (рис. 34, б) изменение вылета L осуществляется подъемом стрелы в вертикальной

плоскости. Этот кран имеет грузоподъемность 5 т на всех вылетах стрелы, максимальный вылет $L=20$ м, наибольшую высоту подъема крюка от уровня подкранового рельса, равную 39 м.

Большое применение в промышленности находят передвижные **стреловые краны** на гусеничном, автомобильном или железнодорожном ходу. Краны на гусеничном и автомобильном ходу отлича-

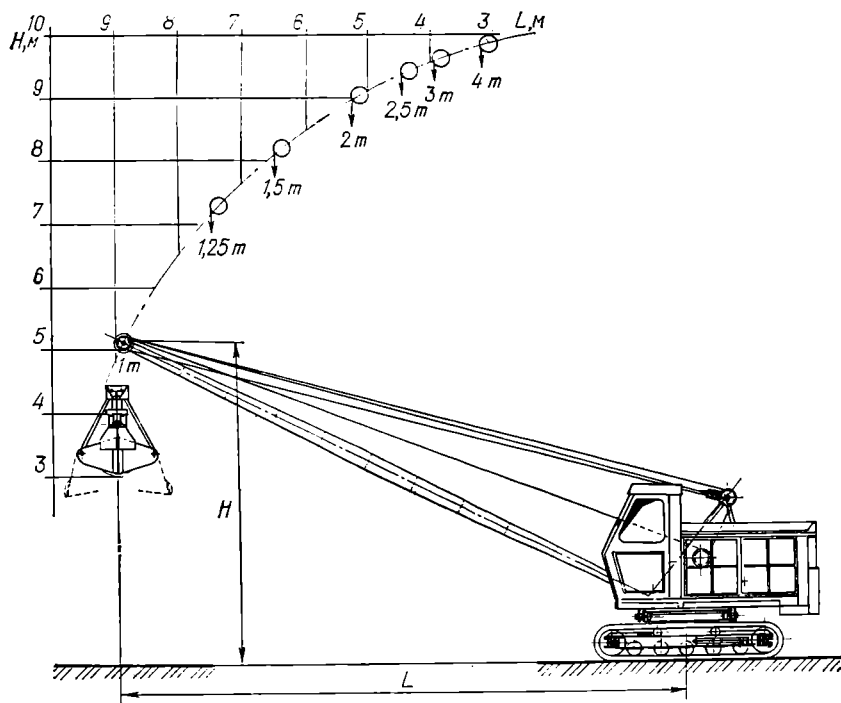


Рис. 35. Грейферный кран на гусеничном ходу

ются высокой маневренностью и не требуют укладки рельсовых путей. Эти грузоподъемные машины дают возможность механизировать выполнение различных по своему характеру погрузочно-разгрузочных и монтажно-строительных работ.

Ходовая часть гусеничного крана (рис. 35) представляет собой раму, установленную на гусеничных тележках, приводимых в движение от двигателя, установленного на поворотной части крана. Грузоподъемность крана зависит от вылета, изменяющегося подъемом стрелы. Скорость движения гусеничных кранов не превышает 6 км/ч, поэтому транспортирование кранов на большие расстояния производится на специальных платформах, перемещаемых тягачами. Наличие гусеничного хода уменьшает давление на грунт, что позволяет использовать эти краны для работы на грунтах различной плотности.

Наиболее мобильными и распространенными передвижными стреловыми кранами являются автомобильные краны, устанавливаемые на стандартных или усиленных (при грузоподъемности до 7,5 т) шасси или на специальной ходовой части в виде опорной рамы на пневматических колесах (пневмоколесные краны). Обычно пневмоколесные краны обладают значительно большей грузоподъемностью (до 100 т) по сравнению с кранами на автомобильном шасси. Автомобильные краны подразделяются на *краны общего назначения*, используемые только при работе с грузовым крюком; *полууниверсальные краны*, работающие с крюком и с грейфером; *универсальные краны*, работающие с любым видом сменного оборудования как кранового, так и землеройного назначения (краны-экскаваторы). По исполнению подвески стрелы различают краны *с гибкими подвесками*, у которых стрела удерживается канатами, и *с жесткими подвесками*, когда стрела удерживается гидроцилиндрами.

На рис. 36, а представлен гидравлический (т. е. с гидравлическим приводом механизмов) автомобильный кран, предназначенный для самопогрузки груза в кузов автомобиля. Крановое оборудование устанавливается на раме автомобиля ЗИЛ-130 между кабиной и кузовом. При вылете 4,5 м грузоподъемность равна 1,0 т, а при вылете 1,8 м она составляет 2,5 т. Максимальная высота подъема крюка от земли 6,16 м. Механизм поворота 8 обеспечивает поворот стрелы на угол 200°. Наличие дополнительного крюка 5 значительно расширяет возможности использования крана. Складывание стрелы осуществляется гидроцилиндром 6, подъем груза — гидроцилиндром 7, перемещение груза — гидроцилиндром 2, выдвигающим внутреннюю балку 3 из средней балки 4, расположенной в верхнем звене стрелы 1. Скорость подъема груза изменяется от 0,2 до 15 м/мин. Рабочее давление в гидросистеме 10 МПа. Для обеспечения устойчивости крана и разгрузки ходовой части автомобиля кран снабжен выносными опорами 9 с гидравлическим приводом. Привод насоса гидросистемы осуществляется через коробку отбора мощности.

На рис. 36, б представлен общий вид гидравлического крана на специальном шасси автомобильного типа. Он предназначен для строительных, монтажных и погрузочных работ, связанных с частым перебазированием на значительное расстояние. Длина телескопической стрелы изменяется от 11 до 27 м. Наибольшая грузоподъемность при установке крана на выносных опорах равна 40 т. Скорость подъема груза колеблется от 0,1 до 9 м/мин.

Автомобильные краны с гидравлическим приводом имеют ряд преимуществ перед кранами с другими видами привода. Гидравлический привод позволяет получить большое тяговое усилие без применения громоздких передач и осуществлять в широких пределах плавное регулирование скорости движения механизмов. Управление краном с гидравлическим приводом значительно проще, чем кранами с механическими передачами.

Масса груза, поднимаемого передвижными кранами, зависит от того, на каком вылете L (т. е. на каком расстоянии от оси вращения поворотной части крана) находится груз. Эта величина определяется условием обеспечения необходимой устойчивости кра-

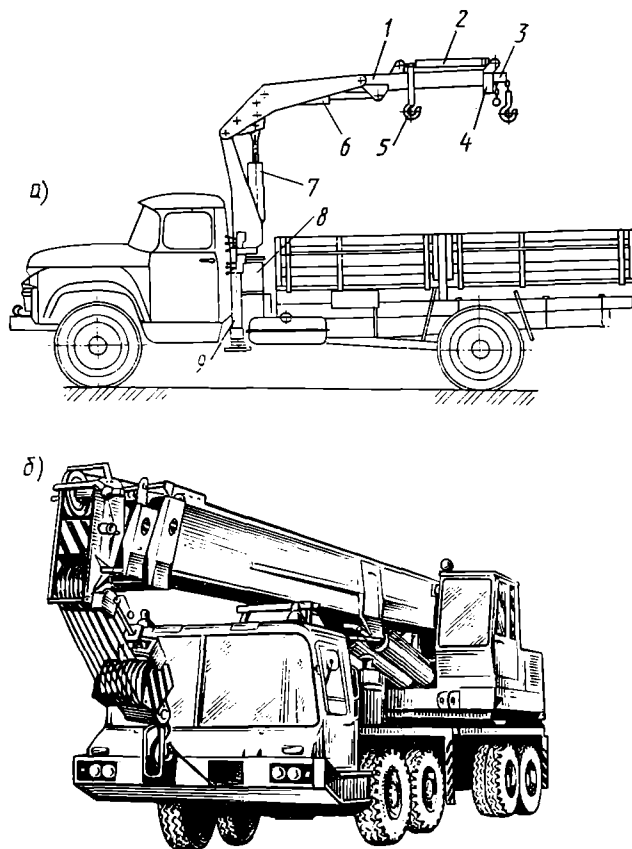


Рис. 36. Автомобильные краны с гидравлическим приводом:

а — тип 4903; б — тип KC-6471

на; она уменьшается с увеличением вылета. Так, кран на гусеничном ходу (см. рис. 35), который поднимает 4 т при вылете, равном 3 м, может работать с грузом, не превышающим 1,25 т при вылете, равном 7,5 м.

Промышленность СССР изготавливает поворотные железнодорожные краны для обслуживания погрузочно-разгрузочных работ (рис. 37), а также для производства работ по ликвидации последствий железнодорожных аварий. Последние обладают большой грузоподъемностью — до 250 т. В этих кранах все большее применение

получает дизель-электрический многомоторный привод. Ходовая часть крана выполнена с использованием узлов подвижного железнодорожного состава. Краны могут самостоятельно передвигаться

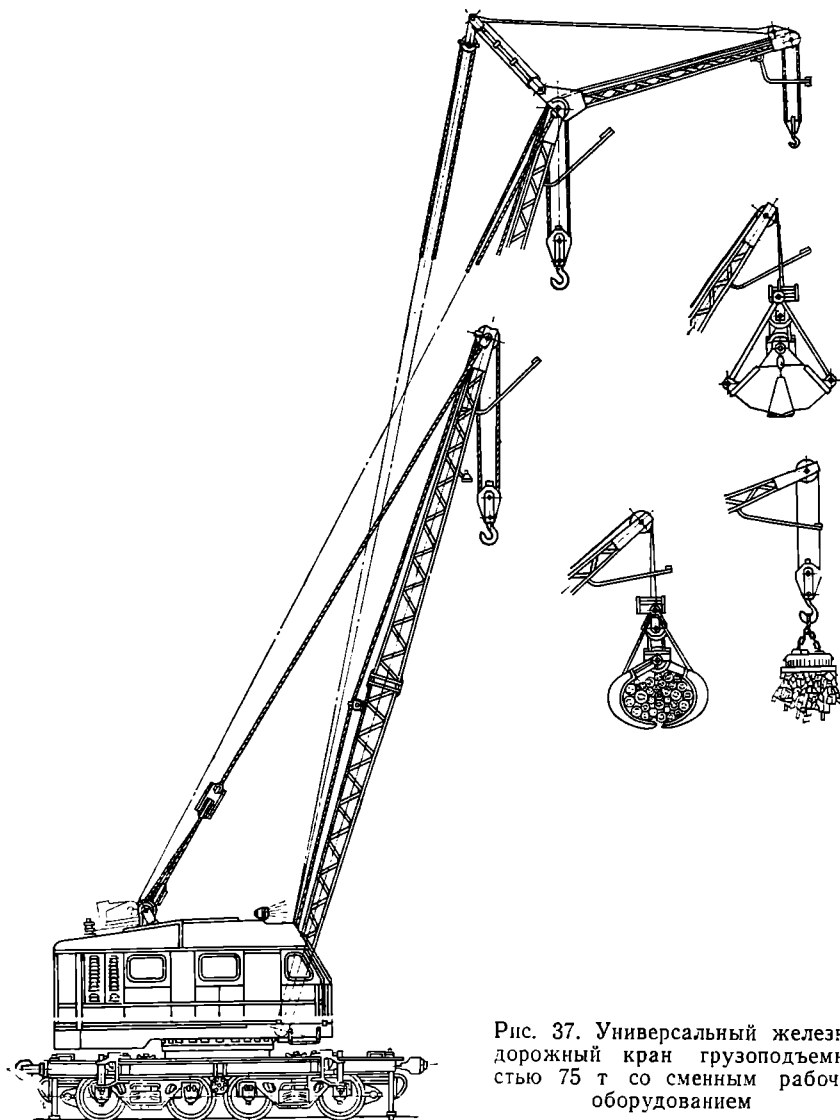


Рис. 37. Универсальный железнодорожный кран грузоподъемностью 75 т со сменным рабочим оборудованием

со скоростью, не превышающей 10 км/ч. Для переброски на большие расстояния их включают в состав поезда без ограничения скорости движения. Кран, представленный на рис. 37, является краном универсального назначения и снабжается сменным рабочим

оборудованием, значительно расширяющим возможности его использования.

Для погрузки и выгрузки штучных и насыпных грузов в морских и речных портах с высоким грузооборотом применяют *портальные краны* (рис. 38). Краны этого типа грузоподъемностью 10, 16, 32/16 и 80/50 т, выпускаемые заводом ПТО им. С. М. Кирова, имеют Знак качества. Они имеют жесткий четырехстоечный (в других конструкциях — трехстоечный) портал, перемещающийся по рельсовому пути, уложенному вдоль фронта работ (причальной стенки). На портале установлена поворотная часть крана со стрелой, подвижным противовесом и механизмами подъема и изменения вылета стрелы. Стрела представляет собой шарнирный четырехзвенник, стороны которого подобраны таким образом, что при изменении вылета стрелы груз практически не изменяет своего положения по вертикали. При этом мощность двигателя механизмов изменения вылета стрелы расходуется только на преодоление трения в шарнирах, на перекатывание канатов по блокам и на преодоление ветровых и инерционных нагрузок. Кроме того, мощность расходуется на преодоление (в некоторых положениях стрелы) неуравновешенного момента от веса самой стрелы.

При разгрузке сыпучих грузов, а также при работе с контейнерами применяются специальные портальные краны (рис. 39), снабженные соответственно грейфером или захватом для контейнеров (спредером). Эти краны имеют две консоли, одна из которых может подниматься, обеспечивая проход разгружаемых судов.

Широкое применение для работы в портах, при монтаже и ремонте буровых вышек в море, а также при устранении последствий аварий имеют *плавучие краны* (рис. 40), устанавливаемые на самоходных или буксируемых понтонах. Энергоснабжение крана осуществляется от спловых установок, размещенных в понтоне. Привод механизмов крана электрический, обычно постоянного тока. Отечественная промышленность выпускает плавучие краны «Черноморец» грузоподъемностью 100 т, «Богатырь» грузоподъемностью 300 т, транспортно-монтажные крановые суда «Илья Муромец».

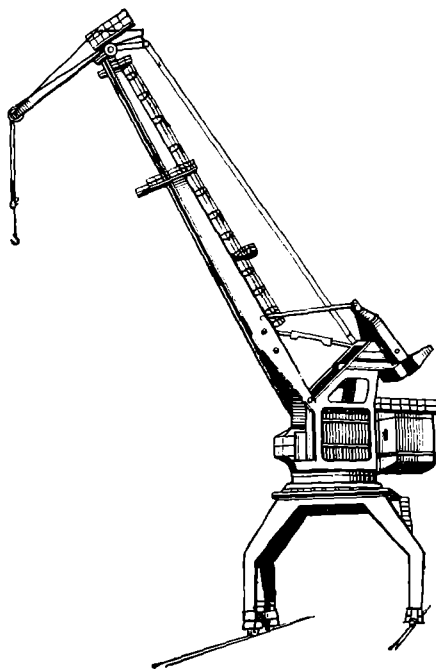


Рис. 38. Портальный кран завода ПТО им. С. М. Кирова

мец» грузоподъемностью 600 т и плавучие краны «Витязь» грузоподъемностью 1600 т. Краны «Черноморец» и «Богатырь» удостоены государственного Знака качества.

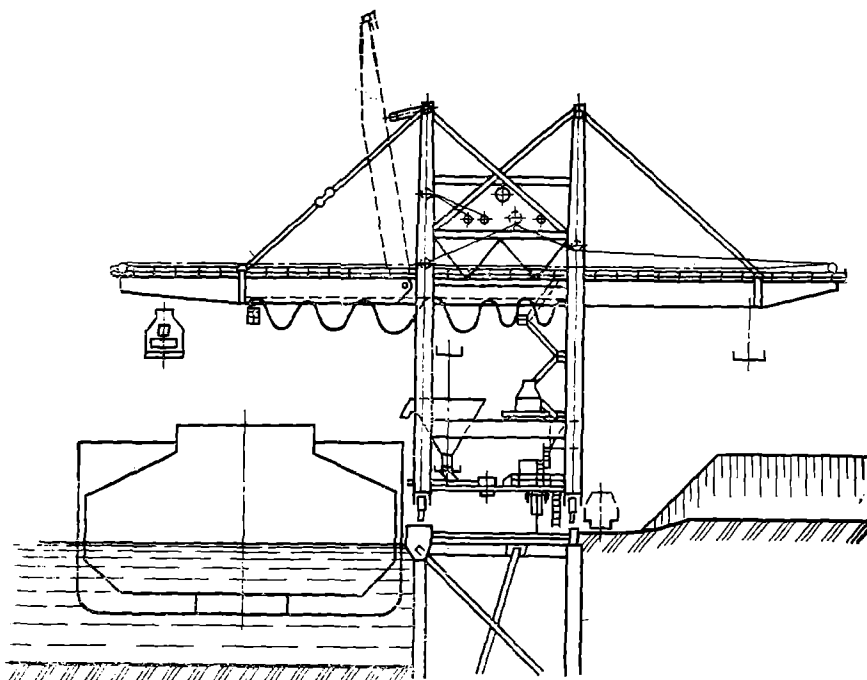


Рис. 39. Специальный порталный разгрузчик с грейферной тележкой и с двумя консолями

В последнее время для производства работ и доставки грузов в труднодоступные места все шире применяются *краны-вертолеты* (рис. 41), которые могут зависать над грузом и забирать его непо-

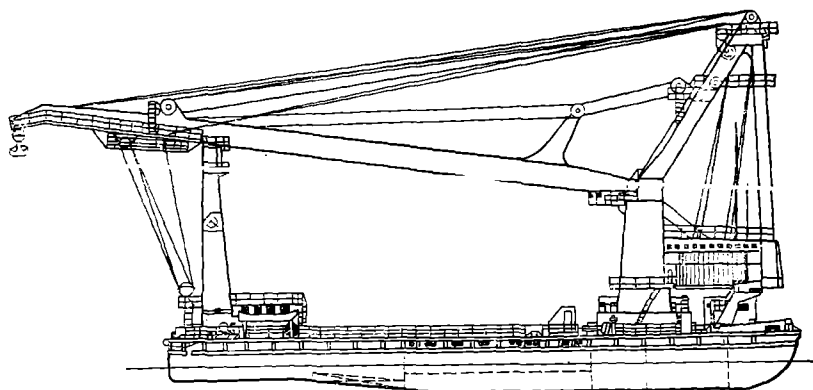


Рис. 40. Полноповоротный плавучий кран «Богатырь»

средственно с земли, что повышает безопасность зачалки груза. В труднодоступных местах эксплуатация крана-вертолета экономически выгодна. Так, при прокладке высоковольтной линии электропередачи применение крана-вертолета в 1,35 раза экономичнее, чем использование автомобилей и грузоподъемных машин.

Для внутрицехового и междцехового транспортирования различных грузов, а также для проведения погрузочно-разгрузочных работ на железных дорогах и в портах широко применяются *самоходные погрузчики*, служащие для выполнения операций захвата, вертикального и горизонтального перемещения груза и укладки его в штабеля или на транспортные средства. Отечественная промышленность выпускает погрузчики с приводом от двигателя внутреннего сгорания и с электроприводом (электрокары), питающимся от аккумуляторной батареи. При работе в закрытых помещениях и цехах применяют электропогрузчики, не загрязняющие воздух помещения выхлопными газами. Отечественные погрузчики с аккумуляторной батареей имеют грузоподъемность до 1,5 т. Они снабжаются массивными резиновыми шинами и предназначаются для работы на площадках с твердым и ровным покрытием. Погрузчики на пневматических шинах с двигателем внутреннего сгорания выпускаются грузоподъемностью 3 т и выше; они могут работать на площадках, не имеющих ровного покрытия.

В зависимости от назначения конструкция погрузчиков бывает различна [3]. Они выполняются в виде самоходных тележек с подъемной платформой (рис. 42, а) и с вилчатым подхватом (рис. 42, б) для захвата штучных грузов и укладывания их в штабеля или на стеллажи, ковшами для сыпучих грузов; они могут быть снабжены крановым оборудованием и т. д.

Универсальность погрузчика и возможности его использования определяются числом различных сменных грузозахватных приспособлений. Основным грузозахватным устройством является *вилочный захват* для работы со штучными грузами. Для выполнения различных монтажных работ применяют так называемую *безблочную стрелу*, не имеющую полиспастной системы: грузовой крюк располагается непосредственно на ее консольной части с постоянным или изменяемым вылетом. Скорость подъема крюка равна скорости подъема каретки грузоподъемника.

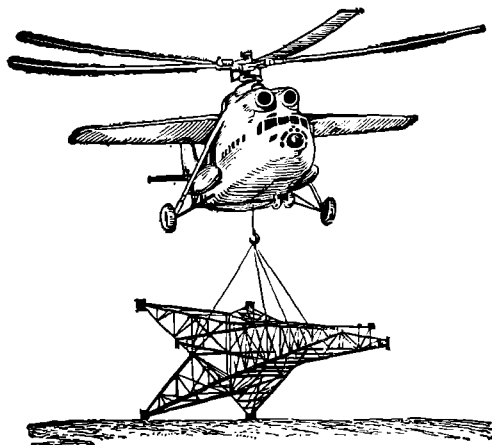


Рис. 41. Кран-вертолет

Для работы с некоторыми типами грузов (бочки, рулоны, ящики и т. п.) на каретке грузоподъемника устанавливается захват, имеющий *грузозахватные челюсти* плоской или полукруглой формы. Эти захваты могут иметь принудительный поворот челюстей на $90-360^\circ$, что позволяет при укладке груза в штабель повернуть его в требуемое положение. Для работы с сыпучими грузами по-

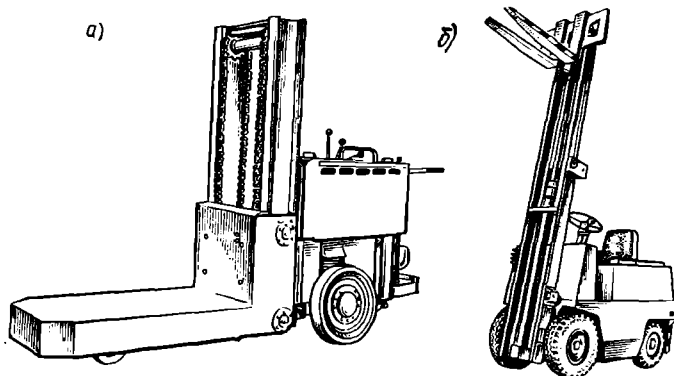


Рис. 42. Погрузчики:

а — с подъемной платформой; б — с вилочным подхватом

грузчики снабжаются *ковшами* с механическим или гидравлическим приводом или *грейфером*. Для производства ремонта и обслуживания высоко расположенных объектов погрузчик имеет рабочую *подъемную платформу*, а для удобства штабелирования грузов — *сталкиватель* с механическим или гидравлическим приводом.

Для удобства захвата, транспортирования и укладки грузов рама грузоподъемника погрузчика может отклоняться вперед на $3-6^\circ$ и назад — до $10-15^\circ$ от вертикального положения. Наклон рамы производится с помощью гидроцилиндра, шток которого соединен непосредственно с рамой, или через дополнительную рычажную систему. Наклон рамы облегчает сталкивание груза с вилкой при штабелировании и увеличивает устойчивость груза при транспортировании. Грузоподъемность погрузчика определяется значением опрокидывающего момента, создаваемого грузом, относительно оси передних колес, и поэтому указывается его значение для определенного расстояния центра тяжести груза от передних стенок подвешивающих вилок. Работоспособность погрузчика в значительной мере зависит от конструкции крепления сменного рабочего оборудования к каретке грузоподъемника. При проектировании грузоподъемника следует обращать особое внимание на простоту и надежность крепления, позволяющего обеспечить быструю смену приспособлений. По виду привода грузоподъемника отечественные погрузчики подразделяются на грузоподъемники с гидравлическим и механическим приводами.

Преимуществами гидравлического привода являются плавность подъема и опускания каретки, широкий диапазон регулирования

скорости, простота конструктивной схемы. Недостатком гидропривода является ухудшение обзора из кабины из-за расположения цилиндра подъема в центральной части рамы.

Недостатком механического привода является необходимость применения специального редуктора и весьма длинной грузовой цепи, а также малые диапазоны регулирования скорости.

При значительных грузооборотах, особенно на заводах с крупносерийным и массовым производством, все большее применение получают склады с многоярусными стеллажами, в ячейки которых устанавливают ящики или поддоны с грузами. Многоярусная система хранения грузов создает значительную экономию площадей. Для производства погрузочно-разгрузочных работ в таких складах также весьма удобным является применение погрузчиков, предназначенных для выполнения всего комплекса работ по транспортированию и штабелированию грузов. Однако при наличии узких проходов между стеллажами применение погрузчиков становится затруднительным. В этом случае наиболее удобными подъемно-транспортными машинами являются *краны-штабелеры* мостового типа (рис. 43), получающие в настоящее время все большее применение. Эти краны сочетают свойства мостовых кранов и вилочных погрузчиков. Они состоят из моста, перемещающегося по путям, уложенным на подкрановых балках или непосредственно на стеллажах, или по подвесным путям. По мосту крана перемещается тележка с вертикальной колонной, имеющей возможность поворота относительно вертикальной оси. По колонне передвигается грузовая каретка с вилочным захватом, обеспечивающим удобство захвата грузов, уложенных на поддоны или в ящики, и передачу их в штабель или на другие транспортные средства.

В высоких складских помещениях иногда применяют штабелеры с телескопическими направляющими; кабина оператора устанавливается на поворотной раме либо стационарно, либо с возможностью перемещения вместе с грузовой кареткой. При небольшой высоте штабелирования (до 4 м) управление штабелером производится с пола. Различные конструкции кранов-штабелеров имеют грузоподъемность от 0,15 до 6 т (наиболее распространены штабелеры грузоподъемностью 2—3 т), высоту подъема груза до 10 м и возможность поворота вилочного захвата на угол 360° . Допускаемая ширина проходов между стеллажами 1,7—2,7 м, скорость передвижения моста до 45 м/мин и скорость подъема груза 6—8 м/мин. Подъем и опускание подвижных секций телескопической колонны осуществляется лебедкой с механическим или гидравлическим приводом.

В качестве механизма подъема в штабелере, изображенном на рис. 43, использована стандартная электрическая таль, дополненная устройством, предохраняющим канат от холостого выбега при достижении грузовой кареткой нижнего положения и являющемся также ограничителем высоты подъема. Кабина управления перемещается по направляющим, закрепленным на грузовой каретке, со скоростью, несколько меньшей скорости каретки, вследствие чего

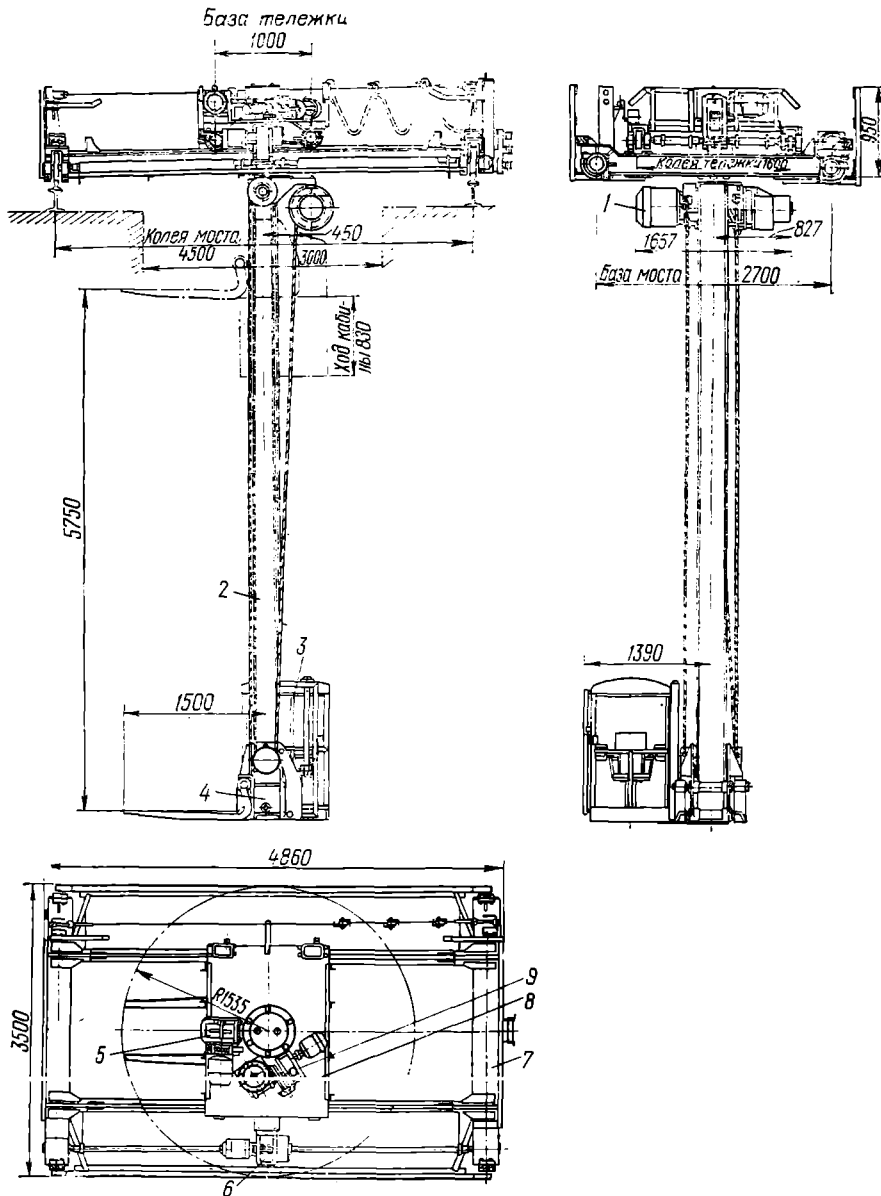


Рис. 43. Кран-штабелер с управлением из кабины:

1 — механизм подъема; 2 — колонна; 3 — кабина; 4 — грузовая каретка с вилочным захватом; 5 — механизм передвижения тележки; 6 — механизм передвижения крана; 7 — мост; 8 — тележка; 9 — механизм поворота

вилочный захват находится при работе все время примерно на уровне глаз оператора, что обеспечивает лучшую наводку груза на ячейку стеллажа. Механизм подъема и передвижения тележки этого штабелера оборудован двухскоростными электродвигателями, что позволяет вводить груз в ячейку стеллажа на пониженной установочной скорости.

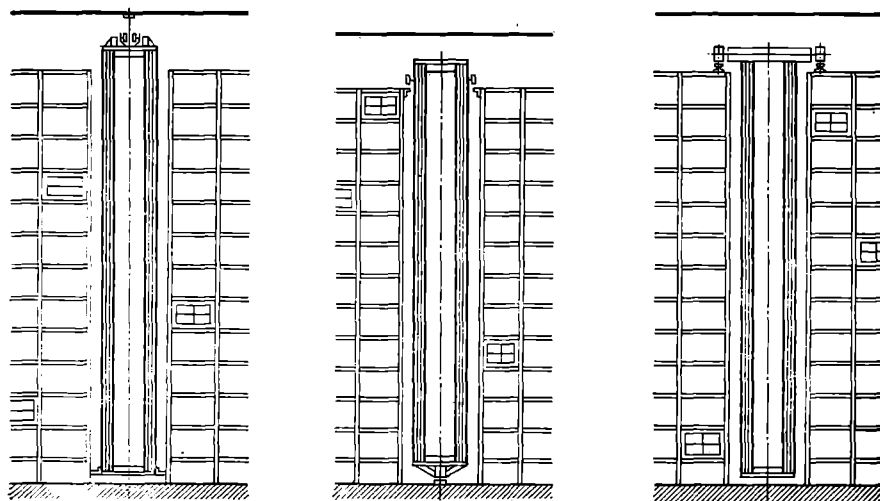
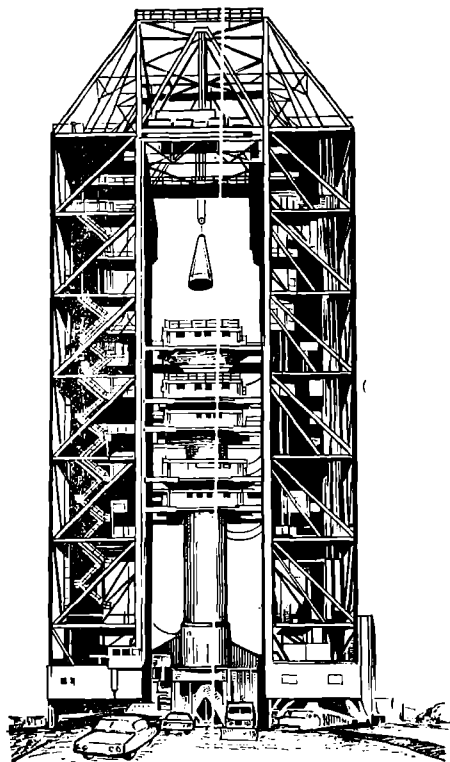


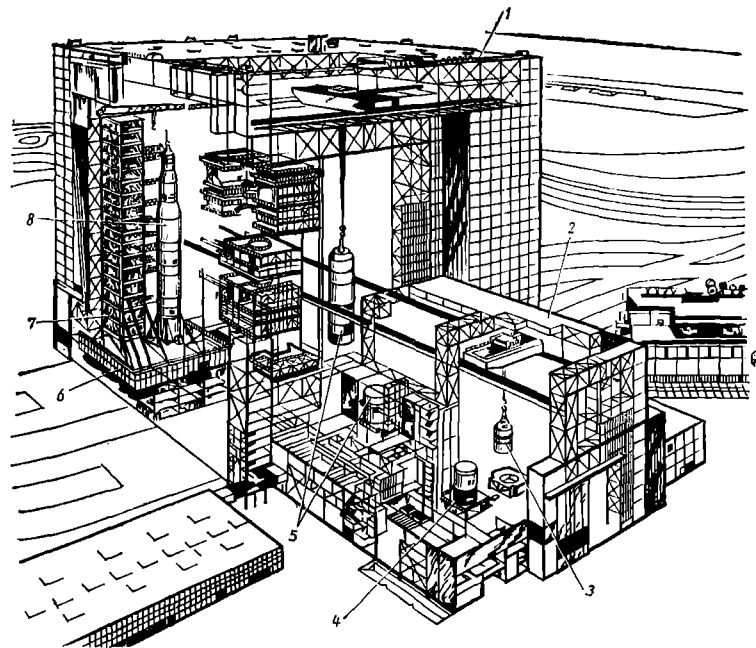
Рис. 44. Схемы стеллажных кранов

Модификацией мостовых кранов-штабелеров являются *стеллажные краны* (рис. 44). Они состоят из рамы, движущейся вдоль прохода между стеллажами, и вертикально перемещающейся по раме грузовой платформы с грузозахватным устройством и кабиной управления. Стеллажные краны-штабелеры могут быть *подвесными*, опирающимися на напольный рельс, и *двухрельсовыми*, опирающимися на стеллажи. Подвесные стеллажные краны (рис. 44, а) перемещаются по подвесному пути, укрепленному на конструкциях перекрытия здания. Кран подвешен на шарнирных ходовых тележках к подвесному пути, а в вертикальном положении удерживается с помощью горизонтальных роликов, укрепленных в нижней части рамы и перекатывающих по направляющим рельсам. Так как рамы таких кранов работают главным образом на растяжение, то они применяются при больших грузоподъемностях и больших высотах подъема.

Опорные *однорельсовые* стеллажные краны (рис. 44, б) передвигаются по рельсу, уложенному на полу склада, и в вертикальном положении удерживаются горизонтальными роликами, перекатывающимися по направляющим, уложенным над стеллажами. *Двухрельсовые* опорные стеллажные краны (рис. 44, в) передвигаются по двум рельсам, уложенным в верхней части стеллажей



а)



б)

Рис. 45. Применение грузоподъемных машин при вертикальной сборке ракет:

а — на стартовой площадке; б — в закрытом помещении

по обе стороны прохода между стеллажами. Направляющих горизонтальных роликов здесь не требуется благодаря достаточно большой базе ходовых колес.

Для обслуживания специальных объектов применяются *комплексы грузоподъемных машин*. Так, вертикальная сборка космических ракет может производиться как открытым способом непосредственно на стартовой площадке, для чего используются башни обслуживания (рис. 45, а), снабженные необходимыми грузоподъемными устройствами, кранами и лифтами, так и в помещениях, что создает большие удобства для обслуживающего персонала и обеспечивает более высокое качество монтажа и контрольных испытаний. На рис. 45, б показана компоновка корпуса вертикальной сборки ракет, состоящего из высотной части 1 высотой до 160 м, где производится сама сборка. В более низкой части 2 высотой около 60 м производится приемка, комплектация, проверка и подготовка блоков 3, 4, 5 космического объекта к сборке. Высотная часть оснащена двумя мостовыми кранами грузоподъемностью 230 т каждый, и на различных ярусах располагаются еще несколько кранов меньшей грузоподъемности и до нескольких десятков различных грузоподъемных устройств. Сборка ракеты 8 производится непосредственно на пусковой платформе, транспортируемой на стартовую позицию вместе с собранной ракетой специальным гусеничным транспортером 6. На кабель-заправочной башне 7 размещено 17 рабочих платформ и смонтировано два лифта. Для доступа к ракете предусмотрено несколько поворотных площадок. Общий вес платформы вместе с мачтой составляет более 50 МН.

Выбор того или иного типа грузоподъемной машины для производства погрузочно-разгрузочных или технологических операций производят на основе анализа различных факторов, включающих требуемую грузоподъемность, характеристики перемещаемого груза, вид энергии, приводящей машину в действие, режим работы и др.

Глава II

РАСЧЕТ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН (ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ)

§ 1. Основные параметры грузоподъемных машин

В этом параграфе рассмотрены основные величины, которыми принято характеризовать работу грузоподъемных механизмов и машин. Значение этих величин должно соответствовать рекомендациям стандартов.

Грузоподъемностью машины называют *массу* номинального (максимального) рабочего груза, на подъем которого рассчитана машина. Эта величина характеризует инерционные и гравитационные свойства транспортируемого тела, она не зависит от

ускорения свободного падения в пункте действия машины и выражается в единицах массы (кг, т). В отличие от массы *сила тяжести*, определяющая силу притяжения тела к земле, зависит от ускорения свободного падения в пункте действия и выражается в единицах силы (Н, кН). *Вес* тела — это сила, с которой тело под действием силы тяжести воздействует на опору. Если опора неподвижна относительно земли или тело движется равномерно и прямолинейно, вес тела равен силе тяжести. При подъеме с ускорением вес тела больше силы тяжести. Соотношение между весом G , H , и массой Q , кг, выражается формулой $G = gQ$, где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения. В значение грузоподъемности включают массу сменных грузозахватных приспособлений, вспомогательных устройств, подвешиваемых к грузозахватному органу, а для грузоподъемных машин, комплектуемых грейфером, электромагнитом, спредером, бадьей, также и их массу. Грузоподъемность современных грузоподъемных машин колеблется в весьма широких пределах — имеются устройства для подъема и установки на станки деталей массой 50—100 кг, а встречаются грузоподъемные машины для монтажа тяжелого оборудования, перемещающие грузы массой до 800 т. Значения грузоподъемности нормированы ГОСТ 1575—81 «Краны грузоподъемные. Ряды основных параметров», устанавливающим следующий ряд номинальных грузоподъемностей (т) для всех кранов:

0,01	—	0,0125	—	0,016	—	0,02	—	0,025
0,1	—	0,125	—	0,16	—	0,2	—	0,25
1,0	—	1,25	—	1,6	—	2,0	—	2,5
10	—	12,5	—	16	—	20	—	25
100	112	125	140	160	180	200	225	250
1000	1120	1250	—	—	—	—	—	—

Продолжение

—	0,032	0,04	—	0,05	—	0,063	—	0,08	—
—	0,32	0,4	—	0,5	—	0,63	—	0,8	—
—	3,2	4	—	5	—	6,3	—	8	—
—	32	40	—	50	—	63	—	80	—
280	320	400	450	500	560	630	710	800	900
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

Устойчивость самоходных и башенных кранов против опрокидывания в процессе работы характеризуется *грузовым моментом*, определяемым произведением веса груза на вылет стрелы. *Вылетом стрелы* называется расстояние от оси вращения поворотной части крана до оси грузозахватного органа.

Основные данные и технические характеристики мостовых электрических кранов общего назначения приведены в ГОСТ 6711—81. Конструкция этих кранов и их электрооборудование должны соответствовать правилам Госгортехнадзора.

Скорости движения различных механизмов выбирают в зависимости от технологического процесса, в котором участвует данная грузоподъемная машина, от характера ее работы и потребной производительности. Соответствующими стандартами установ-

лены нормальные ряды скоростей для различных кранов. *Скорость подъема* груза, зависящая от грузоподъемности крана и ряда технологических факторов, в современных мостовых кранах обычно не превышает 25—30 м/мин. *Скорость передвижения* моста крана достигает 100—120 м/мин, а его тележек — 35—50 м/мин. Для кранов, используемых в массовых перегрузочных работах, скорости движения могут достигать 90—120 м/мин для подъема и спуска груза, 240—360 м/мин для передвижения тележек, движущихся по рельсовому пути. Частота вращения стрелы достигает 3 об/мин в зависимости от скорости конца стрелы, не превышающей 5—6 м/с. Выбор скорости движения производится также с учетом пути перемещения. При малых перемещениях нецелесообразно назначать высокие скорости, так как механизм может не успеть достичь значения установившейся скорости и будет работать только в пусковом и тормозном режимах, требующих высокого потребления энергии.

Горизонтальное расстояние между осями рельсов кранового пути называется пролетом крана. Пролеты мостовых кранов должны быть увязаны с пролетами зданий и их значения приведены в ГОСТ 534—78 «Краны мостовые. Пролеты».

Для грузоподъемных машин характерна работа с повторно-кратковременными включениями, при которых рабочий орган и груз совершают возвратно-поступательные движения, а механизмы каждый раз реверсируются. Так, работа механизма подъема состоит из процессов подъема и опускания груза, подъема и опускания порожнего грузозахватного приспособления. Работа механизмов поворота и передвижения состоит из движений в одну и другую сторону как с грузом, так и без него. Между периодами движения имеются паузы, в течение которых двигатель не включен и механизм не работает. Это время используется для загрузки и разгрузки грузозахватного устройства и для подготовки проведения следующего этапа движения. Процесс движения, в свою очередь, можно разделить на период *неустановившегося движения*, в течение которого происходит разгон (период пуска) или замедление (период торможения) поступательно движущихся и вращающихся масс груза и механизма, а также период *установившегося движения* с постоянной скоростью.

Полное время цикла $t_{\text{ц}}$ работы механизма грузоподъемной машины складывается из сумм времени пуска $\Sigma t_{\text{п}}$, времени движения с установившейся скоростью $\Sigma t_{\text{у}}$, времени торможения $\Sigma t_{\text{т}}$ и времени пауз Σt_0 :

$$t_{\text{ц}} = \Sigma t_{\text{п}} + \Sigma t_{\text{у}} + \Sigma t_{\text{т}} + \Sigma t_0.$$

Отношение времени $t_{\text{в}}$ работы механизма к полному времени цикла $t_{\text{ц}}$ характеризует интенсивность использования механизма. Это отношение называется относительной продолжительностью включения, выражается в процентах и обозначается

$$ПВ = \frac{t_b}{t_n} \cdot 100. \quad (1)$$

Для электрооборудования грузоподъемной машины величина ПВ исчисляется для периода работы t_b не свыше 10 мин, а для механизмов — в течение одного часа.

Интенсивность работы механизма определяется также коэффициентом использования в течение суток:

$$K_c = \frac{\text{число часов работы в сутки}}{24};$$

коэффициентом использования в течение года:

$$K_r = \frac{\text{число дней работы в году}}{365};$$

коэффициентом использования в течение часа:

$$K_q = \frac{t_{\text{раб}}}{60},$$

где $t_{\text{раб}}$ — время работы механизма, мин, в течение часа;

коэффициентом использования крана по грузоподъемности:

$$K = Q_{\text{ср}}/Q,$$

где $Q_{\text{ср}}$ — среднее значение массы поднимаемого груза за смену; Q — номинальная грузоподъемность.

Для механизмов подъема с тяжелыми (свыше 20% от массы номинального груза) подвешенными грузозахватными приспособлениями коэффициент использования по грузоподъемности вычисляется с учетом массы Q_m грузозахватного устройства:

$$K_{\text{гр}} = (Q_{\text{ср}} + Q_m)/(Q + Q_m).$$

Согласно ГОСТ 25835—83 «Краны грузоподъемные. Классификация механизмов по режимам работы» режимы работы механизмов грузоподъемных машин в зависимости от условий их использования подразделяются на шесть *групп*, определяемых *классом использования* (табл. 1) и *классом нагружения* (табл. 2). Класс использования механизмов отражает интенсивность использования механизма во время его эксплуатации. Это время определяется по зависимости $T = T_0 z_{\text{дн}} h$, где T_0 — среднесуточное время работы, $z_{\text{дн}}$ — число рабочих дней в году: $z_{\text{дн}} = 250$ при двух выходных днях; $z_{\text{дн}} = 300$ при одном выходном дне в неделю и $z_{\text{дн}} = 360$ при непрерывном производстве. Срок службы крана h принимается по нормативным документам и обычно составляет 15—25 лет.

Суммарное время работы механизма T , ч, за полный срок службы h , год, необходимое для расчета элементов грузоподъемной машины на сопротивление усталости, определяется соотношением

$$T = 365 K_r \cdot 24 K_c \cdot K_q \frac{ПВ^0.9}{100} h. \quad (2)$$

Т а б л и ц а 1. Классы использования механизмов

Класс использо- вания	A0	A1	A2	A3	A4	A5	A6
Время ра- боты меха- низма T , ч	До 800	800— 1600	1600— 3200	3200— 6300	6300— 12 500	12 500— 25 000	25 000— 50 000

Т а б л и ц а 2. Классы нагружения механизмов

Класс нагру- жения	Коэффициент нагружения K	Качественная характеристика класса нагружения
B1	До 0,125	Работа при нагрузках, значительно меньших номинальных, и в редких случаях с номинальной нагрузкой
B2	0,125—0,25	Работа при средних и поминальных нагрузках
B3	0,25—0,5	Работа преимущественно при номинальных и близких к номинальным нагрузкам
B4	0,50—1	Постоянная работа при номинальных и близких к номинальным нагрузкам

Классы нагружения механизма (табл. 2) отражают относительную нагрузку механизма в соответствии со спектром нагрузок; они зависят от значения коэффициента нагружения K :

$$K = \sum \left(\frac{F_i}{F_{\max}} \right)^3 \frac{t_i}{\sum t_i}, \quad (3)$$

где F_i — нагрузка (сила, момент), действующая на механизм в течение времени t_i за заданный срок службы; $F_{\max}$ — наибольшая нагрузка, определяемая с учетом всех факторов, действующих на механизм в течение рабочего цикла; $\sum t_i = T$ — суммарное время действия нагрузок на механизм за заданный срок службы.

В зависимости от сочетаний класса использования и класса нагружения устанавливается группа режима работы механизмов (табл. 3).

До внедрения ГОСТ 25835—83 режим работы механизмов определяли по правилам Госгортехнадзора, которыми были установлены следующие режимы работы грузоподъемных машин: с ручным приводом (Р); с машинным приводом — легкий (Л), средний (С), тяжелый (Т) и весьма тяжелый (ВТ). Ниже приведено примерное соответствие групп режимов работы, устанавливаемых ГОСТ 25835—83 и правилами Госгортехнадзора:

Группа режима работы механизмов по ГОСТ 25835—83	1; 2; 3	4	5	6
Режим работы по правилам Госгортехнадзора	Л	С	Т	ВТ

Приведенная в табл. 1 общая продолжительность использования механизма, соответствующая каждому классу использования,

Таблица 3. Группы режима работы механизмов

Класс использования	Класс нагружения			
	B1	B2	B3	B4
A0	1M	1M	1M	2M
A1	1M	1M	2M	3M
A2	1M	2M	3M	4M
A3	2M	3M	4M	5M
A4	3M	4M	5M	6M
A5	4M	5M	6M	—
A6	5M	6M	—	—

Примечание. Для механизмов подъема груза и механизмов подъема стрелы кранов, транспортирующих расплавленный металл или шлак, ядовитые, взрывчатые вещества и другие опасные грузы, группа режима работы должна быть не менее пятой, за исключением самоходных стреловых кранов, для которых группа режима работы должна быть не менее третьей. Это требование не распространяется на механизмы вспомогательного подъема, если они не принимают участие в транспортировании перечисленных выше грузов.

должна рассматриваться только как величина, служащая основой расчета тех элементов, для которых критерием выбора является продолжительность эксплуатации (подшипники качения, зубчатые зацепления, валы). Ресурс отдельных элементов механизмов может существенно отличаться от рекомендуемой продолжительности использования механизмов. Рекомендуемые сроки службы основных элементов грузоподъемных машин приведены в табл. 4. Различные механизмы грузоподъемных кранов могут быть отнесены к различным группам режима работы.

Таблица 4. Срок службы деталей грузоподъемных машин

Группа режима работы механизма (см. табл. 3)	Срок службы h , год			Срок службы T , тыс. ч		
	Подшипники качения	Зубчатые передачи	Валы	Подшипники качения	Зубчатые передачи	Валы
1, 2, 3	10	15	25	1,0	1,5	2,5
4	5	10	15	3,5	7,0	10,0
5	3	8	10	5,0	13,0	16,0
6	3	5	10	10,0	16,0	32,0

Расчет на прочность сборочных единиц и деталей механизмов грузоподъемных машин ведут в зависимости от группы режима работы механизма: рассчитывают двигатель и тормоза; определяют нагрузки, учитываемые при расчете элементов механизма, и нагрузки, вызываемые работой этого механизма на металлоконструкцию; принимают основные нормативные данные, коэффициенты запаса прочности и запаса торможения, а также сроки службы отдельных элементов и узлов механизма.

Режим работы кранов в целом устанавливается ГОСТ 25546—82 «Краны грузоподъемные. Режимы работы», согласно которому все

Таблица 5. Классы использования кранов

Класс использования	Общее число циклов работы крана за срок его службы	Класс использования	Общее число циклов работы крана за срок его службы
C0	Менее $1,6 \cdot 10^4$	C5	$2,5 \cdot 10^5$ — $5 \cdot 10^5$
C1	$1,6 \cdot 10^4$ — $3,2 \cdot 10^4$	C6	$5 \cdot 10^5$ — $1 \cdot 10^6$
C2	$3,2 \cdot 10^4$ — $6,3 \cdot 10^4$	C7	$1 \cdot 10^6$ — $2 \cdot 10^6$
C3	$6,3 \cdot 10^4$ — $1,25 \cdot 10^5$	C8	$2 \cdot 10^6$ — $4 \cdot 10^6$
C4	$1,25 \cdot 10^5$ — $2,5 \cdot 10^5$	C9	Более $4 \cdot 10^6$

Таблица 6. Классы нагружения кранов

Класс нагружения	Коэффициент нагрузки K_p	Качественная характеристика класса нагружения
Q0 (весьма легкий)	$\leq 0,063$	Постоянная работа с грузом, значительно меньшим номинального
Q1 (легкий)	0,063—0,125	Постоянная работа с грузом, меньшим номинального
Q2 (умеренный)	0,125—0,25	Постоянная работа с грузом средней массы
Q3 (тяжелый)	0,25—0,5	Постоянная работа с грузом большой массы
Q4 (весьма тяжелый)	0,5—1,0	Постоянная работа с грузом, приближающимся к номинальному

грузоподъемные машины в зависимости от условий их использования подразделяются на восемь групп, определяемых классом использования (табл. 5) и классом нагружения (табл. 6). *Класс использования* отражает интенсивность использования крана и характеризуется числом циклов работы за время его эксплуатации. Срок службы кранов устанавливается стандартами или другими нормативно-техническими документами. Цикл работы крана включает в себя перемещение грузозахватного устройства к грузу, подъем и перемещение груза, освобождение грузозахватного устройства и возвращение его в исходное положение. *Класс нагружения* определяется отношением массы перемещаемых краном грузов к номинальной грузоподъемности крана за срок его службы. Масса грузозахватного устройства (грейфера, подъемного электромагнита, спредера и т. п.) включается в значение массы перемещаемого краном груза. Класс нагружения отражает влияние нагружения на сопротивление усталости элементов конструкции крана и характеризуется коэффициентом нагрузки

$$K_p = \sum \frac{N_i}{N_T} \left(\frac{Q_i}{Q_{ном}} \right)^3,$$

где N_i — число циклов работы крана за срок его службы с грузом массой Q_i ; N_T — общее число циклов работы крана за срок его

службы; $Q_{\text{ном}}$ — номинальная грузоподъемность. Группа режима работы крана определяется в зависимости от класса использования и класса нагружения по табл. 7. При транспортировке расплавленного металла, шлака, ядовитых и взрывчатых веществ и других опасных грузов группа режима работы крана должна приниматься не менее 6К, за исключением самоходных стреловых кранов, для которых группа режима работы должна приниматься не менее 3К.

Т а б л и ц а 7. Группы режима работы кранов

Класс нагружения	Класс использования									
	C0	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	C9
Q0	—	—	1К	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К
Q1	—	1К	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К
Q2	1К	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К	8К
Q3	1К	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К	8К	—
Q4	2К	3К	4К	5К	6К	7К	8К	8К	—	—

Производительность грузоподъемной машины (т/ч) при работе с одинаковыми по массе грузами

$$Q_4 = zQ,$$

где Q — масса транспортируемого груза, т; $z = 3600/t_{\text{ц}}$ — число циклов в течение часа при длительности цикла $t_{\text{ц}}$ с. При работе с грузами различной массы

$$Q_4 = \sum_i z_i Q_i,$$

где z_i — количество циклов работы при транспортировании груза массой Q_i за 1 ч.

При перегрузке сыпучего материала

$$Q_4 = zV\gamma\psi,$$

где V — вместимость сосуда (грейфера, бады, ковша и т. п.), м³; γ — насыпная плотность груза, т. е. отношение массы груза в насыпном состоянии к его объему, т/м³; ψ — коэффициент заполнения сосуда, принимаемый для бадей и ковшей равным единице, а для грейферов — по следующим рекомендациям, основанным на данных опыта:

Характер работы	Зернистые грузы	Кусковые грузы
Захват из большого слоя	0,9—1,0	0,8—0,9
Захват из небольшого слоя	0,8—0,9	0,6—0,75

Для определения требуемого количества цеховых подъемных устройств подсчитывают среднюю производительность за год, исходя из средних нагрузок, средних длин перемещения и средних скоростей движения.

§ 2. Расчетные нагрузки

При расчете механизмов грузоподъемных машин и их элементов необходимо учитывать все возникающие в процессе работы нагрузки, возможное совпадение действия этих нагрузок, определять наиболее опасные их сочетания и по ним проводить расчет на прочность и сопротивление усталости. Для грузоподъемных машин возможные комбинации расчетных нагрузок подразделяют на три расчетных случая.

I расчетный случай — *нормальная нагрузка рабочего состояния*, включающая в себя номинальный вес груза и грузозахватного устройства, собственный вес конструкции, ветровые нагрузки рабочего состояния машины, а также динамические нагрузки, возникающие в процессе пуска и торможения при нормальных условиях использования механизма и при нормальном состоянии подкрановых путей. Для этого расчетного случая основным видом расчета металлических конструкций и деталей механизмов является расчет на *сопротивление усталости*, а также на нагрев, износ и долговечность. При расчете на сопротивление усталости ветровую нагрузку можно не учитывать ввиду ее относительно небольшого значения, принимаемого равным 50 Па. При переменной массе груза расчет на сопротивление усталости ведут не по номинальному, а по среднеприведенному (эквивалентному) значению. Расчет металлоконструкций на сопротивление усталости обязательно проводится для кранов 5-й, 6-й и более высоких групп режимов работы (для кранов 4-й группы режима работы необходимо проведение расчета на сопротивление усталости устанавливается на основе данных опыта эксплуатации; для кранов 1, 2 и 3-й групп режима работы такой расчет не производится). При расчете на сопротивление усталости исходят из требования обеспечить надежную работу всех элементов крана без их ремонта и замены (за исключением быстроизнашивающихся сменных деталей механизмов и электрооборудования — тормозных фрикционных накладок, канатов, щеток двигателей и т. п.) в течение расчетного срока, приведенного в табл. 4.

II расчетный случай — *максимальная рабочая нагрузка*, включающая в себя кроме нагрузки от собственного веса и номинального веса груза и грузозахватного приспособления также и максимальные динамические нагрузки, возникающие при резких пусках, экстренном торможении, внезапном включении или выключении тока, и предельную ветровую нагрузку рабочего состояния машины. Предельные значения динамической рабочей нагрузки соответствуют значению момента пробуксовки или юза ходовых колес, а также максимальным моментам двигателя или тормоза, которые могут быть ограничены специальными предохранительными устройствами (муфтой предельного момента, срезаемым предохранительным штифтом, электрозащитой и т. п.). Расчет по этому случаю ведется с учетом максимально возможного уклона пути, а для плавучих кранов учитывается максимальный крен. Для этого расчетного случая металлические конструкции и детали механиз-

мов рассчитывают на *прочность* с обеспечением заданного запаса прочности. По этому же расчетному случаю проводится также проверка *грузовой устойчивости* крана.

Нагрузка от собственного веса крана и его элементов должна определяться по конструкторской документации или по результатам взвешивания.

III расчетный случай — *нерабочее состояние машины* на открытом воздухе при отсутствии груза и при неподвижных механизмах. При этом на машину кроме ее собственного веса действует предельная ветровая нагрузка при рабочем состоянии машины, а иногда нагрузки, вызываемые снегом, обледенением или температурным воздействием. По этому случаю действия нагрузок производят расчет на *прочность* металлических конструкций, деталей противоугольных устройств кранов, тормозных устройств, тележек, механизмов изменения вылета стрелы, опорно-ходовых и опорно-поворотных устройств по сниженным значениям коэффициента запаса прочности.

Нормативная нагрузка от веса снега определяется по горизонтальной проекции воспринимающей поверхности, и для средней полосы европейской части СССР и Сибири ее принимают равной 10^3 Па. Толщину обледенения на оттяжках, канатах и решетчатых элементах металлоконструкций принимают равной 1—1,2 см при удельном весе льда 9 кН/м^3 . Перегрузки от снега и обледенения при расчете не учитываются. Снеговую и ветровую нагрузки одновременно не учитывают. Нагрузки, вызываемые температурными изменениями окружающей среды, указываются в технических заданиях на проектирование крана и учитываются только при расчетах статически неопределимых конструкций. Допускается принимать интервал колебаний температур $\pm 40^\circ \text{C}$.

По этому расчетному случаю проводят также проверку *собственной устойчивости* крана. При определении действующих нагрузок положение стрелы, поворотной части и грузовой тележки принимают наиболее опасным, т. е. создающим наибольшие нагрузки в рассчитываемых элементах.

При монтаже и перевозке кранов кроме указанных выше нагрузок возникают монтажные и транспортные нагрузки, которые необходимо учитывать при проверочном расчете, а также при составлении проекта монтажа и выборе мест расположения опор и способов крепления перевозимых элементов кранов. Эти нагрузки в ряде случаев могут оказаться весьма значительными и существенно отличаться от рабочих нагрузок. При этом элементы конструкции, не являющиеся рабочими при эксплуатации, при монтаже могут оказаться рабочими, растянутые элементы могут стать сжатыми и т. д.

Расчет деталей на сопротивление усталости, износ и нагрев (I расчетный случай) производят по эквивалентным нагрузкам, т. е. по таким нагрузкам стационарного режима, которые вызывают ту же степень усталостного повреждения детали в течение рассматриваемого срока службы, как и фактически дей-

ствующая нагрузка нестационарного режима. Эквивалентная нагрузка определяется по графикам загрузки механизма во времени, построенным с учетом действительного режима работы. Общий срок службы деталей назначают в зависимости от группы режима работы и для расчета можно пользоваться данными табл. 4.

При отсутствии графиков действительной загрузки механизмов можно пользоваться усредненными графиками использования механизмов по грузоподъемности (рис. 46), построенными на основе обобщения опыта эксплуатации различных грузоподъемных машин.

Эквивалентная нагрузка $G_{\text{экв}} = k_d G_{\text{max}}$ или $M_{\text{экв}} = k_d M_{\text{max}}$, где G_{max} и M_{max} — максимальная расчетная нагрузка (сила или момент), учитываемая в расчете на сопротивление усталости по I расчетному случаю; $k_d = k_G k_T k_{\text{тр}}$ — коэффициент долговечности; k_G — коэффициент, учитывающий переменность нагрузки во времени:

$$k_G = \sqrt[m]{\sum \left(\frac{G_i}{G_{\text{max}}} \right)^m \frac{N_i}{N_p}},$$

где m — показатель степени уравнения кривой усталости Велера. При расчете на контактную усталость принимается $m=3$, а при расчете на усталость по изгибу, кручению, растяжению и сжатию $m=9$. Средние значения коэффициента переменности нагрузки для различных механизмов мостовых кранов общего назначения приведены в табл. 8.

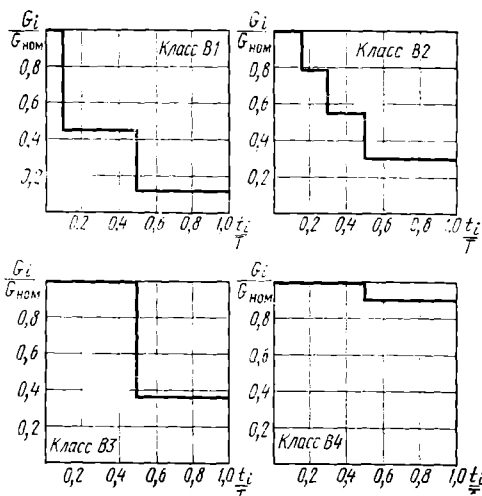


Рис. 46. Типовые графики нагружения

Таблица 8. Значения коэффициента переменности нагрузки k_G

Показатель степени в уравнении кривой усталости Велера	Механизм подъема	Механизм передвижения	
		тележки	
3	0,55	0,65	0,60
9	0,75	0,80	0,75

Величины G_i и N_i — соответственно текущая нагрузка и число циклов ее действия, принимаемые по графику фактического использования механизма за расчетный срок службы; N_p — суммарное число циклов нагружения за расчетный срок службы;

Таблица 9. Значение базы испытаний

Расчет	Детали	N_0
На изгиб или кручение	Валы	$4 \cdot 10^6$
	Зубья зубчатых колес	$4 \cdot 10^6$
	Вал с напрессованной деталью	10^7
	Вал при поверхностном упрочнении	$5 \cdot 10^6$
По контактным напряжениям	Зубья зубчатых колес	10^7

$k_T = \sqrt[m]{N_p/N_0}$ — коэффициент, учитывающий срок службы детали; N_0 — база испытаний (число циклов нагружения), принимаемая по табл. 9.

При расчете на *контактную прочность* деталей механизма передвижения

$$N_p = 30 T n_p,$$

а при расчете на *кручение* деталей механизма подъема и передвижения

$$N_{pk} = 60 T h',$$

где n_p — частота вращения детали, об/мин: для механизмов подъема $n_p = 0,9 n_{ном}$ и для механизмов передвижения

$$n_p = n_{ном} \sqrt[3]{0,01 ПВ};$$

$n_{ном}$ — частота вращения при установившемся движении; T — суммарное время работы механизма за полный срок службы, определяемое по уравнению (3); h' — число включений механизма в минуту машинного времени, принимаемое для кранов

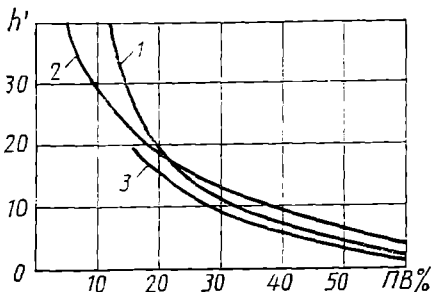


Рис. 47. Число включения h' в минуту для механизмов кранов общего назначения:

1 — подъема; 2 — передвижения тележки; 3 — передвижения крана

нов общего назначения по данным рис. 47 при различных значениях относительной продолжительности включения; $k_{тр} = 1/\sqrt[m]{a}$ — коэффициент тренировки, где a — параметр, зависящий от материала и соотношения уровней напряжений, определяемый экспериментально. При отсутствии кратковременных пиковых перегрузок, вызываемых динамическими явлениями, $a = 1$ и $k_{тр} = 1$. При наличии кратковременных перегрузок высокого уровня

$$a = 1,35 + 0,5 \lg \delta_n,$$

где $\delta_n = N_n/N_p$ — коэффициент относительной продолжительности пиковой нагрузки с числом циклов нагружения, равным N_n .

Расчет на сопротивление усталости при числе циклов переменных напряжений $N_n > 2 \cdot 10^6$ ведут по длительному пределу

выносливости; при $N_d < 2 \cdot 10^6$ — по ограниченному пределу выносливости; при $N_d < 10^5$ расчет на сопротивление усталости не производится.

При расчете деталей общего назначения необходимо учитывать особенности их работы в грузоподъемных машинах. Так, при расчете валов, соединяемых зубчатыми муфтами, следует учитывать изгибающий момент, возникающий от трения между зубьями муфты, увеличивающий общую нагрузку, который принимается действующим в плоскости, проходящей через оси валов, и равным 0,1 номинального крутящего момента, передаваемого муфтой.

Максимальное значение расчетной силы или расчетного момента:

$$G_{\max} = k G_{\text{ном}} \text{ и } M_{\max} = k M_{\text{ном}}, \quad (4)$$

где $G_{\text{ном}}$ и $M_{\text{ном}}$ — сила и момент сопротивления, определяемые при работе механизма с номинальным грузом; k — расчетный коэффициент перегрузки, принимаемый в зависимости от типа механизма: для механизмов подъема $k = 1,1$; для механизмов передвижения и поворота значения k принимают в зависимости от типа электродвигателя.

Тип двигателя	k
Крановый короткозамкнутый	3,0
Крановый постоянного и переменного тока с фазным ротором	2,5
Асинхронный двигатель общепромышленного типа	1,7

При числе циклов нагружения $N_d \geq 10^5$ зубчатые передачи грузоподъемных машин рассчитывают на сопротивление усталости рабочей поверхности зубьев, а при $N_d < 10^5$ — на прочность под действием максимальной нагрузки, возникающей в процессах пуска и торможения, по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения поверхности зуба и разрушения зуба от изгиба.

Для подшипников качения подъемно-транспортных машин наиболее опасным состоянием является восприятие ими нагрузок без вращения, что приводит к появлению остаточных деформаций (лунки на беговых дорожках), трещинам, разрушению деталей подшипников. Подшипники, находящиеся под нагрузкой без вращения, а также подшипники, работающие с частотой вращения $n < 1$ об/мин (например, упорный подшипник грузового крюка, подшипники в опорах колонн кранов, на колонне и т. п.), подбирают по статической грузоподъемности, приведенной в каталоге на подшипники качения. Так же подбирают и подшипники, которые длительное время воспринимают нагрузку в условиях статического воздействия, даже если они некоторое время работают при $n > 1$ об/мин. При частоте вращения $n > 1$ об/мин расчет подшипников ведут на долговечность по их динамической грузоподъемности, приведенной в каталоге, причем для подшипников, работающих при частоте вращения 1—10 об/мин, принима-

ют $n=10$ об/мин. Расчет на долговечность подшипника, работающего при переменном режиме нагружения, проводят по условной, постоянной по значению эквивалентной нагрузке, вызывающей усталостные повреждения того же порядка, что и сумма всех переменных фактических нагрузок. Эквивалентная нагрузка определяется с учетом фактического или усредненного графика работы механизма (см. рис. 46) в зависимости от группы режима работы:

$$G_{\text{экв}} = \sqrt[3]{G_1^3 \frac{n_1}{n} \frac{t_1}{T} + G_2^3 \frac{n_2}{n} \frac{t_2}{T} + \dots + G_i^3 \frac{n_i}{n} \frac{t_i}{T}},$$

где $G_1, G_2, \dots, G_i$ — постоянные приведенные нагрузки на подшипник при различной массе транспортируемого груза, действующие соответственно в течение времени $t_1, t_2, \dots, t_i$ за срок службы, при соответственной частоте вращения $n_1, n_2, \dots, n_i$; T — общий расчетный срок службы подшипника, ч; n — частота вращения детали при установившемся режиме для движения, длящегося наиболее долго.

Для механизмов с электродвигателем постоянного тока, частота вращения которого существенно зависит от нагрузки, необходимо по характеристике двигателя установить значение частоты вращения, соответствующей каждой из нагрузок. Для механизмов с приводом от электродвигателя переменного тока, мало меняющего частоту вращения при изменении нагрузки, с достаточной степенью точности можно считать частоту вращения, не зависящую от нагрузки, и принимать в расчетах частоту вращения двигателя при номинальной нагрузке. Колебания частоты вращения в периоды неустановившегося движения не учитываются.

Наибольшая нагрузка на подшипник G_{max} определяется с учетом динамических нагрузок по уравнению (4). Для расчета подшипников по статической грузоподъемности принимают максимальные нагрузки рабочего и нерабочего состояния машины (II и III расчетные случаи); для расчета на долговечность принимают нормальные нагрузки рабочего состояния (I расчетный случай). Динамическая приведенная нагрузка, по которой подбирают подшипник,

$$G_{\text{II}} = G_{\text{экв}} k_6 k_{\text{тем}},$$

где k_6 — коэффициент безопасности, учитывающий влияние динамических усилий, возникающих в различных механизмах, на долговечность подшипника качения.

Типы машин и механизмов

k_6

Механизмы ручных кранов, кошки и ручные лебедки, приводы ленточных конвейеров и роlikоопоры. Приводы управления	1,0
Механизмы подъема всех кранов, электротали и монорельсовые тележки, лебедки с механическим приводом, приводы лифтов, эскалаторов и элеваторов	1,2
Механизмы передвижения тележек. Механизмы поворота кранов и изменения вылета стрелы	1,3

Механизмы передвижения кранов. Ходовые колеса тележек, опоры механизмов поворота кранов, приводы подвесных конвейеров и каретки, приводы пластинчатых и скребковых конвейеров, механизмы передвижения вилочных погрузчиков и вагонеток	1,4
Ходовые колеса кранов	1,5
Инерционные и вибрационные конвейеры	1,6

$k_{\text{тем}}$ — температурный коэффициент, принимаемый по следующим рекомендациям:

Рабочая температура подшипника, °С	100	125	150	175	200	225	250
Коэффициент $k_{\text{тем}}$	1	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

Динамическая грузоподъемность S зависит от размеров и конструкции подшипника и соответствует ресурсу подшипника $N_{\text{п}} = 10^6$.

При требуемой долговечности подшипника T , ч, и частоте вращения n , об/мин, номинальная долговечность L , млн. циклов, выражается формулой

$$L = \frac{60n}{10^6} T$$

При этом требуемая динамическая грузоподъемность

$$C_{\text{тр}} = G_{\text{п}} \sqrt[m]{L}$$

где $G_{\text{п}}$ — динамическая приведенная нагрузка; m — показатель степени кривой усталости Велера: для шарикоподшипников $m=3$, для роликоподшипников $m=3,33$.

По каталогу на подшипники качения подбирается необходимый подшипник так, чтобы его динамическая грузоподъемность была равна или больше требуемой динамической грузоподъемности $C_{\text{тр}}$.

В подъемно-транспортном машиностроении широко применяются выпускаемые промышленностью редукторы различных типов, например цилиндрические горизонтальные двухступенчатые крановые редукторы типов Ц2, Ц2У, РЦД, РМ; трехступенчатые горизонтальные цилиндрические редукторы типа Ц3У; одноступенчатые горизонтальные цилиндрические редукторы типов РЦ1 и ЦУ; коническо-цилиндрические редукторы: двухступенчатые (с одной цилиндрической ступенью) типа КЦ1 и трехступенчатые (с двумя цилиндрическими ступенями) типа КЦ2; вертикальные трехступенчатые цилиндрические редукторы типов ВК, ВКУ, В400, а также глобоидные крановые мотор-редукторы типа ПК-5, состоящие из фланцевого электродвигателя, тормоза и редуктора, объединенных в один блок; глобоидные редукторы типа РГС-160 для механизмов подъема лифтов.

Выбор редуктора производится в соответствии с указаниями отраслевых нормалей на редукторы по расчетной мощности, которая должна быть равна или меньше мощности редуктора, указанной в нормали при соответствующей частоте вращения.

При расчете прочности и устойчивости грузоподъемных машин, работающих на открытом воздухе, надо учитывать ветровую нагрузку, которая согласно ГОСТ 1451—77 «Краны грузоподъемные. Нагрузка ветровая. Нормы и метод определения» подразделяется на *ветровую нагрузку рабочего состояния* (при действии этой нагрузки кран должен нормально работать) и на *нагрузку нерабочего состояния*. Нагрузка рабочего состояния учитывается **при расчете металлоконструкций, механизмов, тормозов, мощности двигателя, собственной и грузовой устойчивости кранов**. За ветровую нагрузку на кран в его рабочем состоянии принимается предельная ветровая нагрузка, при которой обеспечивается нормальная эксплуатация крана с номинальным грузом. Предельная ветровая нагрузка нерабочего состояния учитывается при расчете металлоконструкций, механизмов поворота и передвижения, изменения вылета стрелы, осей и валов ходовых колес, противоугонных устройств и собственной устойчивости крана.

Ветровая нагрузка на кран определяется как сумма статической и динамической составляющих. Статическая составляющая, соответствующая установившейся скорости ветра, учитывается во всех случаях расчета. Динамическая составляющая, вызываемая изменением скорости ветра, учитывается только при расчете на прочность металлических конструкций и при проверке устойчивости кранов против опрокидывания. Для башенных кранов значение динамической составляющей определяется по ГОСТ 13994—81, а в остальных случаях — по нормам проектирования.

Статическая составляющая F ветровой нагрузки, действующая на элемент конструкции или на груз, определяется по формуле

$$F = pA, \quad (5)$$

где p — распределенная ветровая нагрузка на элемент конструкции или груза площадью A в данной зоне высоты:

$$p = qkcn, \quad (6)$$

где q — динамическое давление ветра на высоте до 10 м над поверхностью земли: это давление связано с плотностью воздуха $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$ и его скоростью v зависимостью $q = \rho v^2 / 2$ (при расчете скорость ветра принимается направленной параллельно поверхности земли); k — коэффициент, учитывающий изменение динамического давления в зависимости от высоты расположения элемента над поверхностью земли:

Высота над поверхностью, м	10	20	40	60	100	200	350 и выше
k	1,0	1,25	1,55	1,75	2,1	2,6	3,1

(для тросовых оттяжек и канатов полиспастов значение коэффициента k допускается принимать постоянным и определять его для уровня, соответствующего точке, расположенной на расстоянии $1/3$ их длины от верхней точки их крепления к элементу крана); c — коэффициент аэродинамической силы (коэффициент лобового

сопротивления), значение которого принимается по данным ГОСТ 1451—77 в зависимости от конструктивных особенностей элементов крана, коэффициента заполнения ферм и степени их перекрытия другими элементами (затененность), от размеров элементов, направления скорости ветра; n — коэффициент перегрузки: при определении ветровой нагрузки рабочего состояния $n=1$, а при определении ветровой нагрузки нерабочего состояния при расчете конструкции крана по методу предельных состояний $n=1,1$ и при расчете по методу допускаемых напряжений $n=1$, если в нормах на проектирование данного крана не заданы другие значения этого коэффициента.

Расчетная площадь A элемента металлоконструкции принимается по рекомендациям ГОСТ 1451—77 в зависимости от конфигурации и расположения элемента. Расчетная площадь A груза определяется по заданным размерам груза или приближенно по его массе:

Масса груза, т	0,5	1,0	2,0	5,0	10	20	50	100
Площадь груза A , м ²	2,0	2,8	4,0	7,1	10	16,0	25,0	36,0

Минимальное значение ветровой нагрузки на груз при расчете принимается 500 Н.

Расчетная площадь грузовых и ходовых тележек, лебедок, аппаратных шкафов, балластных плит противовесов, грузовых подвесок, кабин управления и т. п. определяется как проекция наружного контура на плоскость, перпендикулярную направлению скорости ветра. При этом принимают коэффициент аэродинамической силы $c=1,2$.

Динамическое давление ветра q на высоте 10 м над поверхностью земли для рабочего состояния крана принимается с учетом его назначения по следующим рекомендациям:

Краны	q , Па
Строительные, монтажные, для полигонов железобетонных изделий, штучных грузов, а также стреловые самоходные общего назначения	125
В речных и морских портах	250
Работающие без перерыва	500

Если предельная ветровая нагрузка рабочего состояния, действующая на груз или элемент крана, ограничена условиями безопасности ведения работ, то допускается принимать значение динамического давления q в соответствии с техническими заданиями на проектирование, но не ниже 50 Па. При отсутствии дополнительных требований, предусмотренных техническим заданием на проектирование крана, ветровая нагрузка рабочего состояния, учитываемая при определении мощности приводных двигателей крановых механизмов, не должна превышать 70% от статической составляющей ветровой нагрузки на кран или на соответствующий элемент крана или груз. При определении ветровой нагрузки на груз коэф-

коэффициент аэродинамической силы c принимается равным единице; коэффициент k при этом берут по максимальной высоте подъема груза.

Динамическое давление q на высоте 10 м над поверхностью земли для нерабочего состояния крана принимается в зависимости от района на территории СССР в соответствии с ГОСТ 1451—77. Вся территория Советского Союза разделена на семь районов, где динамическое давление принимают равным 270, 350, 450, 550, 700, 850, 1000 Па. В том случае, если район установки крана точно неизвестен, динамическое давление q допускается принимать равным 450 Па, что соответствует третьему району.

§ 3. Допускаемые напряжения

В подъемно-транспортном машиностроении при расчете механизмов применяют *дифференциальный метод определения допускаемых напряжений*: на каждую деталь в зависимости от степени ее ответственности и режима работы механизма в конкретных условиях ее использования устанавливают соответствующий коэффициент запаса прочности. При назначении коэффициентов, обеспечивающих в совокупности общий запас прочности, учитываются условия безопасности людей, сохранности груза и оборудования и целостности машины. На элементы машин, повреждения которых могут вызвать падение груза, опрокидывание крана и т. п., назначают повышенные коэффициенты запаса прочности. Кроме того, при определении коэффициента запаса прочности учитывают специфику работы механизма грузоподъемной машины в условиях повторно-кратковременного режима с большой частотой переключения. Это особенно важно при расчетах конструкций на сопротивление усталости. При расчетах на прочность необходимо учитывать влияние ударных нагрузок, появляющихся при резких пусках и остановках, при отрыве груза от опоры, при отсутствии предварительного натяжения каната и т. п.

Расчет элементов машин на прочность проводят по основному уравнению прочности

$$[\sigma] = \sigma_{\text{пр}} / n \geq \sigma, \quad (7)$$

где $[\sigma]$ — допускаемое напряжение, $\sigma_{\text{пр}}$ — предельное напряжение материала при данном напряженном состоянии. При расчете элементов из пластических материалов $\sigma_{\text{пр}} = \sigma_{\text{т}}$, где $\sigma_{\text{т}}$ — предел текучести; при расчете деталей из хрупких материалов $\sigma_{\text{пр}} = \sigma_{\text{в}}$, где $\sigma_{\text{в}}$ — предел прочности; n — коэффициент запаса прочности, принимающий значения n_{III} или n_{II} (табл. 10) в зависимости от расчетного случая; σ — фактическое напряжение, определяемое с учетом динамических нагрузок, но без учета концентрации напряжений.

Для расчета элементов машин по сопротивлению усталости используют условие

$$[\sigma_{\text{РК}}] = \sigma_{\text{РК}} / n_1 \geq \sigma_1,$$

Таблица 10. Коэффициенты запаса для элементов механизмов и металлоконструкций

Рассчитываемые элементы	Расчетные случаи		
	I	II	III
	n_I	n_{II}	n_{III}
Металлические стальные конструкции кранов	1,4	1,4	1,3
То же, при транспортировании жидкого металла	1,7	1,7	1,3
Металлические алюминиевые конструкции	1,6	1,6	1,5
Механизмы подъема груза, изменения вылета, ходовые и опорные части, противоугонные устройства, грузозахватные устройства, тормоза	1,6/1,8	1,6/1,8	1,4/1,6
Механизмы передвижения и поворота	1,4/1,6	1,4/1,6	—

Примечание. Цифры в числителе относятся к элементам из проката и поковки, в знаменателе — из стальных отливок.

где σ_{RK} — длительный предел выносливости при данном коэффициенте R асимметрии цикла и эффективном коэффициенте концентрации K ; $[\sigma_{RK}]$ — допускаемое напряжение; n_I — коэффициент запаса выносливости, принимаемый по табл. 10.

Если число циклов перенапряжений $\sum z_i$ (когда напряжения $\sigma_i > \sigma_{RK}$), которое испытывает деталь за расчетный срок службы, меньше или равно базе испытаний N_0 , соответствующей пределу выносливости σ_{RK} , расчет проводят по ограниченному пределу выносливости:

$$\sigma_{RK0} = \sigma_{RK} \sqrt[m]{\frac{N_0}{\sum z_i}},$$

где m — показатель степени кривой выносливости: принимаемый при расчете на изгиб деталей, изготовленных из улучшенных и нормализованных сталей, $m=6$; для деталей из закаленных сталей $m=9$; при расчете деталей на контактную прочность $m=3$.

В общем случае коэффициент запаса может быть представлен в виде

$$n = 1 + a_1 + a_2 + a_3.$$

Здесь величина a_1 учитывает влияние отказа рассчитываемого механизма (элемента) на работу машины, безопасность крановщика и людей, находящихся в зоне работы машины; величина a_2 учитывает возможную неоднородность материала, т. е. влияние внутренних дефектов материала и отклонение действительных размеров элемента от номинальных: для деталей, изготовленных литьем, a_2 имеет большее значение, чем для деталей, изготовленных из проката или поковки; величина a_3 учитывает погрешности расчета.

Для случаев особых нагрузок — транспортных, монтажных, при ударах об упоры, сейсмических и т. п. — коэффициент запаса $n_0 = 1,2$.

Методы расчета и значение коэффициента запаса прочности и выносливости особо ответственных деталей грузоподъемных машин, например канатов и цепей, регламентированы правилами Госгортехнадзора.

§ 4. Правила Госгортехнадзора

Грузоподъемные машины относятся к оборудованию повышенной опасности. Для обеспечения безопасных условий их эксплуатации установлен государственный технический надзор, осуществляемый Государственным комитетом по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору при Совете Министров СССР (Госгортехнадзор СССР) и его республиканскими и местными органами. Главными задачами Госгортехнадзора являются контроль за выполнением установленных требований по безопасному ведению работ и проведением профилактических мер по предупреждению аварий и производственного травматизма, а также обеспечение единства требований к мероприятиям по технике безопасности на предприятиях независимо от их территориального расположения и ведомственного подчинения.

В области надзора за безопасным ведением работ при устройстве и эксплуатации подъемных сооружений Госгортехнадзор проводит контроль за соблюдением правил устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов, лифтов, фуникулеров и подвесных канатных дорог; регистрацию подъемных сооружений и выдачу разрешений на их эксплуатацию; проведение технических освидетельствований подъемных сооружений; контроль за устранением предприятиями-изготовителями и монтажными организациями выявленных недостатков в конструкции подъемных сооружений, а также дефектов изготовления и монтажа; контроль за соблюдением установленных техническими нормами сроков планово-предупредительных и капитальных ремонтов подъемных сооружений.

При проектировании и эксплуатации грузоподъемных машин особое внимание обращается на повышение их надежности и соблюдение требований техники безопасности. Соблюдение норм и правил Госгортехнадзора [20, 21] является обязательным при проектировании, расчете и эксплуатации грузоподъемных машин. Правила и нормы Госгортехнадзора распространяются на все типы кранов и грузоподъемных устройств, за исключением грузоподъемных машин, установленных на морских и речных судах и других плавучих сооружениях (на которые распространяются специальные правила регистра СССР и речного регистра РСФСР), экскаваторов (если они не предназначены для работы с крюком, грейфером или подъемным электромагнитом) и других землеройных машин, а также специальных грузоподъемных машин, например на-

полных завалочных и посадочных машин, трубоукладчиков, электро- и автопогрузчиков.

В соответствии с правилами все вновь устанавливаемые грузоподъемные машины, на которые распространяются эти правила, а также съемные грузозахватные устройства до пуска в работу подлежат **техническому освидетельствованию**, при проведении которого необходимо убедиться, что машина находится в исправном состоянии, обеспечивающем ее безопасную эксплуатацию. Различают полное и частичное освидетельствование. *Полное техническое освидетельствование* состоит из осмотра машины, а также статического и динамического испытаний под нагрузкой. При *частичном техническом освидетельствовании* производится только осмотр грузоподъемной машины без испытания ее под нагрузкой. Полному техническому освидетельствованию подвергаются грузоподъемные машины перед их вводом в работу (первичное техническое освидетельствование) и в процессе эксплуатации периодически не реже одного раза в 3 года. Редко используемые краны, например краны, обслуживающие машинные залы электрических и насосных станций, используемые только при ремонте оборудования, должны подвергаться полному техническому освидетельствованию через каждые 5 лет. *Первичное освидетельствование* кранов, транспортируемых с завода-изготовителя на место эксплуатации в собранном состоянии, производится отделом технического контроля завода-изготовителя перед их отправкой. Грузоподъемные машины, находящиеся в эксплуатации, должны подвергаться *частичному периодическому освидетельствованию* через каждые 12 месяцев.

При осмотре устанавливают надежность каждого узла и элемента машины. Так, убеждаются в отсутствии трещин в элементах металлоконструкций; устанавливают степень износа зева крюка (при износе вертикального сечения крюка в зеве свыше 10% от первоначальной высоты сечения крюк бракуется; при меньшем износе допускается восстанавливать изношенное место наплавкой); легкость вращения крюка на его опоре, надежность стопорного устройства крюка; состояние и степень износа грузовых канатов, а также пригодность их к дальнейшей работе; надежность крепления каната; состояние механизмов и приборов обеспечения безопасности; наличие заземления и нулевой блокировки; состояние ограждений и перил, надежность противоугонных устройств и т. д. Состояние механизмов определяется без их разборки. Особое внимание уделяется механизмам подъема груза и стрелы как наиболее ответственным.

Статические испытания производятся с целью проверки прочности всей машины и ее отдельных элементов, а для передвижных стреловых кранов также с целью проверки их грузовой устойчивости под нагрузкой, на 25% превышающей номинальную грузоподъемность машины. Для статических испытаний, например, мостового крана его устанавливают над опорами подкрановых путей, а тележку — в положение, отвечающее наибольшему

прогибу моста. Крюк с грузом поднимают на высоту 200—300 мм и в таком положении выдерживают в течение 10 мин. Затем груз опускают и проверяют значение остаточной деформации металлоконструкции крана с помощью отвеса, подвешиваемого к крану на тонкой проволоке. Если отвес занимает прежнее положение, это свидетельствует об отсутствии остаточных деформаций и о нормальной работе металлической конструкции.

Первичное статическое испытание вновь изготовленных стреловых кранов производится при наименьшем и наибольшем вылетах стрелы с соответствующей для этих вылетов нагрузкой. Периодические испытания производятся только в положении, соответствующем наибольшей грузоподъемности крана. Краны, грузоподъемность которых не регламентируется размером вылета, испытываются при наибольшем вылете. При испытаниях стреловых кранов их поворотную часть устанавливают в положение, соответствующее наименьшей устойчивости крана. Результаты статических испытаний считаются удовлетворительными, если при выдержке груза на весу в течение 10 мин не наблюдается самопроизвольного опускания груза, нет остаточных деформаций, не обнаруживается потери устойчивости у стреловых передвижных кранов и нет повреждений грузоподъемных устройств.

Машина, выдержавшая статические испытания, подвергается динамическому испытанию с целью проверки действия механизмов и тормозных устройств. При этих испытаниях проводят подъем и опускание груза, масса которого на 10% превышает грузоподъемность машины (правила Госгортехнадзора допускают также проведение динамических испытаний при номинальной нагрузке), а также проверяют все механизмы машины при их раздельном действии.

Механизм подъема и опускания стрелы с грузом проверяется под нагрузкой, соответствующей наибольшему рабочему вылету стрелы. При этих испытаниях проверяется также действие конечных выключателей моста, тележки и т. д. Действие конечных выключателей механизма подъема груза и стрелы проверяется без груза.

Если механизмы машины, тормоза и концевые выключатели действуют исправно, то производится проверка действия ограничителя грузоподъемности, который должен срабатывать при плавном подъеме груза, масса которого на 10% превышает номинальную грузоподъемность.

Если на одном механизме грузоподъемной машины установлено два тормоза и более, то действие каждого тормоза проверяется в отдельности.

Съемные грузозахватные приспособления при освидетельствовании также подвергаются осмотру и испытанию нагрузкой, на 25% превышающей их номинальную грузоподъемность.

Все результаты освидетельствования заносятся в журнал, и разрешение на эксплуатацию машины дается только после получения удовлетворительных результатов осмотра и испытаний. При

наличии опасных дефектов, могущих стать причиной несчастного случая, работа грузоподъемной машины не разрешается.

Контроль за содержанием и безопасной эксплуатацией грузоподъемных машин осуществляется инспекцией Госгортехнадзора и инженером по техническому надзору, назначаемым администрацией предприятия, эксплуатирующего машины. Помимо инженерно-технического работника по надзору руководство предприятия назначает также ответственного за содержание грузоподъемных машин в исправном состоянии. В его подчинении находится персонал, обслуживающий краны (кроме стропальщиков).

Работы по закреплению грузов проводят стропальщики (такелажники, зацепщики), прошедшие специальное обучение и аттестованные квалификационной комиссией. Перед началом работы крановщик и стропальщик обязаны убедиться в исправности крана и грузозахватных устройств. При подъеме груза стропальщик должен следить, чтобы грузовые канаты находились в вертикальном положении: не разрешается подтаскивать груз при косом натяжении каната. Предварительно груз следует поднять на 200—300 мм и проверить равномерность натяжения стропов и надежность обвязки груза. Если масса поднимаемого груза близка к грузоподъемности крана, то груз следует поднять на 100 мм и выдержать в течение нескольких минут, чтобы убедиться в надежности строповки груза, исправности тормозов и устойчивости крана, и только после этого можно продолжать подъем и перемещение груза.

Права и обязанности лиц, работающих с грузоподъемными машинами, — инженерно-технических работников, осуществляющих надзор на предприятиях и в организациях за содержанием и безопасной эксплуатацией подъемных сооружений; лиц, ответственных за исправное состояние грузоподъемных кранов; лиц, ответственных за безопасное производство работ по перемещению грузов кранами различного типа; крановщиков, стропальщиков, обслуживающих краны, изложены в соответствующих инструкциях, разработанных и утвержденных Госгортехнадзором [20, 21].

В особо опасных случаях (работа под линией электропередачи, работа у котлована или траншеи, подъем груза двумя кранами, подъем крупногабаритных грузов с высоким расположением центра тяжести и т. п.) подъемно-транспортные операции могут производиться только под непосредственным руководством и наблюдением лица, ответственного за безопасное перемещение грузов кранами.

При производстве работ по подъему и перемещению грузов правилами Госгортехнадзора запрещается поднимать груз, масса которого превышает грузоподъемность машины или масса которого неизвестна, но имеются основания считать, что она может превысить номинальную грузоподъемность. Нельзя поднимать грузы, засыпанные землей, примерзшие к земле, укрепленные болтами или залитые бетоном, а также грузы, находящиеся в неустойчивом равновесии, подвешенные за один рог двурогого крюка, находящиеся в таре и заполняющие ее выше бортов. Не разрешается стропаль-

щику или подсобным рабочим находиться на перемещаемом грузе или под поднятым грузом.

Необходимую надежность и долговечность подъемно-транспортных машин можно обеспечить только квалифицированным, регулярным техническим обслуживанием. Электрооборудование кранов, включая устройство заземления, должно соответствовать Правилам устройства электроустановок (ПУЭ).

Глава III

ГРУЗОЗАХВАТНЫЕ ПРИСПОСОБЛЕНИЯ

§ 5. Крюки и петли

Наиболее широко применяемыми универсальными грузозахватными приспособлениями являются грузовые крюки и петли, к которым груз прикрепляется с помощью канатных или цепных строп. По форме крюки подразделяют на однорогие (рис. 48, а, в) и двурогие (рис. 48, б, г). Размеры крюков стандартизированы: для ме-

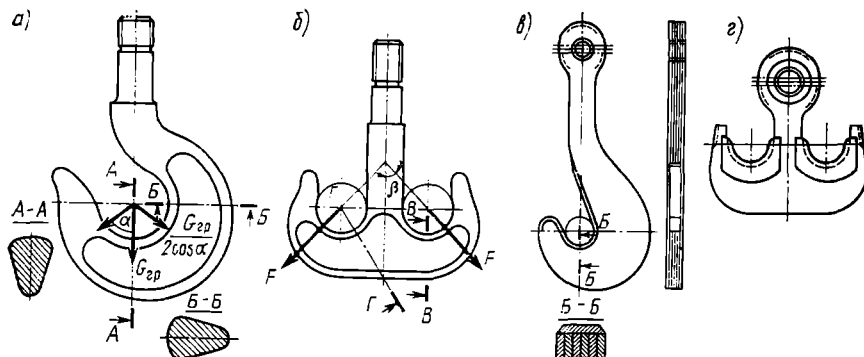


Рис. 48. Грузовые крюки:

а, б — кованные или штампованные; в, г — пластинчатые

ханизмов с ручным и машинным приводом — однорогие крюки по ГОСТ 6627—74, для механизмов с машинным приводом — двурогие по ГОСТ 6628—73. Форма крюков выбрана такой, чтобы обеспечить их минимальные размеры и массу при достаточной прочности, одинаковой во всех сечениях.

Грузовые крюки изготовляют ковкой или штамповкой из низкоуглеродистой стали 20, допускается изготовление крюков из стали 20Г. Применение высокоуглеродистой стали и чугуна недопустимо из-за малой пластичности материала и опасности внезапного излома крюка. Послековки или штамповки проводят нормализацию для снятия внутренних напряжений. Применение литых стальных крюков ограничено из-за возможности образования внутренних дефектов металла при литье. Однако в связи с развитием

средств дефектоскопии применение литых крюков становится все более перспективным, особенно для крюков большой грузоподъемности, для изготовления которых ковкой требуется мощное кузнечно-прессовое оборудование. Механической обработке подвергается только хвостовик крюка, на котором нарезается резьба — треугольная при грузоподъемности до 10 т и трапециевидная при большей грузоподъемности. С помощью этой резьбы крюк закрепляется на траверсе крюковой подвески.

После изготовления крюк испытывают на прочность под нагрузкой, превышающей его номинальную грузоподъемность на 25%. При испытании крюк выдерживают под нагрузкой не менее 10 мин; после снятия нагрузки на крюке не должно быть трещин, надрывов, остаточных деформаций. Заварка или заделка дефектов крюка не допускается.

При применении стандартного крюка (соответствующей номинальной грузоподъемности) расчет сечений крюка производить не требуется. Для крюка, отличающегося по своим размерам или форме от стандартного, требуется обязательно проводить расчет его тела как бруса большой кривизны [24]. В однорогом крюке наиболее опасным является сечение $B-B$ (рис. 48, а), работающее на изгиб и растяжение, для которого изгибающий момент от веса груза $G_{гр}$, приложенного в центре зева крюка, является максимальным. Сечение $A-A$ рассчитывают на изгиб и срез для случая подвеса груза на двух наклонных стропях под углом $\alpha=45^\circ$. В двуроге крюке (рис. 48, б) проверяются сечения $B-B$ и $\Gamma-\Gamma$ на изгиб и срез по расчетному усилию $F=1,2 G_{гр}/(2 \cos \beta)$, действующему на каждый рог крюка, где числовой коэффициент 1,2 учитывает возможную неравномерность распределения нагрузки. Нарезанную часть хвостовика рассчитывают на растяжение от силы $G_{гр}$. Запас прочности по пределу текучести при расчете крюка принимается равным 2 для крюков кранов 1—4-й групп режима работы и 2,25 для кранов 5-й и 6-й групп режима работы.

Грузовые крюки всех стреловых, монтажных и башенных кранов, а также кранов, перемещающих груз в контейнерах, бадьях и другой таре, навешиваемой на крюк с помощью скоб или других жестких элементов, снабжаются предохранительным замыкающим устройством (рис. 49), предотвращающим самопроизвольное выпадение съемного грузозахватного приспособления. При подвешивании груза на двурогие крюки чалочные канаты и цепи надо накладывать так, чтобы нагрузка на оба рога крюка распределялась равномерно.

Для кранов большой грузоподъемности применяют пластинчатые однорогие и двурогие крюки (см. рис. 48, в, г) по ГОСТ 6619—75, собираемые из отдельных элементов, вырезанных из листовой стали 20 или стали 16МС, соединенных между собой заклепками. Для равномерного распределения нагрузки между пластинами в зевах крюков помещают вкладыши из мягкой стали, внешняя поверхность которых имеет форму, обеспечивающую укладку строп без резких изгибов. Эти крюки легче кованных и не требуют для изготовления

мощного прессового оборудования. Кроме того, при разрушении одной из пластин ее можно заменить. Толщина пластин не менее 20 мм. При применении пластин разной толщины они располагаются симметрично относительно средней плоскости крюка.

Крюки соединяют с гибким грузовым элементом грузоподъемной машины или непосредственно, прикрепляя гибкий элемент к проушине крюка (при подвесе груза на одной ветви), или (при подвесе груза на нескольких ветвях гибкого элемента) с помощью крюковых подвесок. При достаточно жестких канатах и для преодоления потерь на трение в опорах блоков легкие подвески снабжают дополнительным грузом, обеспечивающим нормальное опускание пустого крюка.

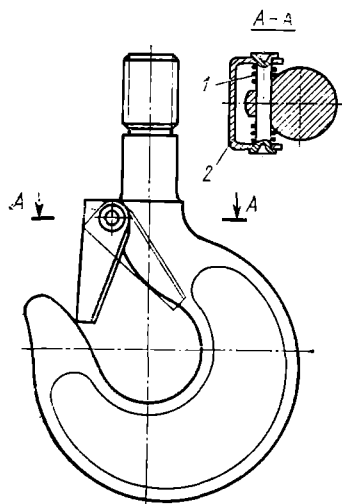


Рис. 49. Крюк с замком пружинного замыкания:
1 — пружина; 2 — защелка

Различают два типа крюковых подвесок — нормальные и укороченные. В нормальных подвесках (рис. 50, а) траверса, на которой укреплен крюк, соединяется с осью канатных блоков щеками, изготовленными из листовой или полосовой стали марки СтЗ, рассчитываемыми в сечении, ослабленном отверстием под цапфы траверсы, на растяжение по формуле Лямэ:

$$\sigma = \frac{G_{\text{гр}}}{4\delta r} \frac{R^2 + r^2}{R^2 - r^2} \leq [\sigma],$$

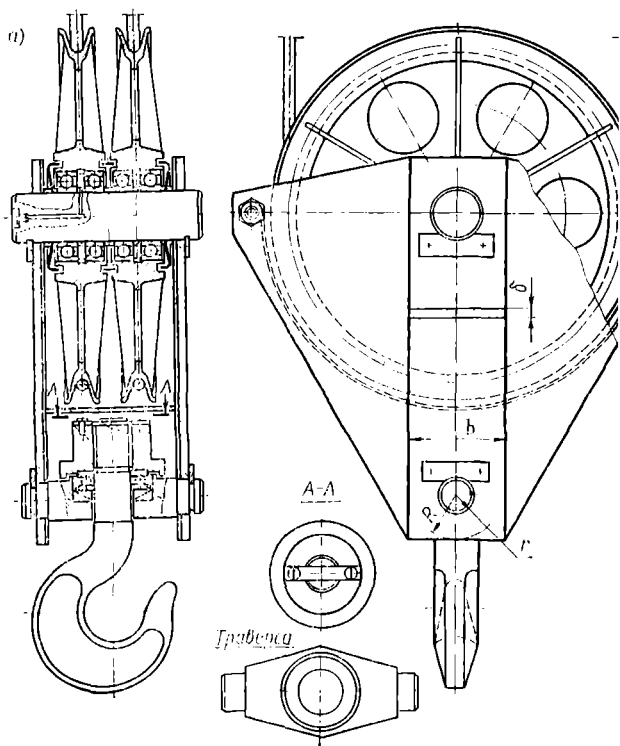
где $[\sigma] = \sigma_T / n$; $n = 3,5 \div 4$.

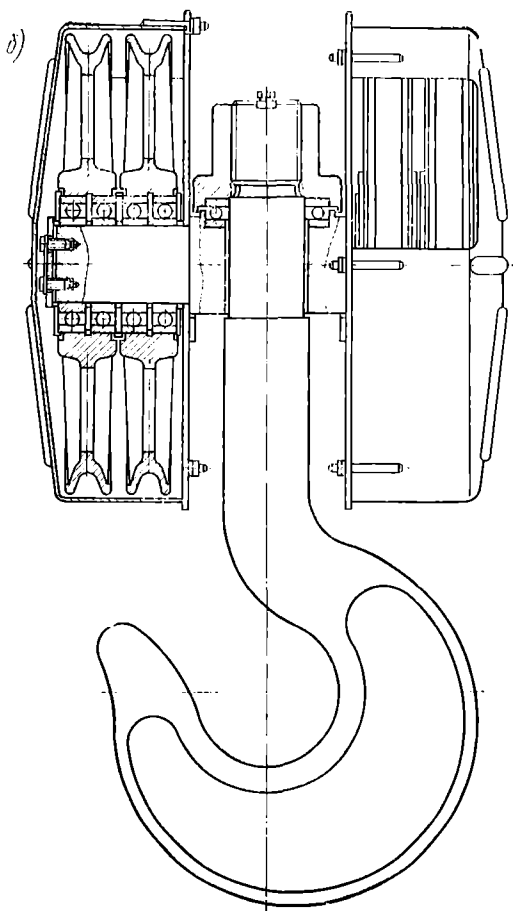
Траверса имеет на концах стопорные накладки, препятствующие ее осевому перемещению, позволяющие ей поворачиваться вместе с крюком относительно горизонтальной оси. Хвостовик крюка проходит сквозь отверстие в траверсе и закрепляется гайкой, опирающейся либо на сферическую шайбу (при грузоподъемности до 3,2 т), либо на упорный шарикоподшипник, как на рисунке (при большей грузоподъемности). Подшипники должны быть обеспечены смазкой и защищены от попадания грязи. Упорные подшипники по статической грузоподъемности выбираются по расчетной нагрузке, превышающей вес номинального груза на 25%. Чтобы не произошло самопроизвольного отвинчивания гайки, она должна быть законтрена стопорной планкой. Стопорение гаек крюков грузоподъемностью до 10 т вследствие малых размеров гайки разрешается производить с помощью штифтов или стопорных болтов. Использование шплинтов недопустимо во всех случаях.

В укороченных подвесках (рис. 50, б) блоки полиспаста размещаются на удлиненных цапфах траверсы. Укороченная крюковая подвеска позволяет осуществить подъем груза на несколько большую

Рис. 50. Крюковые подвески:

a — нормальная; *б* — укороченная





высоту, но ее можно применять только при четной кратности полиспаста. Траверса изготавливается из сталей 40 или 45 и рассчитывается на изгиб по среднему сечению, ослабленному отверстием для хвостовика крюка. Запас прочности по пределу текучести, учитывая сложную конфигурацию траверсы, принимается $n \geq 3$. Цапфы траверсы рассчитывают также на изгиб и проверяют по давлению между цапфой и щекой. Допускаемое давление не должно превышать 35 МПа во избежание задира поверхности при повороте траверсы. Для предохранения от выскакивания каната ручки блоков крюковой подвески (а также головных блоков стрел кранов) защищены кожухом, изготовленным из листовой стали толщиной не менее 3 мм (рис. 51). Радиальный зазор δ между ребрами блока и кожухом не должен быть более $0,3 d_k$, где d_k — диаметр каната. Кожухи крюковых подвесок имеют прорезы для прохода каната, их ши-

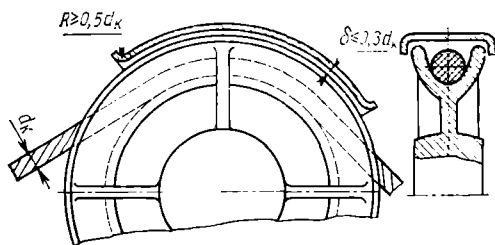


Рис. 51. Установка ограждения на канатном блоке

рому и длину выбирают так, чтобы исключить трение каната о кожух.

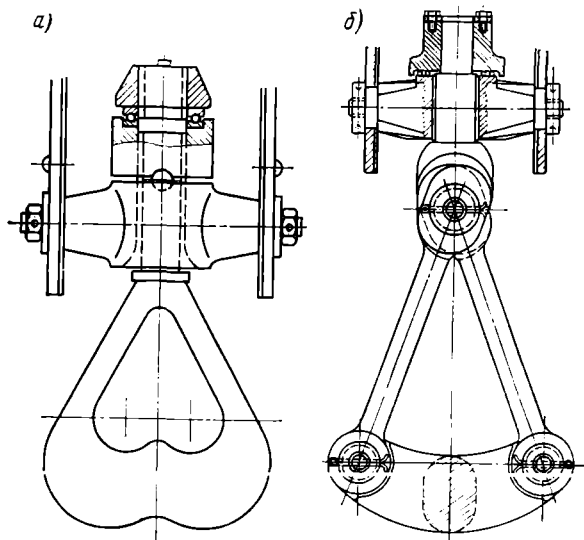


Рис. 52. Грузовые петли

Кроме грузовых крюков в грузоподъемных машинах применяются цельнокованные (рис. 52, а) и составные (рис. 52, б) грузовые петли. Форма и размер петель не стандартизованы и поэто-

му петли необходимо рассчитывать на прочность. При этом цельноконечные петли рассчитывают как жесткую раму (статически неопределимая система), а составные петли — как шарнирные системы; в последнем случае тяги проверяют на растяжение, поперечину — на изгиб и сжатие как криволинейную двухопорную балку. Шарниры составной петли проверяют на смятие и на изгиб осей. При проверке смятия на внутренней поверхности отверстия по формуле Лямэ допускаемое напряжение не должно превышать 100 МПа. Допускаемое напряжение от изгиба при изготовлении поперечины петли из низкоуглеродистых сталей (стали 20, Ст3) определяется при запасе прочности $n = 2,5 \div 3$. Петли имеют меньшие размеры и массу, чем крюки, рассчитанные на ту же грузоподъемность, так как в сечениях петлей действуют меньшие изгибающие моменты. Но в эксплуатации петли менее удобны: стропы приходится продевать в отверстие петли.

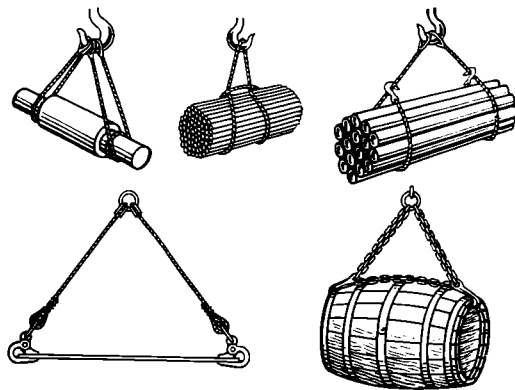


Рис. 53. Захват грузов стропами

Для обвязки груза при его прикреплении к крюку грузоподъемной машины применяются различные виды стропов (рис. 53), изготавливаемых, как правило, из *стальных канатов* или *сварных цепей*. Стропы из *пеньковых* или *хлопчатобумажных* канатов применяются для подъема груза массой не более 0,5 т. Во избежание повреждения транспортируемого изделия стропы из стальных канатов иногда покрывают пленкой из пластмассы или резины. Стропы следует накладывать на груз без узлов и петель: на острые ребра груза подкладывают специальные подкладки, предохраняющие стропы от перетиранья и излома.

§ 6. Специальные захваты

При работе грузоподъемной машины со штучными грузами для сокращения времени, затрачиваемого на их захватывание и осво-бождение, а также для уменьшения доли ручного труда применяют специальные клещевые захваты, подвешиваемые к крюку. Эти захваты должны соответствовать форме и размерам грузов. При конструировании стремятся обеспечивать надежность их действия, удовлетворять требованиям техники безопасности, предотвращать порчу груза при его захватывании; захваты должны иметь малые размеры и массу, быть удобными в эксплуатации и сокращать трудоемкость ручных операций.

Согласно правилам Госгортехнадзора применение клещевых и других фрикционных захватов для транспортирования ядовитых, взрывчатых грузов, а также сосудов, находящихся под давлением газа или воздуха, не допускается.

Клещевые захваты подразделяются на захваты для штучных грузов в таре или упаковке и на захваты для штучных грузов без

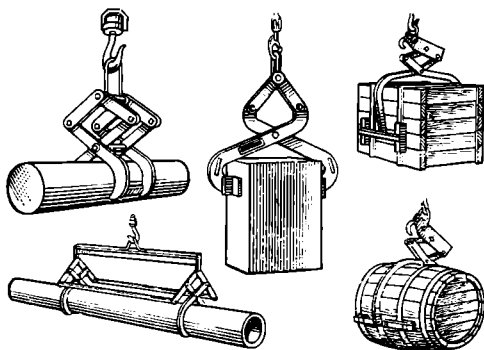


Рис. 54. Клещевые захваты

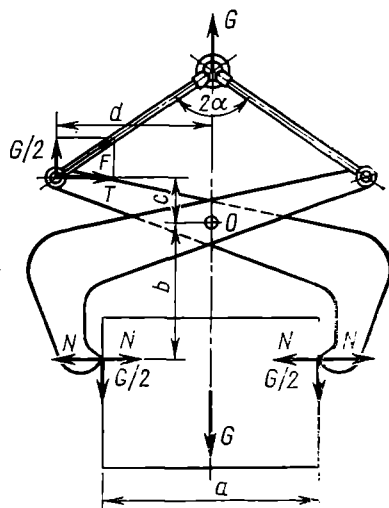


Рис. 55. Схема к расчету клещевого захвата

тары. В зависимости от степени автоматизации процесса захватывания и освобождения груза захваты подразделяют на полуавтоматические, обеспечивающие автоматический захват груза и освобождение вручную, и автоматические, обеспечивающие захват и освобождение груза без применения ручного труда. Захваты имеют рычажную систему в виде клещей (откуда происходит их название), свободные концы которых могут быть загнуты по форме груза или иметь специальные упоры или колодки, которыми они прижимаются к грузу и удерживают его силой трения между упором и грузом (фрикционные клещевые захваты). Примеры различного исполнения клещевых захватов показаны на рис. 54.

При расчете фрикционных клещевых захватов (рис. 55) исходят из предположения, что при подъеме груза сила трения между упорами клещей и грузом затягивает клещи, в результате чего возникает сжимающая сила

$$N = k \frac{G}{2f}$$

где $k=1,25\div 1,5$ — коэффициент запаса, учитывающий возможное изменение коэффициента трения и потери на трение в шарнирах рычажной системы; G — вес груза; f — коэффициент трения между грузом и упором в зависимости от материала груза, имеющий при стальных упорах следующие значения:

Груз	Гладкие упоры	Рифленные упоры
Сталь	0,12—0,15	0,2—0,25
Камень	0,2—0,28	0,4—0,5
Дерево	0,3—0,35	—

При симметричном захвате достаточно рассмотреть действие всех сил на одну половину захвата. Влиянием веса рычагов обычно пренебрегают. Сила, действующая в тяге захвата, $F=G/(2\cos\alpha)$. Из уравнения моментов всех сил, действующих на рычаг относительно точки O (рис. 55), имеем

$$\frac{G}{2} \cdot \frac{a}{2} + Nb = Tc + \frac{G}{2} d,$$

откуда после преобразований получаем соотношение между размерами элементов захвата:

$$\frac{a}{2} + \frac{kb}{f} = c \operatorname{tg} \alpha + d.$$

Это уравнение справедливо при выбранных для данной конструкции захвата значениях размеров a, b, c, d , при установленном угле α и при данном значении коэффициента трения f между грузом и упором клещей захвата.

На рис. 56, а показан простой эксцентриковый захват для транспортирования стальных листов в вертикальном положении. Захват подвешивается к крюку крана. В начале подъема эксцентрик, касающийся листа в точке A , благодаря силе трения поворачивается и прижимает лист к упору рамки захвата. Лист удерживается в захвате силами трения между листом и эксцентриком, а также между листом и упором рамки. С уменьшенным углом α (обычно в исходном положении $\alpha=10^\circ$) сила распора N , дейст-

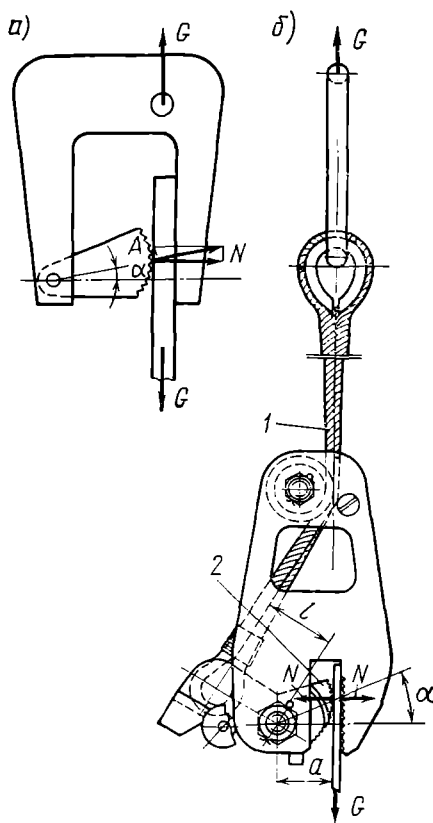
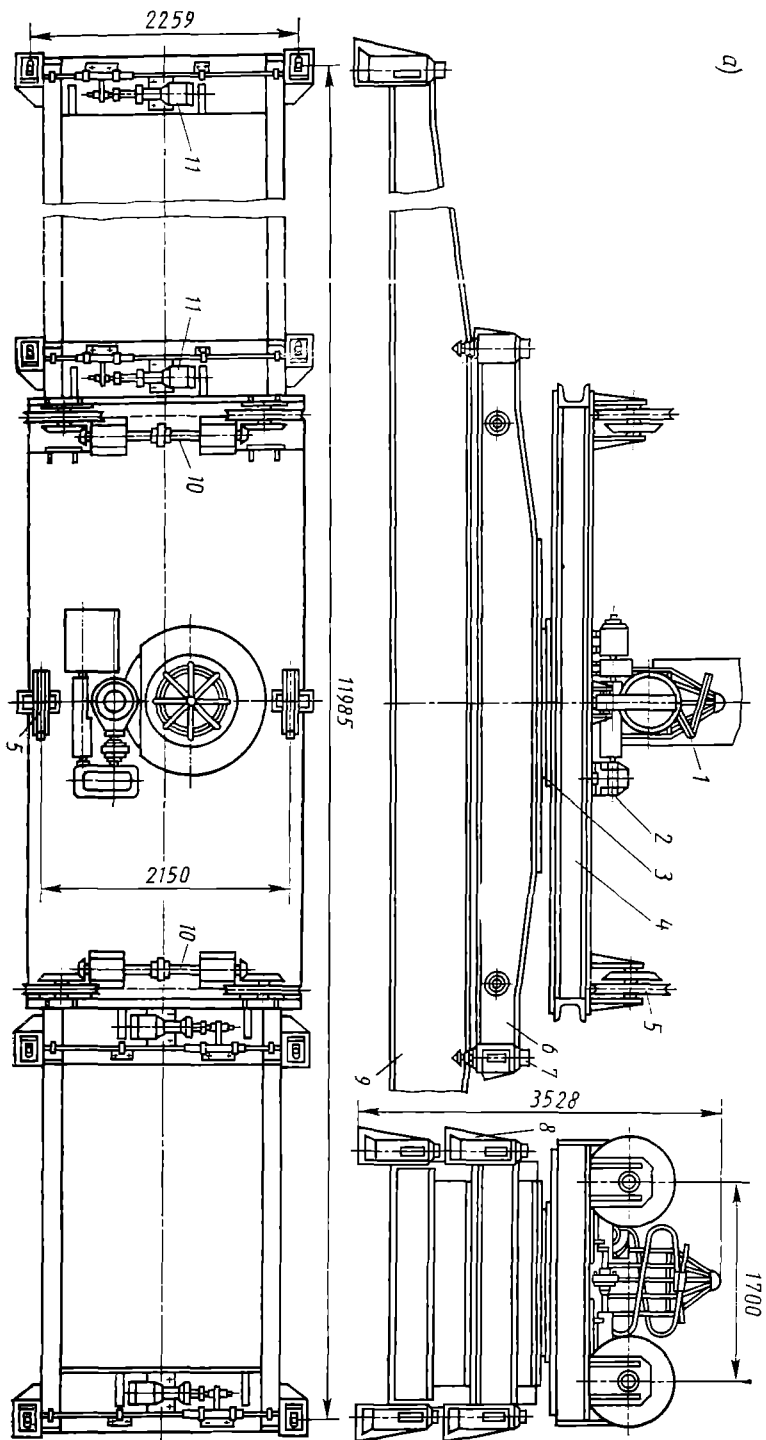


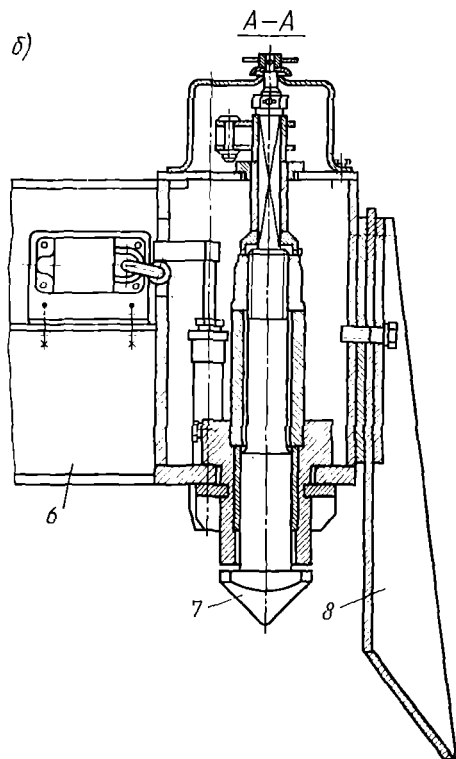
Рис. 56. Схемы эксцентриковых захватов:

а — простой; б — с усилением

a)



δ)



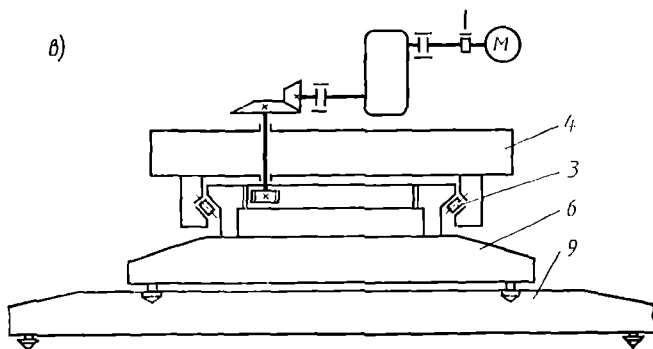


Рис. 57. Захват для контейнеров (спредер):
 а — общий вид; б — поворотный штырь; в — кинематическая схема

вующая нормально к листу, быстро возрастает, что обеспечивает надежное удерживание листа в захвате.

Самозажимный эксцентриковый захват для транспортирования листового материала (рис. 56, б) обладает повышенной надежностью, так как сила трения между эксцентриком и листом увеличивается благодаря действию гибкого элемента 1 на плече 1 на эксцентрик 2. Профиль эксцентрика определяют графоаналитическим методом, что позволяет обеспечить постоянный угол зажима листа независимо от его толщины. Из условия равновесия эксцентрика (пренебрегая потерями на трение на оси эксцентрика) имеем, что для самозатягивания листа эксцентриком под действием силы трения F_1 между листом и эксцентриком момент силы трения относительно оси шарнира эксцентрика должен быть не менее момента силы распора N , т. е. $F_1 a \geq N a \operatorname{tg} \alpha$. Так как $F_1 = N f_1$, то $f_1 = \operatorname{tg} \rho_1 \geq \operatorname{tg} \alpha$.

Отсюда условие самозатягивания листа эксцентриком $\alpha \leq \rho_1$, где ρ_1 — угол трения между эксцентриком и листом.

Лист удерживается силами трения между эксцентриком и листом (коэффициент трения f_1) и между листом и упором зажима (коэффициент трения f_2), т. е. условие удерживания поднятого груза $F_1 + F_2 \geq G$, где $F_2 = N f_2$, и отсюда необходимая сила распора $N = kG / (f_1 + f_2)$.

Спредеры — это специальные грузозахватные устройства, применяемые для перегрузки контейнеров. По углам контейнеров размещены специальные элементы — фитинги, используемые как опоры контейнеров при их штабелировании и как элементы для захвата контейнеров при их перегрузке. В каждом фитинге имеется по три отверстия: боковые и торцевые используются для застроповки контейнеров вручную, верхние отверстия служат для захвата контейнеров спредером с помощью поворотных штырей.

Спредер конструкции ВНИИПТМАШ (рис. 57) состоит из блочной рамы 4 прямоугольной формы, на которой расположены канатные блоки 5, огибаемые канатом механизма подъема спредера. Для предотвращения перекашивания и раскачивания спредера с контейнером в процессе перегрузки канатные блоки 5, расположенные вдоль коротких сторон рамы 4, заблокированы между собой попарно конической зубчатой передачей 10. Под блочной рамой 4 размещено опорно-поворотное устройство (ОПУ) 3 кранового типа. Поворот внутреннего кольца ОПУ осуществляется с помощью механизма поворота 2, состоящего из электродвигателя M , двухпарного зубчатого редуктора и конической зубчатой передачи (рис. 57, в). Угол поворота устройства в горизонтальной плоскости относительно основного положения может быть принят от 60 до 240°. К внутреннему кольцу ОПУ прикреплена прямоугольная грузозахватная рама 6, несущая по углам поворотные штыри 7 (рис. 57, а, б). После опускания спредера на контейнер штыри 7 входят в верхние отверстия фитингов и специальными механизмами 11, расположенными на грузозахватной раме, поворачиваются и сцепляются с фитингами. Механизмы поворота штырей выпол-

нены в виде пары винт — гайка, где винт непосредственно связан с валом электродвигателя, а гайка, перемещаясь по винту, действует на стержень, движущийся в направляющих и поворачивающий кронштейны штырей. Для повышения надежности механизм поворота снабжен контрольными устройствами, предотвращающими подъем контейнера, если какой-либо из штырей не повернулся

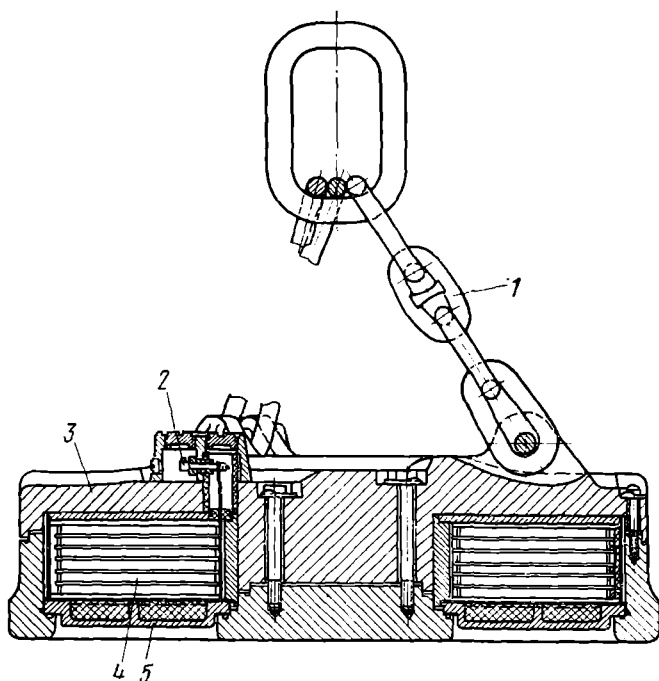


Рис. 58. Подъемный электромагнит типа М

и не занял рабочего положения. Для удобства работы рама 6 снабжена направляющими башмаками 8, охватывающими контейнер при посадке на него спредера.

Управление электродвигателями механизмов поворота рамы и штырей осуществляется из кабины крана с помощью кабеля, укладываемого при изменении высоты подъема спредера в спиральный желоб 1, расположенный в центре блочной рамы 4. Спредер рассчитан для работы с контейнерами типа 1С. Для работы с контейнерами большего размера типа 1А спредер снабжают дополнительной грузозахватной рамой 9, которая по конструкции аналогична раме 6, но имеет большие размеры по длине, соответствующие размерам контейнера типа 1А. Эта рама крепится к основной раме 6 с помощью штырей 7. Основные размеры и параметры спредеров регламентированы ГОСТ 23002—78. В ряде конструкций предусмотрены устройства, обеспечивающие наклон спредера на

угол до 10° при необходимости захвата наклонно стоящего контейнера.

Для подъема стальных и чугунных грузов широко применяются подъемные электромагниты (рис. 58) постоянного тока. Эти магниты подвешивают цепями 1 к крюку подъемного механизма. Питание постоянным током осуществляют с помощью гибкого кабеля, автоматически наматываемого и сматываемого со специального кабельного барабана при подъеме и опускании магнита и подключаемого к контактной коробке 2 электромагнита. Подъемные магниты состоят из стального корпуса 3, отлитого из малоуглеродистой стали марки 25Л-1, обладающей относительно высокой магнитной проницаемостью, внутри которого помещается обмотка 4. Снизу она защищена от повреждения листом 5 из марганцовистой стали или из латуни с малой магнитной проницаемостью.

Электромагниты выпускают круглой (типа М) или прямоугольной (типа ПМ) формы. Прямоугольные электромагниты обычно применяют для подъема длинных изделий (стальных балок, труб и т. п.). Для подъема очень длинных и тяжелых грузов применяют подвеску из нескольких магнитов на специальной траверсе. Магниты круглой формы применяют для работы с мелкими грузами разнообразной формы (скрап, чушки, стружка). Подъемные магниты выпускают грузоподъемностью от нескольких сотен килограммов до 30 т. Надо отметить, что грузоподъемность одного и того же магнита зависит от типа, формы и температуры груза. Так, с помощью электромагнита М42 диаметром 1670 мм можно поднять стальную плиту или болванку массой 16 т или 200 кг стальной стружки. Грузоподъемность электромагнитов сильно снижается при ухудшении магнитных свойств поднимаемых грузов (например, при повышении содержания марганца или никеля в стали) и при повышении температуры. При температуре материала выше 200°C подъемная сила электромагнита начинает уменьшаться и при температуре 700°C она практически становится равной нулю.

Применение подъемных электромагнитов позволяет избавиться от ручного труда при зачаливании груза, так как захват и освобождение груза при работе с магнитами происходят автоматически. Однако надо быть весьма осторожным при работе с магнитом. В зоне его действия запрещается пребывание людей, так как при внезапном прекращении подачи тока груз падает. Кроме того, имеется опасность падения отдельных частиц груза и при нормальной работе магнита.

Для транспортирования различного рода листового материала (сталь, цветные металлы, стекло и т. п.), а также различных коробок, ящиков и т. п. широко применяются вакуумные захваты (рис. 59), состоящие из металлического диска 4 с отверстием в центре и эластичного резинового герметизирующего кольца 5. Диск соединен гибким шлангом 1 с вакуумным насосом. Для захватывания диск накладывают на поверхность груза и поворотом крана 2 полость захвата подключают к вакуумному насосу. Рези-

новое кольцо предотвращает проникновение воздуха между плоскостями диска и груза. Благодаря шарниру 3, опирающемуся на плоскую пружину 6, захват обладает способностью самоустанавливаться на поверхности груза. Для освобождения груза шланг 1 перекрывается краном 2, управляемым вручную или с помощью электромагнитного привода. Вакуумный насос соединен с захватом через дополнительный резервуар, поэтому в случае непредвиден-

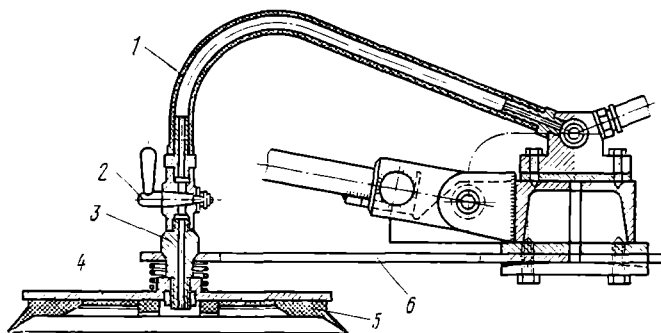


Рис. 59. Вакуумный захват

ного отключения насоса в полости захвата некоторое время еще сохраняется вакуум, позволяющий удерживать груз.

Вакуумные захваты имеют следующие преимущества по сравнению с подъемными электромагнитами: можно перемещать предметы из немагнитных материалов, например цветных металлов, камня, бетона, дерева, пластмасс, стекла; сокращается время на захват и транспортирование грузов; повышается безопасность проведения работ; значительно снижается масса захвата. Вакуумными захватами можно транспортировать листы с рифленой, волнистой, сильно корродированной поверхностью.

Преимуществами таких захватов являются также возможность равномерного распределения массы поднимаемого груза между несколькими захватами, подвешенными к траверсе, что позволяет избежать прогибов листового материала при транспортировании; удобство и быстрота закрепления груза; возможность автоматизации подъемно-транспортных операций. На подъем груза массой 1 кг требуется 1,2—1,3 см² активной площади вакуумного захвата, поэтому с помощью одного вакуумного захвата диаметром 608 мм можно поднимать груз массой до 1 т.

§ 7. Грузозахватные приспособления для сыпучих грузов

Для порционного транспортирования сыпучего груза применяют ковши, бады и грейферы. Бадьи (рис. 60) и ковши разгружают, опуская дно, раскрывая створки дна или опрокидывая ковш.

Загрузка бадей является одной из самых трудоемких операций, часто требующих применения ручного труда. Автоматизировать захватывание сыпучих грузов можно с помощью автоматических грузозахватных устройств — грейферов. При этом производительность операций существенно повышается, а использование ручного труда резко уменьшается или даже полностью исключается.

Грейферы широко используются для транспортирования шихты, скрапа, угля и других материалов, для подачи и уборки формовочной земли в литейных цехах и т. д. Грейферы по кинематическому признаку можно

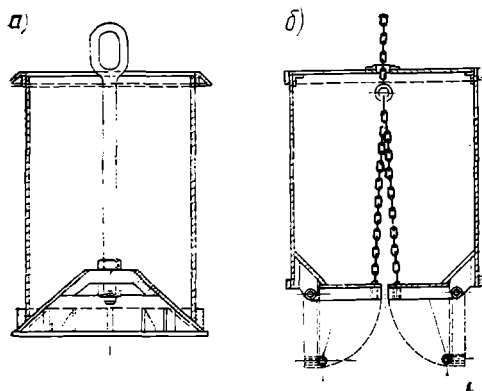


Рис. 60. Бадьи для сыпучего груза:

а — с опускающимся дном; б — с раскрывающимся дном

разделить на канатные, соединенные с приводными лебедками с помощью гибкого элемента — каната, и приводные, в которых механизм зачерпывания и опорожнения располагается непосредственно на грейфере. Канатные грейферы, в свою очередь, подразделяются на одноканатные и многоканатные. Одноканатные грейферы могут использоваться на обычных крюковых кранах, имеющих однобарабанный привод. Их

подвешивают к крюку крана или соединяют непосредственно с канатом механизма подъема (в последнем случае грейферы являются несъемными). Наиболее широко используются одноканатные съемные грейферы, позволяющие использовать кран как для работы с крюком, так и для работы с грейфером.

Грейфер (рис. 61) состоит из двух челюстей 5, соединенных шарнирно на нижней траверсе 8. Тяги 4 соединяют челюсти с верхней траверсой 2. Канатом 3 подвижная головка 6 соединяется с верхней траверсой 2 и со скобой 1, с помощью которой грейфер навешивается на крюк механизма подъема крана. В момент зачерпывания (рис. 61, а) головка 6 и траверса 8 связаны между собой захватами 7, укрепленными на траверсе 8. При подъеме скобы 1 происходит сближение траверсы 2 и головки 6. При этом челюсти, поворачиваясь вокруг осей шарниров на траверсе 8, внедряются в груз и зачерпывают его. После того как челюсти сомкнутся, грейфер в закрытом состоянии (рис. 61, б) перемещается к месту разгрузки и опускается на опорную поверхность (рис. 61, в); при этом захваты 7 раскрываются и головка 6 отсоединяется от нижней траверсы 8. Подъем скобы 1 вызывает подъем верхней траверсы 2, что приводит к раскрытию грейфера и его автоматическому опорожнению (рис. 61, г). Грейфер можно раскрыть и не опуская его. В этом

случае от запорного устройства опускается вниз тросик или цепь, за которую надо потянуть, чтобы захваты 7 отпустили головку 6 и дали возможность челюстям раскрыться.

Для кранов, специализирующихся на операциях с грейфером, применяют двух- и четырехканатные грейферы. В этом случае кран

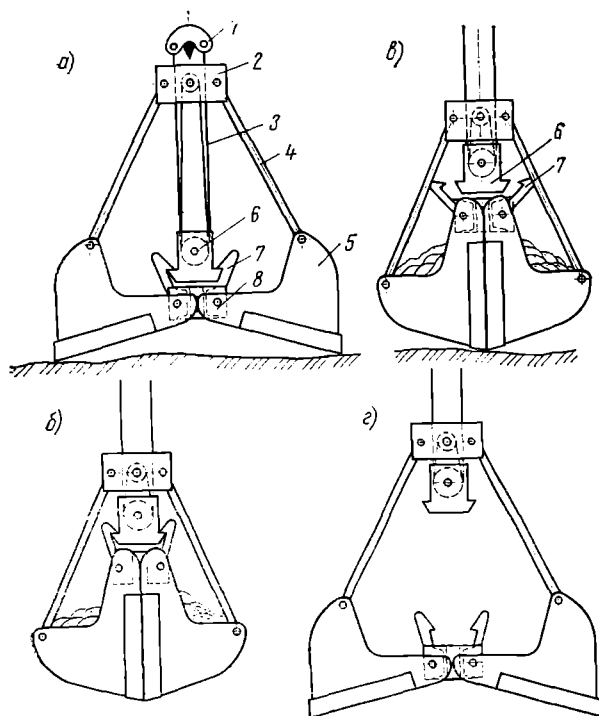


Рис. 61. Схема работы одноканатного грейфера

снабжают двумя механизмами для замыкающего и подъемного канатов. В кинематическом отношении двух- и четырехканатные грейферы идентичны, но в двухканатных грейферах канат образует простой полиспаст, а в четырехканатных — сдвоенный.

Двухканатные грейферы (рис. 62) можно использовать только при наличии специальной грейферной лебедки с двумя механизмами, барабаны которых имеют возможность независимого движения. Замыкающий канат 2, прикрепленный в точке А к нижней обойме, идет на барабан замыкающего механизма, а подъемный (поддерживающий) канат 1, прикрепленный в точке В верхней обоймы — на барабан подъемного механизма. Двухканатный грейфер работает следующим образом: при опускании замыкающего каната 2, пока канат 1 неподвижен, челюсти грейфера раскрываются под действием силы тяжести челюстей, траверсы и груза, находящегося в грейфере (положение 1), и груз высыпается из

грейфера. При опускании обоих канатов раскрытый грейфер опускается на груз (положение *II*), при этом механизмы лебедки обеспечивают одинаковую скорость опускания обоих канатов. Замыкание челюстей грейфера производится натягиванием замыкающего каната *2* при ослабленном и неподвижном подъемном канате *1*. Так как грейфер лежит на грузе, то при замыкании челюстей они врезаются в груз, который собирается внутри грейфера (положение *III*). При подъеме нагруженного грейфера подъемные и за-

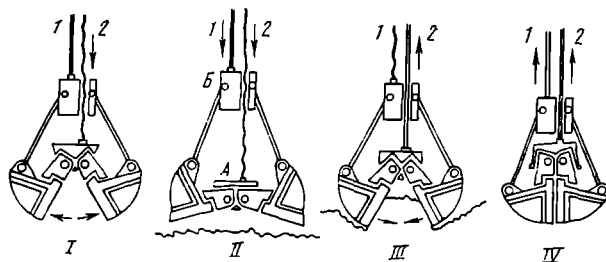


Рис. 62. Схема работы двухканатного грейфера

мыкающие канаты с одинаковой скоростью наматываются на соответствующие барабаны (положение *IV*). В таком виде грейфер переносится к месту разгрузки. Здесь ослабляют замыкающий канат и грейфер повисает на подъемном канате, а челюсти раскрываются и груз высыпается (положение *I*). Затем цикл работы повторяется сначала. В конструкциях грейферов подъемные канаты крепятся к верхней траверсе грейфера, а замыкающие канаты образуют полиспаст, связывающий нижнюю и верхнюю траверсы и увеличивающий силу врезания челюстей в груз.

Для работы с крупнокусковыми грузами (рудой, камнями, скрапом) широко применяются многочелюстные грейферы, клиновидные челюсти которых легко проходят между отдельными кусками груза, что обеспечивает хорошее заполнение грейфера.

Процесс зачерпывания грейферами сыпучего или кускового груза весьма сложен, относительно мало изучен и сопровождается сложными деформациями груза. Коротко этот процесс может быть описан следующим образом. Опущенный на груз грейфер под действием силы тяжести врежется в груз; ножевые кромки челюстей, перемещаясь в грузе, уплотняют его как с боков, так и под торцевой поверхностью лезвия. Затем под действием силы замыкающего каната начинается поворот челюстей, что одновременно приводит к их перемещению вниз. При этом из груза вырезается слой, объем которого ограничен контуром челюстей и глубиной внедрения в груз. Зубья на режущей кромке челюстей грейфера могут служить только для разрыхления слежавшихся или смерзшихся грузов и для работы с крупнокусковыми грузами. В других случаях зубья не только не способствуют лучшему заполнению объема грейфера, но даже уменьшают его.

Кривая зачерпывания (рис. 63) имеет вертикальный участок погружения челюстей в груз и криволинейный участок, образуемый при движении челюстей в грузе при их смыкании. Высота h_0 вертикального участка зависит от веса грейфера, скорости его опускания, от физико-механических свойств груза и от сил сопротивления при внедрении челюстей в груз. Эти силы, в свою очередь, зависят от толщины челюстей и длины их режущей кромки. Для очень плотных грузов вертикальный участок может быть очень мал. Форма криволинейного участка зависит от конструкций грейфера, от свойств груза и от сил сопротивления при смыкании челюстей. После погружения грейфера в груз его челюсти смыкаются, сжимающая груз и выдавливая его вверх.

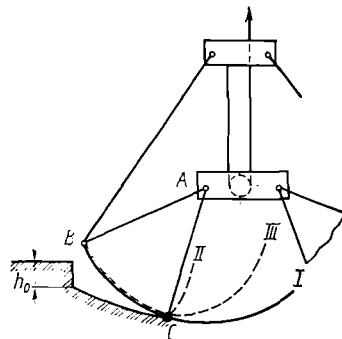


Рис. 63. Формы кривых зачерпывания

Если груз обладает небольшим сопротивлением врезанию, то челюсть поворачивается вокруг точки A на нижней траверсе под действием момента, создаваемого силой в тяге. Верхняя траверса грейфера при этом опускается и нож челюсти перемещается по кривой I . По мере зачерпывания увеличивается сопротивление движению челюсти и наступает такой момент, когда сила в тяге становится недостаточной, чтобы нож челюсти перемещался по кривой I . Тогда верхняя траверса грейфера останавливается, а нижняя траверса начинает подниматься, поворачивая челюсти вокруг точки B , и нож челюсти начинает двигаться по кривой II . При этом нож челюсти поднимается вверх, сопротивление зачерпыванию уменьшается, что дает возможность одновременного движения челюсти вокруг точек A и B (т. е. нож челюсти в реальных условиях движется по промежуточной кривой III). Чем меньше плотность груза и выше его сыпучесть, тем кривая III ближе к кривой I ; чем тяжелее груз, тем кривая III ближе к кривой II . Форма кривой зачерпывания в сильной степени зависит от собственного веса грейфера. Существенно улучшает процесс внедрения челюстей в груз применение так называемых вибрационных грейферов.

В некотором промежуточном положении челюстей грейфера (рис. 64) на грейфер действуют сила тяжести G , равная сумме сил тяжести нижней траверсы G_n , верхней траверсы G_v вместе с тягами и челюстями $G_{\text{ч}}$, зачерпнутого груза $G_{\text{гр}}$, причем $G_{\text{гр}}$ — переменная величина, изменяющаяся от нуля в начальном положении раскрытых челюстей до максимума при полностью замкнутых челюстях, а также сила замыкания R , действующая по касательной к кривой зачерпывания и равная реакции материала при зачерпывании (сила R должна быть больше силы сопротивления зачерпыванию, приведенной к кромке челюсти, иначе челюсти могут не сомкнуться в толще матерала и грейфер окажется недостаточно

заполненным), и сила натяжения S каната замыкающего полиспаста.

Общая сила, действующая на нижнюю траверсу, при кратности полиспаста, равной a ,

$$N_n = Sa\eta,$$

где η — КПД полиспаста.

Сила замыкания R , действующая на кромку челюсти, представляет собой геометрическую сумму силы $V = R \sin \alpha$ сопротивления заглублению челюсти грейфера в груз и силы $H = R \cos \alpha$ сопротивления стягиванию челюстей при их замыкании.

Рассматривая равновесие одной половины грейфера под действием указанных сил, можно определить силу P , действующую в тяге, соединяющей верхнюю траверсу с челюстью:

$$P = (N_n + G_n) / (2 \cos \gamma),$$

где $N_n = S(a\eta - 1)$ — сила, действующая со стороны полиспаста на верхнюю траверсу.

Из условия равенства моментов всех сил, действующих на челюсть относительно точки O , имеем

$$Vb + Hm - Pc - \frac{1}{2} G_y d - \frac{1}{2} G_{rp} e = 0.$$

Рис. 64. Расчетная схема двухканатного грейфера

Сумма проекций всех внешних сил, действующих на грейфер,

$$V = \frac{1}{2} (G + G_{rp} - S).$$

Совместный анализ двух последних уравнений показывает, что с увеличением натяжения замыкающего каната S вертикальная реакция V уменьшается, а следовательно, уменьшается сила, способствующая углублению грейфера, и при $S = G + G_{rp}$, что соответствует началу отрыва грейфера от груза, $V = 0$; при этом сила H , а следовательно, и сила замыкания челюстей возрастают и в момент полного смыкания челюстей сила R становится максимальной: $R = H_{\max}$.

В моторном грейфере, где полиспаст замыкания челюстей расположен внутри грейфера, натяжение каната S является внутренней силой, что улучшает условия зачерпывания, так как эта сила

не уменьшает влияние веса элементов грейфера на процесс зачерпывания. Значение силы S в этом случае определяется кинематической схемой и мощностью двигателя механизма замыкания и не зависит от веса, как у канатного грейфера.

Кратность a замыкающего полиспаста существенно влияет на значение силы H , стягивающей челюсти, и обычно $a=4\div 6$ в зависимости от вида груза. Меньшие значения принимают для грейферов, предназначенных для погрузки угля, песка, мелкой нетяжелой руды и подобных грузов. С увеличением кратности полиспаста зачерпывание улучшается, так как натяжение замыкающего каната S уменьшается.

При проектировании грейфера самое главное — обеспечить хорошее зачерпывание груза при возможно малом собственном весе грейфера. На основании экспериментальных данных установлено, что относительная масса грейфера, т. е. отношение его собственной массы $Q_{\text{грейф}}$ к массе груза $Q_{\text{гр}}$, при полном заполнении грейфера должна быть равна: $K=Q_{\text{грейф}}/Q_{\text{гр}}=0,9\div 1,2$. С увеличением относительной массы возрастает степень заполнения грейфера, но снижается использование грузоподъемности крана. Массы отдельных частей грейфера примерно составляют: нижней траверсы $Q_{\text{н}} \approx 0,2 Q_{\text{грейф}}$, верхней траверсы $Q_{\text{в}} \approx 0,3 Q_{\text{грейф}}$, челюстей $Q_{\text{ч}} \approx 0,5 Q_{\text{грейф}}$. Центры тяжести элементов грейферов должны размещаться таким образом, чтобы они создавали возможно больший момент, способствующий замыканию челюстей, т. е. чтобы центр тяжести челюсти располагался ближе к точке крепления тяги к челюсти; при этом масса нижней траверсы, не воздействующая на замыкание челюстей, должна быть минимальной, достаточной только для осуществления полного раскрытия порожнего грейфера. Центр тяжести раскрытого грейфера должен быть расположен как можно ниже для увеличения его устойчивости, особенно при работе на откосах.

Глава IV

ЭЛЕМЕНТЫ ГРУЗОВЫХ И ТЯГОВЫХ УСТРОЙСТВ

§ 8. Гибкие элементы

В грузоподъемных машинах в качестве гибких элементов применяют стальные канаты, а также сварные и пластинчатые цепи. Пеньковые и хлопчатобумажные канаты, обладающие низкой прочностью, а также канаты из искусственного волокна в качестве подъемных и тяговых элементов грузоподъемных машин не применяют.

Канаты изготовляют из стальной светлой или оцинкованной проволоки марок В, I или II по ГОСТ 7372—79 диаметром от 0,2 до 3 мм; высокий предел прочности проволоки при растяжении $\sigma_{\text{в}} \leq 2600$ МПа достигают многократным холодным волочением с промежуточной термической и химической обработкой. Однако в

грузоподъемных машинах наибольшее применение находят канаты с пределом прочности $\sigma_b = 1600 \div 2000$ МПа. Использование проволоки с более низким пределом прочности приводит к увеличению диаметра каната, а с более высоким пределом прочности — к снижению срока службы из-за большей жесткости проволок. Проволоку марки В применяют в особо ответственных случаях, например

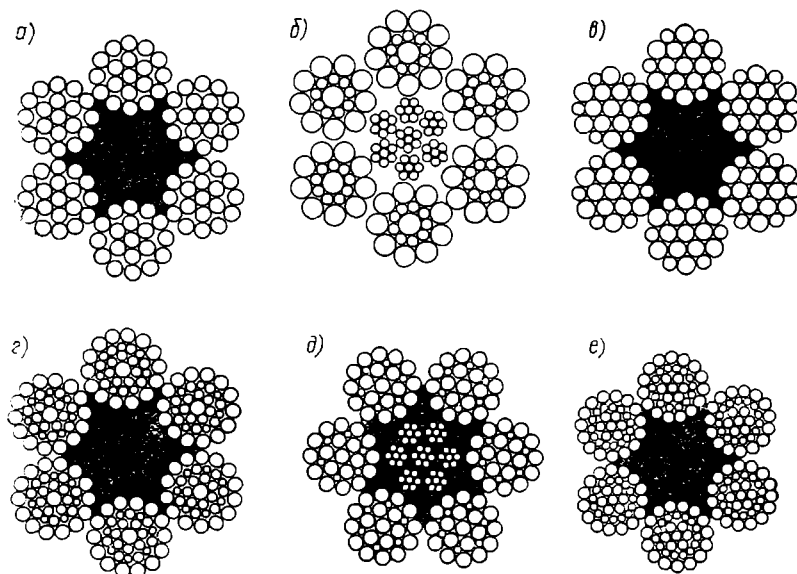


Рис. 65. Конструкция стальных канатов:

а — ТК (6×10+1о.с.); б — ЛК-О (6×19+7×7); в — ЛК-Р (6×19+1о.с.); г — ЛК-РО (6×36+1о.с.); д — ЛК-З (6×25+7×7); е — ТЛК-О (6×37+1о.с.)

в устройствах для подъема людей. Для специальных целей канаты изготавливают из проволок из нержавеющей стали.

В грузоподъемных машинах применяют преимущественно канаты двойной свивки (рис. 65): проволоки свивают в пряди вокруг центральной проволоки, а затем пряди свивают в канат вокруг сердечника. Число проволок в пряди и число прядей в канате может быть различным. В грузоподъемных машинах применяют главным образом шестипрядные канаты с числом проволок в пряди 19 и 37. При этом получается наиболее рациональное соотношение диаметра прядей к диаметру центрального сердечника и хорошо используется поперечное сечение каната при достаточной его гибкости. Восьмипрядные канаты используют в кранах и подъемниках, если применяются шкивы трения и барабаны малого диаметра.

В зависимости от материала сердечника бывают канаты с органическим сердечником из лубяных (пенька) или из синтетических (нейлон, капрон и т. п.) волокон, а при работе в условиях

повышенных температур или химически агрессивной среды — из асбестовых волокон и канаты с *металлическим сердечником*, в качестве которого используют также проволочный канат двойной свивки (рис. 65, б, д). Канаты с металлическим сердечником применяют при многослойной навивке на барабан, поскольку этот канат не теряет формы под действием нагрузки от вышележащих витков, а также при резко меняющейся нагрузке и при работе в условиях высоких температур, исключающих применение канатов с органическим сердечником. Канат с металлическим сердечником, хотя и имеет более высокий коэффициент заполнения поперечного сечения металлом, из-за различных условий работы прядей сердечника и прядей каната практически не становится более прочным. Канаты с органическим сердечником более гибки, чем канаты с металлическим сердечником, и лучше удерживают смазку, так как смазка к проволокам поступает не только снаружи (в процессе работы канаты регулярно смазываются), но и из сердечника, пропитанного смазкой.

По роду свивки проволок в прядях различают канаты типа ТК (рис. 65, а) с *точечным контактом* отдельных проволок между слоями прядей и типа ЛК с *линейным касанием* проволок в пряди. Канаты типа ЛК имеют несколько разновидностей: ЛК-О (рис. 65, б), где проволоки отдельных слоев пряди имеют одинаковый диаметр; ЛК-Р (рис. 65, в), у которых проволоки в верхнем слое пряди имеют разные диаметры; ЛК-РО (рис. 65, г) — в прядях имеются слои, составленные из проволок одинакового диаметра и из проволок разного диаметра; ЛК-З (рис. 65, д) — между двумя слоями проволок размещаются заполняющие проволоки меньшего диаметра. Кроме того, изготавливаются канаты типа ТЛК-О и ТЛК-Р с комбинированным *точечно-линейным* контактом между проволоками в пряди (рис. 65, е). Канаты типа ТК с точечным касанием проволок применяются только для ненапряженных режимов работы, когда длительность срока службы определяется в основном не качеством каната, а условиями его использования. Канаты с линейным касанием имеют лучшее заполнение сечения, они более гибки и износостойки. Их срок службы на 30—100% выше, чем срок службы канатов типа ТК. Вследствие лучшего заполнения сечения они при той же разрывной нагрузке имеют несколько меньший диаметр.

По виду свивки канаты подразделяют на *обыкновенные* или *раскручивающиеся* (в этих канатах проволоки и пряди после снятия перевязок концов стремятся выпрямиться) и *нераскручивающиеся*, свиваемые из заранее деформированных проволок и прядей: их форма соответствует положению в канате. Проволоки нераскручивающихся канатов в ненагруженном состоянии не испытывают внутренних напряжений; эти канаты имеют значительно более долгий срок службы. Растягивающая нагрузка в них более равномерно распределяется между прядями и между проволоками в прядях; они обладают большей сопротивляемостью переменным изгибам; оборванные проволоки в них сохраняют свое прежнее по-

ложение и не выходят из каната — это облегчает его обслуживание и уменьшает износ поверхности барабана и блока лопнувшими проволоками. Бывают также *некрутящиеся* канаты — это многослойные канаты, которые имеют противоположное направление свивки прядей по отдельным слоям. Однако отдельные слои при огибании блока легко сдвигаются относительно друг друга, что приводит иногда к выпучиванию прядей и преждевременному выходу каната из строя.

Канаты изготовляют с различным направлением свивки прядей — с *правым* и *левым*. При правом направлении пряди идут слева — вверх — направо; при левом направлении наоборот: справа — вверх — налево. По сочетанию направлений свивки проволок в прядях и прядей в канатах различают канаты *односторонней* и *крестовой* свивки. В канатах односторонней свивки направления навивки проволок в наружном слое прядей и прядей в канате одно и то же; в канатах крестовой свивки эти направления противоположны. Канаты односторонней свивки имеют более ровную поверхность, площадь сечения в них заполнена лучше, они более гибки и долговечны вследствие увеличенной поверхности соприкосновения проволок с поверхностью блока или барабана. Их срок службы на 25—50% больше срока службы канатов крестовой свивки. В канатах крестовой свивки наружные проволоки смежных прядей соприкасаются по отдельным точкам, что увеличивает контактные напряжения, повышает износ и снижает долговечность каната.

Из-за стремления к раскручиванию под действием растягивающей нагрузки канаты односторонней свивки непригодны к использованию в тех случаях, когда груз свободно подвешивают на одной ветви. В этих случаях применяют канаты крестовой свивки, а канаты односторонней свивки используют при движении груза в направляющих или при применении подвижных блоков, препятствующих раскручиванию каната. Благодаря большей структурной прочности, т. е. лучшему сохранению формы под воздействием внешней радиальной нагрузки от вышерасположенных слоев, канаты крестовой свивки применяются не только при однослойной, но и при многослойной навивке на барабан.

Направление свивки имеет большое значение при наматывании каната на барабан. За каждый оборот барабана канат смещается на размер своего диаметра и деформация изгиба каната дополняется деформацией кручения. В зависимости от принятого направления вращения барабана, а также в зависимости от направления свивки прядей каната эта деформация кручения может уменьшаться или увеличивать его скручивание. Для увеличения плотности каната и удлинения срока его службы следует так подбирать направление навивки, чтобы канат в процессе работы дополнительно подкручивался. Направление свивки каната в зависимости от направления укладки его витков на барабане надо выбирать, как показано на рис. 66. При закреплении обоих концов каната на барабане направление свивки каната можно принять любым.

Практикой эксплуатации рекомендуются следующие конструкции канатов для их использования в кранах в качестве подъемных и тяговых элементов: канаты с органическим сердечником ЛК-Р 6×19 (ГОСТ 2688—80), ЛК-РО 6×36 (ГОСТ 7668—80); канат с металлическим сердечником ТЛК-РО 6×36+7×7 (ГОСТ 7669—80) и ЛК-З 6××25 + 7×7 (ГОСТ 7667—80).

С целью улучшения качества стальных канатов заводы начали выпуск канатов для грузоподъемных машин из радиально обжатых прядей (рис. 67). При изготовлении канатов прядь, свитую из проволок круглого сечения, пропускают

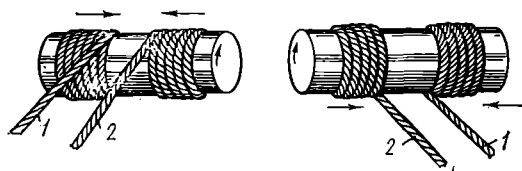


Рис. 66. Выбор каната по направлению свивки:
1 — канат правой свивки; 2 — канат левой свивки

через волоку, в результате чего проволоки пряди, пластически деформируясь, теряют круглую форму и линейный контакт между ними становится контактом по поверхности, увеличиваются опор-

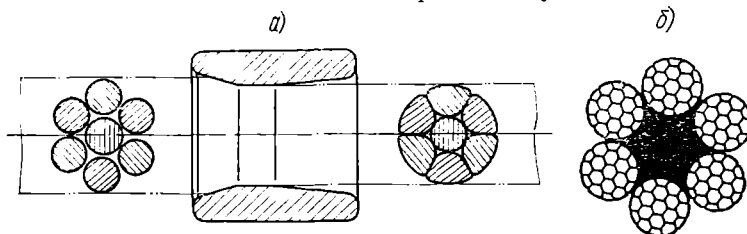


Рис. 67. Стальной канат из радиально обжатых прядей:
а — формирование пряди; б — канат

ная поверхность пряди и степень заполнения ее поперечного сечения. Эти канаты по сравнению с традиционной конструкцией отличаются высокой плотностью и однородностью, повышенным сопротивлением износу проволок, повышенной на 12—15% прочностью на разрыв и увеличенной на 30—50% долговечностью.

Преимуществами стальных канатов, обеспечивающими их преобладающее применение в грузоподъемных машинах, являются плавная и бесшумная работа при любых скоростях, гибкость во всех направлениях и надежность в работе (так как по числу лопнувших проволок можно установить степень изношенности каната), относительно малая масса. Значительная упругость стальных канатов существенно снижает динамические нагрузки в процессе пуска и торможения благодаря демпфированию толчков, воспринимаемых металлической конструкцией пружиноподъемной машины и механизмом подъема. Недостатком стальных канатов является их относительно небольшой срок службы, увеличение длины канатов в процессе эксплуатации. Необходимость применения барабанов

больших диаметров приводит к увеличению передаточного числа редуктора и общей массы машины.

Для повышения долговечности и надежности канатов должны быть исключены возможность спадания их с блоков и барабанов, смещение за установленные габариты и перетирание их вследствие соприкосновения с элементами конструкции или с другими канатами. Канаты грузоподъемных машин, транспортирующих расплавленный металл, необходимо защищать от непосредственного воздействия теплоты и брызг металла, устанавливая ограждающие кожухи. Преждевременный износ канатов и их повреждения могут происходить в результате неправильного выбора конструкции каната, типа и направления свивки, неправильной навивки на барабан, неправильного выбора соотношения диаметров каната и барабана или блока, профиля и размера ручья блока и канавок барабана, перегрузок, чрезмерных динамических воздействий на канат, абразивного износа и коррозии. При выборе каната надо иметь в виду, что если он свит из толстых проволок, то имеет повышенную жесткость, но хорошо сопротивляется абразивному износу. С уменьшением диаметра проволок увеличивается гибкость каната, но одновременно возрастает и износ проволок, уменьшается его структурная прочность (особенно при многослойной навивке), сокращается срок службы.

Чтобы уменьшить износ каната и предохранить его от повреждений, при хранении и эксплуатации канаты покрывают защитной смазкой. Обычно в качестве смазочного материала применяют канатные смазки 39у и торсиол 35, а для канатов особо ответственных механизмов — торсиол 55. Эти виды смазок обладают хорошей адгезией, не снимаются при эксплуатации, проникают к центру каната и прядей, обладают способностью покрывать поверхность каната тонкой пленкой и быстро застывать, не испаряются и не затвердевают со временем, не содержат щелочей, кислот и других элементов, вызывающих коррозию.

Норма износа каната определяется числом оборванных проволок в наружных слоях прядей на длине одного шага свивки и устанавливается по правилам Госгортехнадзора. При превышении норм канат должен быть забракован и заменен. Число оборванных проволок определяют либо методом визуального контроля, либо с применением электромагнитного дефектоскопа, принцип работы которого основан на местном намагничивании каната посредством создания специальным прибором продольного магнитного поля. При изменении сечения каната (например, вследствие обрыва проволок) образуется поток рассеивания, возбуждающий в измерительной катушке электродвижущую силу, регистрируемую прибором. Измерительная катушка устроена таким образом, что воспринимает только радиальную составляющую интенсивности магнитного поля. В большинстве устройств применяется несколько измерительных катушек или полукатушек, что позволяет определять глубину расположения дефекта внутри каната. Метод электромаг-

нитного контроля позволяет обнаружить и скрытые дефекты: разрывы и надломы отдельных проволок, коррозию и т. п.

Расчет и выбор стальных канатов. В процессе работы каната, являющегося сложным телом, его отдельные проволоки испытывают различные напряжения — смятия, растяжения, изгиба и кручения. При огибании блока распределение напряжений значительно усложняется. При каждом огибании в канате появляются дополнительные контактные напряжения смятия в местах соприкосновения наружных проволок с поверхностью ручья. В результате пульсирующего характера этих дополнительных напряжений после некоторого числа изгибов происходит усталостное разрушение сначала наружных, а затем и внутренних проволок. Кроме того, при сгибании и разгибании каната на блоках и барабане пряди каната сдвигаются одна относительно другой, что приводит к истиранию проволок в местах контакта прядей. Особенно интенсивно процесс истирания проходит при наличии в окружающей среде абразивной пыли или примесей, способствующих коррозии проволок. Необходимо также иметь в виду, что перегибы каната в различном направлении вызывают появление знакопеременных напряжений и резкое увеличение усталости металла, что существенно отражается на долговечности каната (примерно в два раза). Для увеличения долговечности следует уменьшать число направляющих блоков и по возможности избегать перегибов каната в противоположных направлениях. С увеличением диаметра блока изгибающие и контактные напряжения и сдвиг прядей уменьшаются, а это приводит к снижению контактных напряжений и силы трения между прядями.

Значения напряжений, возникающих в проволоках, зависят от многих факторов: силы натяжения, конструкции и диаметра каната (диаметров проволок, входящих в канат, числа прядей, угла наклона прядей и проволок в прядях, материала сердечника, типа и качества свивки), наличия трения между отдельными проволоками и прядями, размеров и конструкции блоков и барабана, огибаемых канатом, и т. д. Установить общую математическую зависимость прочности каната от всех факторов, влияющих на напряженное состояние проволок в канате, практически невозможно. Многочисленные исследования позволили выявить основные факторы, определяющие предельное число перегибов каната до разрушения проволок. Этими факторами являются *максимальное натяжение каната и отношение диаметра блока и барабана к диаметру каната*. В зависимости от этих факторов и установлены нормы Госгортехнадзора для подбора каната. По этим нормам размер каната выбирается из соотношения

$$S_{\max} n \leq S_{\text{разр}}, \quad (8)$$

где $S_{\max}$ — максимальная рабочая сила ветви каната, определяемая при подъеме номинального груза с учетом потерь на блоках полиспастов и на обводных блоках, но без учета динамической нагрузки; n — коэффициент запаса прочности, т. е. отношение минимальной разрушающей нагрузки каната к максимальной рабочей нагрузке

на канат, принимаемый по нормам Госгортехнадзора в зависимости от назначения каната и группы режима работы механизма (табл. 11) [20] (для лифтов значения коэффициента n приведены в табл. 12 [21]); $S_{\text{разр}}$ — разрывная нагрузка каната в целом. Эта величина стандартизована для различных конструкций каната, диаметров и пределов прочности материала проволок. Отметим, что вследствие сложного характера распределения напряжений в проволоках каната общая разрывная нагрузка $S_{\text{разр}}$ (агрегатная прочность) всегда меньше суммарной прочности входящих в него проволок. Обычно $S_{\text{разр}} = 0,82 \div 0,85$ суммарной прочности проволок.

Т а б л и ц а 11. Значения коэффициента запаса прочности канатов n

Назначение канатов	Тип привода	Группа режима работы	
Грузовые и стреловые	Ручной	1	4
	Машинный	1, 2, 3	5
		4	5,5
		5, 6	6
Грейферные, для грейферов с раздельным двухмоторным приводом (принимая, что вес грейфера с грузом равномерно распределен на все канаты)	»	Любая группа	6
Грейферные с одномоторным приводом, для одноканатных и моторных грейферов			5
Оттяжки мачты и опор, растяжки стрел	—	—	3,5
Канаты лебедок, предназначенных для подъема людей	Любой привод	Любая группа	9
Канаты, используемые при монтаже кранов	—	—	4
Канаты для подъема и транспортировки расплавленного металла, жидкого шлака, ядовитых и взрывчатых веществ	Машинный	Любая группа	6

Т а б л и ц а 12. Значения коэффициента запаса прочности для канатов лифтов

тип лифта	Барабанная лебедка с номинальной скоростью $v < 1$ м/с	Лебедка с канатоведущим шкивом с номинальной скоростью v , м/с			
		$v < 1$	$v = 1+2$	$v = 2 \div 4$	$v > 4$
Грузовые лифты без проводника	8	10	11	12	13
Грузовые лифты с проводником, пассажирские и большие лифты	9	12	13	14	15

Для канатов грузовых лифтов, на платформу которых исключен выход людей, $n=5$.

С целью ограничения в канате напряжений от изгиба при его выборе должно быть соблюдено заданное правилами Госгортехнадзора соотношение между диаметром выбранного каната и диаметром блока и барабана:

$$D_2 \geq ed, \quad (9)$$

где d — диаметр каната, D_2 — диаметр блока и барабана, измеренный по средней линии навитого каната; e — коэффициент, принимаемый по нормам Госгортехнадзора в зависимости от типа грузоподъемной машины и группы режима работы механизма (табл. 13).

Таблица 13. Значения коэффициента e [20]

Тип грузоподъемной машины	Тип привода	Группа режима работы	
Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стреловых кранов, электрических талей и лебедок	Ручной Машинный	1	18
		1, 2, 3	20
		4	25
		5	30
		6	35
Стреловые краны (механизмы подъема груза и стрелы)	Ручной Машинный	1	16
		1, 2, 3	16
		4	18
		5	20
		6	25
Стреловые краны (механизм монтажа крана)	—	—	16
Тали электрические	—	—	20*
Грейферные лебедки грузоподъемных машин, за исключением стреловых кранов и электрических талей	—	—	30
Грейферные лебедки стреловых кранов	—	—	20
Блоки грейферов	—	—	18
Лебедки для подъема грузов	Ручной	—	12
	Машинный	—	20
Лебедки для подъема людей	Ручной	—	16
	Машинный	—	25

* Для вновь проектируемых талей $e > 22$.

Диаметр D барабана и блока, измеренный по дну канавки или ручья блока, следует принимать по нормальному ряду размеров: 160, 200, 250, 320, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900 и 1000 мм.

Минимальное значение коэффициента e для лифтов принимается по следующим рекомендациям [21]:

Пассажирские и грузовые лифты с проводником при скорости $v > 1,4$ м/с	46
То же, при $v \leq 1,4$ м/с и больничные лифты	41
Грузовые лифты без проводника и малые лифты	31

При больших значениях коэффициента e резко увеличивается срок службы каната (увеличивается допускаемое число перегибов). Поэтому рекомендуется принимать максимально возможные по конструктивным соображениям значения диаметров блоков и барабана. При больших высотах подъема диаметр барабана иногда увеличивают для уменьшения его длины при сохранении канатоемкости барабана.

Диаметры барабана и блоков часто принимают одинаковыми, что не является обоснованным. Надо учитывать, что при проходе

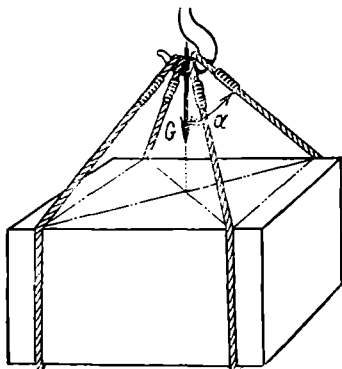


Рис. 68. Расположение стропов из канатов

через блок канат претерпевает двойной изгиб (сначала он изгибается, затем выпрямляется), а при набегании на барабан канат только изгибается. Поэтому для увеличения долговечности каната диаметр блока следует брать большим, чем диаметр барабана, тем более, что размеры блока не оказывают влияния на передаточное число механизма. Если диаметры блоков и барабана различны, то диаметр наименьшего элемента должен быть не менее диаметра, определенного по нормам Госгортехнадзора.

Для уменьшения массы и габаритов грузоподъемной машины с учетом некоторого снижения долговечности каната по правилам Госгортехнадзора допускается принимать диаметр бара-

бана на 15% меньше диаметра, определенного по уравнению (9). Применение канатов с обжатыми прядями, имеющими несколько меньший диаметр, дает возможность уменьшить размеры и массу блоков, барабанов и других узлов кранов при обеспечении регламентированного значения коэффициента e . Правилами Госгортехнадзора в лебедках, предназначенных для подъема людей, не разрешается применять канат диаметром менее 7 мм, а в пассажирских, грузопассажирских, больничных и грузовых лифтах с проводником — менее 9,5 мм.

При использовании стальных канатов в качестве стропов для подъема грузов с обвязкой или зацепкой крюками, кольцами или серьгами расчет стропов производится по уравнению (8) с учетом числа z ветвей канатов и угла α их наклона к вертикали (рис. 68). При этом коэффициент запаса прочности $n \geq 6$. При грузе весом G натяжение каждой ветви каната $S = G/(z \cos \alpha)$. При расчете стропов общего назначения расчетный угол между ветвями каната $2\alpha = 90^\circ$.

Метод расчета канатов по нормированным Госгортехнадзором запасу прочности n и коэффициенту e является условным, так как он не отражает действительных условий работы канатов и не позволяет установить срок службы канатов, в значительной мере за-

висящей от частоты циклов, конструкции каната и свойств материала проволоки; от схемы полиспаста, определяющей возможное число повторных перегибов каната на блоках и барабане; от условий изгиба, зависящих от отношения диаметров блоков и барабана к диаметру каната; от нагруженности каната; от условий эксплуатации и т. п. В рекомендованном Госгортехнадзором методе расчета эти параметры не учтены в должной мере и запас прочности не отражает физического смысла процессов нагружения, возникновения напряжений и разрушения крановых канатов. При одном и том же запасе прочности различные конструкции канатов в одинаковых условиях имеют различный срок службы, и значение запаса прочности не является исчерпывающей характеристикой работы каната.

Разработанные новые методы расчета, позволяющие определить размер диаметров каната и блоков с обеспечением необходимой прочности и долговечности с учетом не только влияния растягивающей нагрузки, но и напряжений от изгиба, конструктивных особенностей канатов, системы полиспаста, типа и режима работы грузоподъемной машины, не нашли еще широкого применения. Поэтому необходимо иметь в виду, что единственным регламентированным методом расчета канатов в настоящее время является приведенный выше расчет по нормам Госгортехнадзора. При этом допускается принимать диаметр уравнительных и отклоняющих блоков на 20%, а у блоков электроталей и стреловых кранов даже на 40% меньше определенного по формуле (9), но использование этого допущения приводит к существенному снижению долговечности каната.

Закрепление конца каната на оси производят с помощью специального устройства — коуша 1 (рис. 69, а), предохраняющего канат от чрезмерных напряжений смятия и от истирания его об ось. Коуш представляет собой стальное фасонное кольцо желобчатого сечения. Форма желоба соответствует диаметру каната, для которого этот коуш предназначен. Канат огибает коуш, ложась в желобок, и конец каната соединяют с основной его ветвью специальными зажимами 2 или вплетая проволоки расплетенного конца каната в основную его ветвь с последующей оплеткой каната стальной проволокой на длине $l \geq 20d$ (рис. 69, б).

Потребное количество винтовых зажимов определяют расчетом, но согласно нормам Госгортехнадзора их не должно быть меньше трех. Расчет числа зажимов z производится по зависимости $zN(f_{\text{кан}} + f_{\text{кан}}e^{\alpha}) = S_{\text{max}}k$, где N — сила, создаваемая каждым зажимом; $f_{\text{кан}} = 0,3$ — коэффициент трения между ветвями сжимаемого каната с учетом внедрения прядей каната друг в друга; $zf_{\text{кан}}N$ — сила трения между канатами, создаваемая зажимами; $f = 0,15$ — коэффициент трения между канатом и канавкой коуша; α — угол обхвата цилиндрической части коуша канатом; $zf_{\text{кан}}Ne^{\alpha}$ — сила трения при огибании коуша канатом; k — коэффициент запаса: $k = 1,5$ — для 1, 2 и 3-й групп режима работы; $k = 2$ — для 4-й группы и $k = 2,5$ — для 5-й и 6-й групп режима работы.

Сила N — зависит от размера и материала винтов, при обычно применяемых двухвинтовых зажимах

$$N = 2 \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p],$$

где d_1 — внутренний диаметр резьбы винта; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение растяжения: $[\sigma_p] = \sigma_T/4$. Шаг расположения зажимов со-

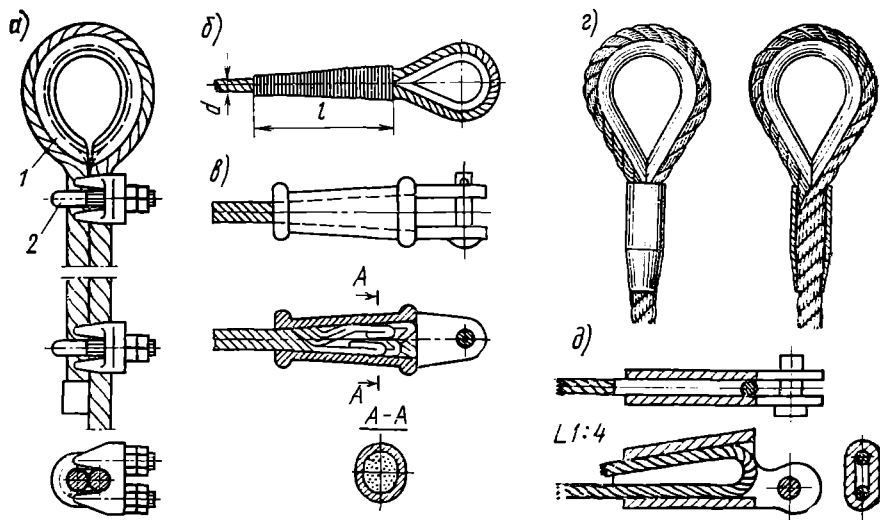


Рис. 69. Крепления концов каната:

а — болтовыми зажимами; б — заплеткой; в — коушем с заливкой; г — опрессовкой; д — клиновым зажимом

ставляет не менее шести диаметров каната. Вследствие своей простоты крепление зажимами получило наибольшее распространение.

Весьма надежным является крепление конца каната с помощью коуша с заливкой (рис. 69, в). Для этого конец каната пропускают через стальной литой коуш-втулку (применение сварных и чугунных конусных коушей не допускается), расплетают его на длине, равной примерно двум длинам конуса, вырезают органический сердечник, обезжиривают, протравливают кислотой и промывают в горячей воде. Затем каждую проволоку сгибают пополам, конец каната втягивают в коуш и заливают легкоплавким сплавом. Перед заливкой втулка подогревается примерно до 100°C , чтобы сплав равномерно заполнял весь объем. Получающееся монолитное соединение отличается повышенной надежностью, но при применении этого способа крепления необходимо иметь в виду, что при температуре заливки выше 400°C отмечается уменьшение предела прочности проволок у края конуса. Так, при температуре заливки 520°C предел прочности понижается примерно на 20%. Поэтому следует

пользоваться сплавами, имеющими температуру плавления 330—360° С.

Кроме указанных способов крепления конца каната применяется также соединение с опрессовкой втулок на канате (рис. 69, з), являющееся при наличии специальных штампов простым, надежным и высокопроизводительным методом. Большое применение имеют также клиновые зажимы (рис. 69, д), позволяющие осуществлять быструю сборку и разборку соединений. Надежность клинового соединения определяется углом наклона клина и коэффициентом трения между канатом и элементами зажима. При коэффициенте трения $f=0,15$ и уклоне клина 1:4 запас надежности против выскальзывания каната равен примерно трем. При этом угле обеспечивается также отсутствие ослабления зажатия каната даже при полном снятии нагрузки с каната.

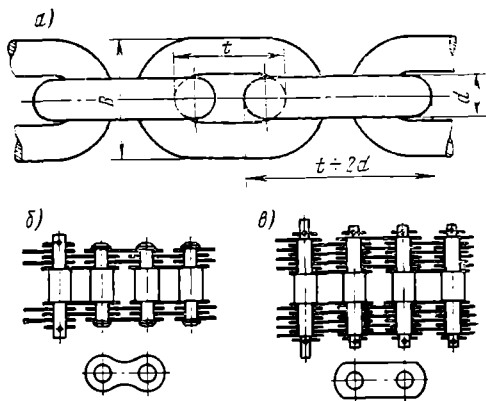


Рис. 70. Грузовые цепи:

а — сварная; б, г — пластинчатые

Сварные цепи (рис. 70, а)

широко используются в качестве грузовых и тяговых элементов. Их изготавливают из сталей марок Ст3 ($\sigma_b=370\div450$ МПа), Ст2 ($\sigma_b=340\div420$ МПа) и 10 ($\sigma_b=300$ МПа).

Звенья цепи из стали Ст3 изготавливают кузнечно-горновой и контактной сваркой, из остальных материалов — контактной электро-сваркой. После изготовления сварные цепи испытывают под нагрузкой, равной половине разрушающей. При этом не должно быть остаточных деформаций. Звенья цепи лежат во взаимно перпендикулярных плоскостях, что обеспечивает большую подвижность цепи во всех направлениях. По точности изготовления цепи подразделяются на *калиброванные* и *некалиброванные*. Калиброванные цепи имеют более жесткий допуск на внутреннюю длину звена t . Некалиброванные сварные цепи предназначены для работы только с гладкими блоками и барабанами, калиброванные — для работы со звездочкой, имеющей специальные гнезда.

Для обеспечения нормального зацепления звеньев калиброванной цепи с гнездами звездочки или барабана допускаемую нагрузку на калиброванную цепь (а следовательно, и напряжение смятия между звеньями и их износ) принимают на 35% меньше, чем на некалиброванную цепь. Это способствует уменьшению вытягивания цепи и сохранению постоянства шага. При нагружении сварной цепи каждое звено вследствие его криволинейной формы испытывает напряжения от растяжения и изгиба в плоскости звена. При огибании гладких блоков и барабанов звено подвергается также изгибу

в поперечной плоскости. Существующие методы расчета напряжений в звеньях не дают достаточно точных результатов, поэтому расчет сварной цепи ведут по уравнению, аналогичному уравнению (8) для расчета канатов:

$$S_{\max} n_{\text{ц}} \leq S_{\text{разр}}, \quad (10)$$

где $S_{\max}$ — максимальная рабочая нагрузка; $n_{\text{ц}}$ — запас прочности относительно разрушающей нагрузки, принимаемый по нормам Госгортехнадзора (табл. 14); $S_{\text{разр}}$ — разрушающая нагрузка цепи, указанная в стандарте на цепь.

Таблица 14. Коэффициенты запаса прочности цепей $n_{\text{ц}}$

Тип цепи	Привод	
	ручной	машинный
Сварная некалиброванная	3	6
Сварная калиброванная	3	8
Пластинчатая	3	5

Отношение диаметра барабана или блока, огибаемого сварной цепью, к диаметру d прутка, из которого изготовлена цепь, должно быть не менее 20 для ручных грузоподъемных механизмов и не менее 30 для грузоподъемных машин. Сварные цепи непригодны для работы с высокими скоростями: допускаемая скорость при работе на гладких барабанах и блоках составляет 1,5 м/с, при работе на звездочках — 0,5 м/с. При превышении этих значений скоростей увеличиваются износ участков соприкосновений звеньев и динамические нагрузки, а также возрастает опасность обрыва цепи. Допустимый износ звена сварной цепи ограничен значением 10% диаметра прутка.

Недостатками сварных цепей, ограничивающими область их применения, являются относительно большая масса (по сравнению с канатами, рассчитанными на ту же нагрузку), опасность внезапного обрыва цепей при высоких скоростях вследствие их чувствительности к толчкам и перегрузкам, большой износ в местах соприкосновения звеньев и необходимость тщательного и повседневного контроля за износом звеньев. Преимущества сварных цепей — гибкость во всех направлениях; возможность работы со звездочками и барабанами малых диаметров, что позволяет снизить значения крутящих моментов; простота конструкции и изготовления; при работе со скоростями $v < 0,1$ м/с сварные цепи работают практически бесшумно. При использовании сварных цепей в качестве стропов коэффициент запаса прочности $n_{\text{ц}} \geq 5$.

Пластинчатые цепи (рис. 70, б, в) состоят из стальных пластин, соединенных валиками. Число пластин тем больше, чем больше разрушающая нагрузка. Элементы цепи — пластины и валики — изготовляют из сталей марок 40, 45, 50 и подвергают термообработке

(улучшению или нормализации). Все цепи подвергают на заводе-изготовителе испытанию под нагрузкой, составляющей 50% разрушающей. Так как пластинчатые цепи изготовляют без применения сварки, то они более надежны, чем сварные, поскольку в них нет остаточных напряжений и деформация звеньев у них значительно меньше. Движение пластинчатой цепи происходит более плавно, но максимальная рабочая скорость из-за повышенной чувствительности к инерционным нагрузкам не должна превышать 0,25 м/с.

Пластинчатые цепи тяжелее и дороже сварных, не могут изгибаться в поперечном направлении; шарниры цепей подвергаются сильному износу, что требует постоянного контроля за состоянием элементов цепи. Пластинчатые цепи не могут навиваться на барабаны и употребляются только со звездочками. Зато благодаря относительно малым диаметрам приводных звездочек момент на валу звездочек и необходимое передаточное число редуктора уменьшаются.

Расчет грузовых пластинчатых цепей ведут по формуле (10), где значения запаса прочности берут из данных табл. 14. При работе со звездочкой находиться в одновременном полном зацеплении с цепью должны не менее чем два зуба звездочки.

§ 9. Полиспасты

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом или цепью), употребляемую для увеличения силы — *силовые* полиспасты или скорости — *скоростные* полиспасты. Обычно в грузоподъемных машинах применяют силовые полиспасты, позволяющие уменьшить натяжение гибкого грузового органа, момент от веса груза на барабане и передаточное число механизма. Скоростные полиспасты, позволяющие получить повышенные скорости перемещения груза при малых скоростях приводного элемента, применяют значительно реже, например в гидравлических или пневматических подъемниках. В полиспаст входят *подвижные* блоки, ось которых перемещается в пространстве, и *неподвижные* блоки. На рис. 71, а показан неподвижный блок, вращающийся по часовой стрелке под действием силы $S_{сбер}$, преодолевающей силу $S_{наб}$. Вращение блока возможно только в том случае, если $S_{сбер} > S_{наб}$, причем разность $S_{сбер} - S_{наб}$ достаточна для преодоления сопротивления сил трения в опоре блока и сопротивления жесткости каната или цепи при их сгибании и разгибании.

Так как канаты, применяемые в грузоподъемных машинах, не являются абсолютно гибкими телами, а обладают определенной жесткостью, то набегающая ветвь каната не сразу ложится на ручей блока, а сбегающая ветвь не сразу выпрямляется (рис. 71, б). Жесткость каната зависит от его диаметра, конструкции, числа проволок в прядях и от числа прядей, от типа и конструкции сердечника, от механических свойств материала проволок и от трения

между отдельными проволоками и между прядями. Жесткость цепи определяется в основном сопротивлением сил трения в шарнирах пластинчатой цепи или сил трения между звеньями сварной цепи. Для сгибания и разгибания каната к его сбегающей ветви необходимо приложить дополнительную силу W , которая зависит от размеров и конструкции каната и блока, а также от натяжения каната. Ее можно определить из уравнения моментов сил относительно оси блока без учета сил трения в опоре блока:

$$W = S \frac{b+c}{R-b} = \varphi S,$$

где $R = D/2$ — радиус ручья блока; φ — коэффициент жесткости: его значение определяют экспериментально. Уравнение моментов всех действующих сил относительно оси блока (см. рис. 70, а) имеет вид:

$$S_{сбег}R = S_{наб}R + \varphi S_{наб}R + N f d_0 / 2, \quad (11)$$

где N — нагрузка на ось блока, равная геометрической сумме сил $S_{наб}$ и $S_{сбег}$; d_0 — диаметр оси блока; f — коэффициент трения в опоре блока.

При определении величины N с некоторым допущением можно принять $S_{наб} \approx S_{сбег}$ и тогда при угле обхвата блока канатом 2α

$$N = 2S_{наб} \sin \alpha.$$

Подставив это соотношение в уравнение (11), получим

$$S_{сбег} = S_{наб} \left(1 + \varphi + 2f \frac{d_0}{D} \sin \alpha \right).$$

Коэффициент полезного действия блока — это отношение полезной работы $S_{наб}h$ при подъеме груза весом $G_{гр}$ на высоту h к полной работе, совершенной при этом силой $S_{сбег}$ на том же пути h с учетом преодоления потерь на трение и жесткости каната. Поэтому для неподвижного блока, у которого перемещение набегающей и сбегающей ветвей каната одинаково, кпд выражается формулой

$$\eta = \frac{S_{наб}}{S_{сбег}} = \frac{1}{1 + \varphi + 2f \frac{d_0}{D} \sin \alpha}.$$

Анализ этой формулы показывает, что чем больше угол обхвата

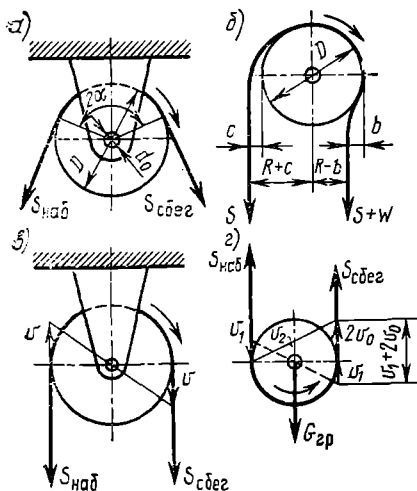


Рис. 71. Блоки:

а — блок с неподвижной осью; б — схема набегающего каната на блок; в — скорость каната на неподвижном блоке; г — скорость каната на подвижном блоке

блока канатом и чем больше жесткость каната и трение в опоре блока, тем меньше значение кпд блока и тем больше дополнительная сила, которую необходимо приложить к канату, чтобы обеспечить равномерное движение груза. На кпд блока наиболее существенное влияние оказывают потери на трение в опоре блока, зависящие от конструкции и состояния опоры, поэтому при практических расчетах с достаточной степенью точности кпд блока принимают независимыми от диаметра и конструкции каната, от размеров блока и от угла обхвата его канатом. Для блоков с опорой на подшипниках скольжения $\eta = 0,95 \div 0,96$; для блоков на подшипниках качения $\eta = 0,97 \div 0,98$. Меньшие значения принимают для блоков, работающих при повышенной температуре или в запыленной или загазованной среде. Тогда натяжение ветви тягового органа, набегающей на блок,

$$S_{\text{наб}} = S_{\text{сбег}} \eta. \quad (12)$$

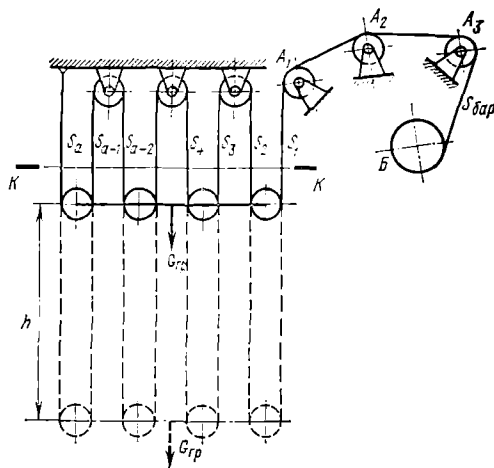


Рис. 72. Силовой полиспаст

При обегании канатом неподвижного блока скорости движения набегающей и сбегающей ветви равны между собой (рис. 71, а). Если же набегающая ветвь каната со скоростью v_1 (рис. 71, б) набегаёт на подвижный блок, ось которого перемещается со скоростью v_0 , то скорость сбегающей ветви каната равна $v_1 + 2v_0$.

Развернутая схема обегания канатом блоков одинарного (простого) силового полиспаста приведена на рис. 72. Если пренебречь сопротивлением в полиспасте, т. е. когда система является неподвижной, сила в любой точке каната полиспаста

$$S_0 = G_{\text{гр}}/a,$$

где $G_{\text{гр}}$ — вес груза; a — число перерезов каната, на которых подвешен груз (в сечении К—К на рис. 72); для одинарного полиспаста это число называют кратностью полиспаста.

При подъеме или опускании груза, если учитывать силы сопротивления от жесткости каната и от трения в опорах блоков, натяжение отдельных ветвей каната различно. Обозначим через S_1 натяжение ветви каната, идущей на обводной блок A_1 , S_2 — натяжение следующей ветви и т. д. В общем случае при кратности полиспаста a натяжение последней неподвижно закрепленной ветви каната равно S_a . Отсюда следует равенство

$$S_1 + S_2 + S_3 + \dots + S_{a-1} + S_a = G_{\text{гр}}.$$

Если ветви каната в полиспасте расположены под углом к направлению силы тяжести, то надо брать проекции сил натяжения на вертикальную ось.

Соотношение между натяжениями отдельных ветвей каната при **подъеме груза**

$$S_2 = S_1 \eta; S_3 = S_2 \eta = S_1 \eta^2; S_4 = S_1 \eta^3; \dots; S_{a-1} = S_1 \eta^{a-2}; S_a = S_1 \eta^{a-1},$$

где η — кпд блока.

Используя эти соотношения, получаем

$$G_{\text{гр}} = S_1 (1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-2} + \eta^{a-1}).$$

Вычислив сумму геометрической прогрессии (выражение в скобках), определим соотношение между весом груза $G_{\text{гр}}$ и натяжением каната S_1 при параллельном расположении ветвей полиспаста без учета динамических нагрузок:

$$S_1 = G_{\text{гр}} \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a}. \quad (13)$$

Натяжение $S_{\text{бар}}$ каната, подводимого к барабану B (рис. 72), больше натяжения S_1 , поскольку необходимо преодолевать сопротивление в обводных блоках A_1, A_2, A_3 . Если число обводных блоков равно t , максимальное натяжение каната при подъеме груза

$$S_{\text{бар}} = S_{\text{max}} = \frac{S_1}{\eta^t} = G_{\text{гр}} \frac{1 - \eta}{(1 - \eta^a) \eta^t}.$$

При **опускании груза** максимальное натяжение S_a будет в последней ветви; оно равно:

$$S_a = G_{\text{гр}} \frac{1 - \eta}{1 - \eta^a}.$$

Кпд полиспаста, имеющего кратность a , в целом определяется как отношение полезной работы при подъеме груза $G_{\text{гр}}$ на высоту h к затраченной при этом работе $S_{\text{бар}} a h$, т. е.

$$\eta_{\text{пол}} = \frac{G_{\text{гр}} h}{S_{\text{бар}} a h} = \frac{(1 - \eta^a) \eta^t}{(1 - \eta) a} \quad (14)$$

При этом максимальное натяжение в системе полиспаста при **подъеме груза** может быть определено по зависимости

$$S_{\text{max}} = \frac{G_{\text{гр}}}{a \eta_{\text{пол}}}. \quad (15)$$

Подвижный блок, который следует рассматривать как полиспаст с кратностью $a=2$, согласно уравнению (14) будет иметь кпд $\eta_{\text{подв}} = (1 + \eta)/2$, т. е. несколько превышающий значение кпд неподвижного блока.

В **одинарных** полиспастах (рис. 73, а, б) один конец каната закреплен на барабане, а второй конец закрепляется при четной

кратности (а) на неподвижном элементе конструкции, а при нечетной кратности (б) — на крюковой обойме. При наматывании или сматывании каната с барабана, если отсутствуют обводные блоки, т. е. канат с блока крюковой обоймы непосредственно переходит на барабан, происходит перемещение груза не только по вертикали, но и по горизонтали.

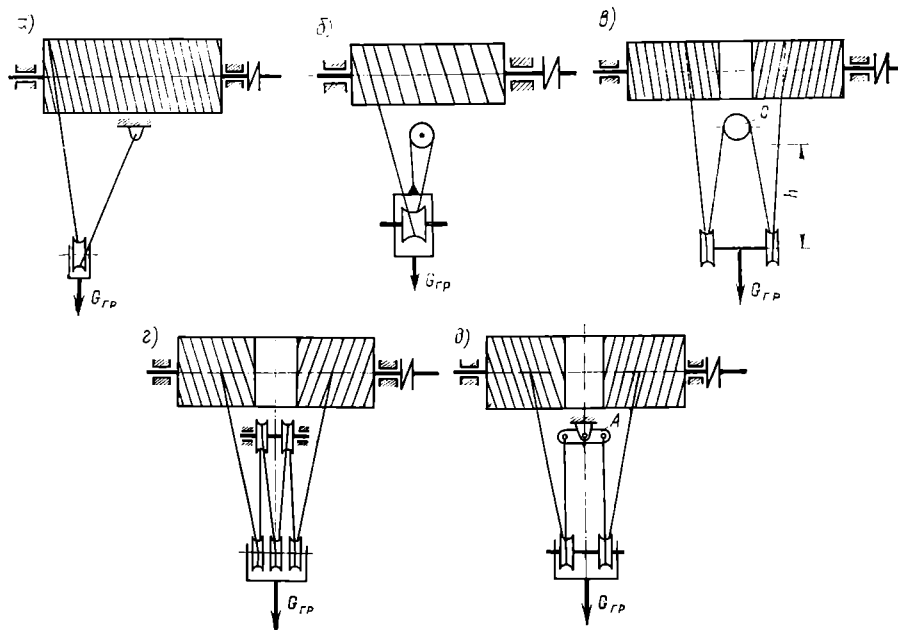


Рис. 73. Схемы полиспастов:

а — одиночный двухкратный; б — одиночный трехкратный; в, д — двойные двухкратные; е — двойной трехкратный

Для обеспечения строго вертикального подъема груза применяют *сдвоенные* полиспасты (рис. 73, в—д), состоящие из двух одинарных полиспастов. В этом случае на барабане закрепляют оба конца каната. Для обеспечения нормального положения крюковой подвески при неравномерной вытяжке ветвей каната обоих полиспастов применяют установку балансира или, что чаще, уравнительного блока С (рис. 73, в). При установке уравнительного блока можно использовать целый канат без дополнительных креплений на балансирах. Однако осмотр и контроль состояния каната на этом блоке вследствие малого угла поворота затруднительны. Поэтому в кранах с тяжелым и весьма тяжелым режимом работы предпочтительно применять уравнительные балансиры А (рис. 73, д).

Уравнительный блок С при подъеме и спуске груза обычно не вращается и служит лишь для уравнивания длины ветвей обоих полиспастов при неравномерной вытяжке каната, поэтому согласно

правилам Госгортехнадзора допускается его диаметр принимать равным 0,8 диаметра, определенного по формуле (9), а у электроталей и стреловых самоходных кранов — равным 0,6 этого диаметра. При четной кратности полиспаста он располагается среди неподвижных блоков, а при нечетной — среди подвижных блоков крюковой подвески.

Расчет сдвоенного полиспаста ведут аналогично приведенному выше расчету для одинарного полиспаста, причем каждый полиспаст рассматривают отдельно при действии на него половины общей нагрузки. Если h — высота подъема груза (см. рис. 72 и 73), то длина каната одинарного полиспаста, наматываемого на барабан, $L = ah$, где a — кратность полиспаста. Кратность сдвоенного полиспаста равна кратности одинарных полиспастов, составляющих его. Для сдвоенного полиспаста величина L соответствует длине каната, наматываемого на одну половину барабана.

Скорость подъема груза $v_{гр}$ и скорость каната, навиваемого на барабан, связаны между собой соотношением $v = av_{гр}$, где $v = \pi D_2 n_{бар} / 60$, м/с; D_2 — диаметр барабана, измеренный по центру каната; $n_{бар}$ — частота вращения барабана, об/мин.

В *силовых полиспастах* грузоподъемных машин можно использовать канаты небольшого диаметра и, следовательно, уменьшить диаметры барабана и блоков, снизить массу и габариты машины. Увеличение кратности полиспаста позволяет снизить передаточное число редуктора, но одновременно требует большей длины каната и канатостойки барабана. Увеличение числа блоков при повышении кратности полиспаста вызывает увеличение потерь и возрастание мощности, затрачиваемой на подъем груза, а также увеличивает число перегибов каната, что вызывает некоторое снижение его срока службы. В то же время, как уже указывалось, канат при большой кратности полиспаста имеет небольшой диаметр и, следовательно, большую гибкость, что способствует увеличению долговечности. Выбор каната, типа и кратности полиспаста связан с проблемой общей компоновки механизма и с его параметрами, в частности с передаточным числом механизма, габаритами и массой, что в свою очередь влияет на размеры всей грузоподъемной машины и на размеры здания, где эта машина устанавливается.

Так, если для подъема груза одного и того же веса $G_{гр}$ с одинаковой заданной скоростью подъема $v_{гр}$ применять полиспасты различной кратности, то параметры механизмов подъема будут различными. Статическая мощность этих механизмов $N_{ст} = G_{гр} v_{гр} / 1000 \eta_0$, необходимая для подъема груза, будет другой только из-за различия в значениях η_0 , и при кратностях, отличающихся незначительно (например, механизмы с кратностью два и четыре), потребуемую мощность двигателя можно считать одинаковой. Так как максимальные силы в канатах полиспастов изменяются практически обратно пропорционально кратности полиспаста, то с увеличением кратности уменьшаются нагрузка в канате и его диаметр, а также и диаметр барабана. Скорость наматывания каната на барабан изменяется прямо пропорционально кратности, и в по-

лиспасте с большей кратностью она имеет большее значение. Тогда при одинаковой заданной скорости подъема и одинаковой частоте вращения ротора двигателя передаточное число редуктора, соединяющего двигатель с барабаном, оказывается меньше при полиспасте большей кратности благодаря большей скорости намотки каната на барабан и меньшему его диаметру.

Скоростные полиспасты (рис. 74) отличаются от силовых полиспастов тем, что в них рабочая сила F , обычно развиваемая гидравлическим или пневматическим цилиндром, прикладывается к подвижной обойме, а груз подвешивается к свободному концу каната. Расчет скоростных полиспастов принципиально не отличается от приведенного выше расчета силового полиспаста. При перемещении обоймы полиспаста (точки A на рис. 74) на расстояние h груз проходит путь $H = ah$, где a — кратность скоростного полиспаста и, следовательно, скорость перемещения груза $v_{гр} = av_A$, где v_A — скорость перемещения обоймы полиспаста.

Сила F , необходимая для подъема груза весом $G_{гр}$, определяется по аналогичной формуле (15) зависимости

$$F = \frac{G_{гр} a}{\eta_{пол} \eta_t}.$$

§ 10. Барабаны, блоки, звездочки

Барабаны выпускают для многослойной и однослойной намоток каната. Барабаны для *многослойной намотки* применяют только при очень большой длине наматываемого каната. Они могут иметь гладкую поверхность или поверхность с винтовой канавкой. С обеих сторон барабаны снабжаются бортами (ребрами), выступающими над верхним слоем уложенного каната не менее чем на два его диаметра, а гладкие барабаны для сварных цепей — бортами, выступающими не менее чем на ширину звена цепи.

При намотке в нижнем слое каната возникают высокие контактные напряжения не только от растягивающих сил, но и от давления вышерасположенных слоев. Кроме того, при наматывании каната на гладкий барабан происходит трение между соседними витками. Все это вызывает повышенный износ каната и сокращает срок его службы.

При многослойной намотке каната первый слой ложится по винтовой линии. Каждый последующий слой имеет противоположное направление намотки. При этом каждый виток верхнего слоя намотки пересекает виток ранее уложенного слоя, что вызывает об-

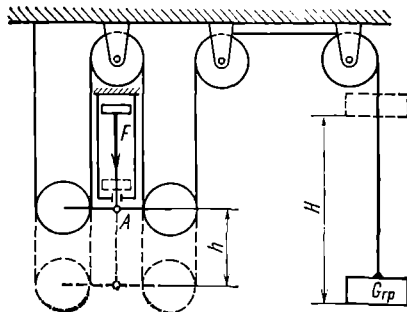


Рис. 74. Схема скоростного полиспаста

разование выпуклости в этом месте (рис. 75, а). При большой скорости движения каната возникают вибрации барабана и каната. Чтобы устранить это нежелательное явление, разработана новая система нарезки канавок на барабанах для многослойной навивки (система Le-Bus), обеспечивающая плавный переход каната с одного ряда на другой и предотвращение зажимания каната между уже намотанными витками (это уменьшает износ каната и увеличивает канатоемкость барабана).

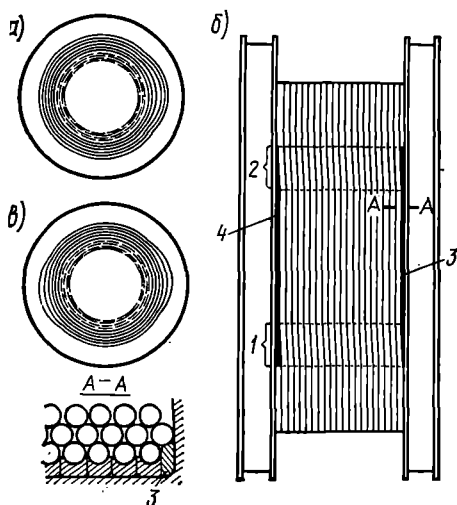


Рис. 75. Схема многослойной навивки каната:

а — обычная навивка; б — навивка по системе Le-Bus; в — положение каната при навивке Le-Bus

При намотке каната по этой системе окружность барабана делится на четыре участка. На двух противоположных участках (составляющих 70—80% длины окружности) канавки, нарезанные на обечайке барабана, идут параллельно фланцам барабана (рис. 75, б) и только на двух участках 1 и 2 они располагаются по винтовой линии, причем осевое смещение винтовой нарезки на каждом из этих участков равно половине диаметра каната. На этих участках канат и перемещается на весь шаг намотки. На параллельных же участках нарезки подача каната

в направлении оси барабана отсутствует. Для правильного направления каната при начале укладки первого слоя и для обеспечения необходимого перехода каната в начале навивки второго слоя у обоих фланцев барабана предусмотрены специальные направляющие устройства 3 и 4. Последующие ряды каната укладываются автоматически. Благодаря наличию двух винтовых участков витки смежных слоев навивки скрещиваются в двух противоположно расположенных участках окружности (рис. 75, в), что обеспечивает симметричность навивки. Для качественной укладки угол отклонения канатов при навивке не должен превышать $1,25^\circ$

В большинстве случаев в грузоподъемных машинах применяют нарезные барабаны для *однослойной навивки каната*. Канавки (рис. 76), нарезанные на поверхности барабана (по винтовой линии), увеличивают поверхность соприкосновения, чем уменьшают напряжения смятия, устраняют трение между соседними витками и износ каната. Поэтому при нарезных барабанах срок службы каната увеличивается. Шаг нарезки выбирается равным $t = d + (2 \div 3)$ мм, где d — диаметр каната. Радиус канавки $R \approx 0,54 d$.

В отличие от барабанов кранов общего назначения у барабанов грейферных кранов канавка более глубокая.

Для правильной укладки каната на барабан, а также для предохранения каната от смещения и запутывания при ослаблении натяжения применяют различные типы канатоукладчиков (рис. 77).

В канатоукладчике, изображенном на рис. 77, а, канат 2 проходит через блок 1, имеющий возможность перемещаться вдоль направляющей 3 под действием натяжения каната. В этом случае канат набегает на барабан перпендикулярно его оси независимо от угла набегания каната на блок, что и обеспечивает правильную укладку каната. Правильную укладку и предотвращение смещения каната обеспечивают и канатоукладчики, изображенные на рис. 77, б, в, в которых канат 2 проходит между двумя подпружиненными гладкими роликами 4 (б) или прижимается к барабану одним роликом 4 (в), установленным на подпружиненных рычагах 5. При многослойной навивке наибольшее применение имеет

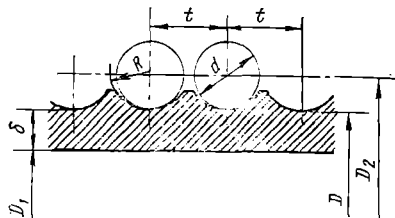


Рис. 76. Профиль канавки для каната при однослойной навивке

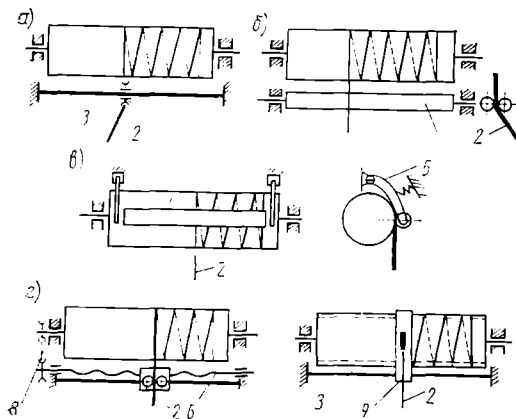


Рис. 77. Схемы канатоукладчиков

канатоукладчик, изображенный на рис. 77, г, состоящий из каретки 7 с направляющими блоками, совершающей челночное движение по направляющей 3 от передачи винт — гайка; винт 6 через цепную или зубчатую передачу 8 приводится во вращение от вала барабана, и каретка перемещается вдоль оси барабана на один шаг навивки каната за каждый оборот барабана. У барабанов, имеющих винтовую канавку, для предотвращения выпадения каната из канавки при ослаблении натяжения применяются канатоукладчики, изображенные на рис. 77, д. Они состоят из кольца-гайки 9, перемещающейся при вращении барабана по его нарезке и по направляющей 3. Укладываемый канат проходит через окно в гайке.

По правилам Госгортехнадзора длина нарезного барабана должна быть такой, чтобы при низшем рабочем положении грузозахватного приспособления на барабане оставалось не менее 1,5 витка

каната, не считая витков, находящихся под зажимным устройством. Если L — рабочая длина каната, наматываемая на барабан, то длина нарезной части барабана без учета нарезки для закрепления каната на барабане равна

$$l = \left(\frac{L}{\pi D_2} + 1,5 \right) t.$$

Здесь 1,5 — число неприкосновенных витков, регламентированное нормами Госгортехнадзора для уменьшения натяжения каната в месте его закрепления на барабане; D_2 — диаметр намотки (см. рис. 76). При наличии сдвоенного полиспаста на барабане предусматривают два рабочих участка со встречной нарезкой. Нарезные барабаны, предназначенные для однослойной навивки одной ветви каната, должны иметь реборду со стороны, противоположной креплению каната. Наличие реборды со стороны крепления не является обязательным. Если на барабан навиваются две ветви каната (сдвоенные полиспасты) от края барабана к его середине, то применение реборд также не обязательно. Барабаны, снабженные устройством, исключающим сход каната с барабана, могут изготовляться без реборд.

Барабаны выполняются литыми из чугуна или из стали и сварными из стали. В механизмах подъема, относящихся к 5-й и 6-й группам режима работы, а также механизмов, транспортирующих расплавленный и раскаленный металл, жидкий шлак и т. п., барабаны должны выполняться только из стали.

Стенки барабана испытывают сложное напряжение сжатия, кручения и изгиба. В барабанах длиной менее трех диаметров напряжения от кручения и изгиба не превышают обычно 10—15% от напряжения сжатия. Поэтому в этом случае стенку барабана обычно рассчитывают только на сжатие. При огибании канатом с натяжением S барабана диаметром D давление на элементарную дугу с центральным углом $d\alpha$ равно $dN = 2S \sin d\alpha/2 \approx S d\alpha$.

При длине дуги $l = 0,5 D d\alpha$ погонное давление $q = dN/l = 2S/D$. Тогда при шаге нарезки t распределенная нагрузка

$$p = \frac{2S}{Dt}.$$

Напряжения сжатия в стенке барабана определяют по теории напряженного состояния кольца, нагруженного равномерно распределенным по его внешней поверхности давлением. Наибольшее напряжение возникает на внутренней поверхности кольца:

$$\sigma_{сж} = 2p \frac{D^2}{D^2 - D_1^2},$$

где $D_1 = D - 2\delta$; δ — минимальная толщина стенки барабана (см. рис. 75).

Поскольку $\delta \ll D$, то можно записать $D - \delta \approx D$ и после подстановки значения p в выражение для $\sigma_{сж}$ получаем номинальное зна-

чение напряжения:

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max}}{\delta t} \leq [\sigma_{сж}],$$

где $[\sigma_{сж}]$ — допускаемое напряжение, определяемое по данным табл. 15 в зависимости от группы режима работы и материала барабана.

Т а б л и ц а 15. Допускаемые напряжения $[\sigma_{сж}]$, МПа

Материал барабана	Группа режима работы механизма				
	1	2	3	4 и 5	6
Стали					
ВМСтЗсп (240)	200	170	150	130	110
20 (250)	210	180	160	140	120
09Г2С (310)	260	225	195	165	140
15ХСНД (350)	280	240	210	175	150
35Л (280)	230	210	170	140	120
55Л (350)	260	230	200	165	140
Чугуны					
СЧ18 (320)	110	100	90	—	—
СЧ18 (360)	130	115	100	90	—
СЧ24 (440)	170	150	130	115	100

Примечание. В скобках рядом с маркой материала указаны значения предела текучести σ_T , МПа (для сталей), и предела прочности на изгиб $\sigma_{в,и}$, МПа (для чугунов).

При изготовлении барабана методом литья толщина стенки чугунного барабана приблизительно определяется по эмпирической формуле $\delta = 0,02 D + (0,6 \div 1,0)$ см, а стенки стального барабана — $\delta = 0,01 D + 0,3$ см.

Напряжение от изгиба моментом $M_{и}$ в стенке барабана равно $\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W_{и}} = \frac{M_{и}}{0,1 (D^4 - D_1^4)/D}$ и напряжение от кручения моментом $M_{кр}$ равно $\tau_{кр} = \frac{M_{кр}}{W_{кр}} = \frac{M_{кр}}{0,2 (D^4 - D_1^4)/D}$, где D и D_1 — размеры барабана (см. рис. 76).

Результирующее напряжение для стальных барабанов

$$\sigma_{\text{сумм}} = \sqrt{(\sigma_{и} + \sigma_{сж})^2 + 3\tau_{кр}^2}.$$

Приведенный метод расчета широко распространен в инженерных расчетах. Однако надо иметь в виду, что он является приближенным, поскольку тело барабана рассматривается как труба бесконечной длины. Кроме того, в нем не учитываются местные напряжения в месте стыка обечайки с торцевой стенкой и в местах установки ребер жесткости.

Более точный расчет в случае необходимости следует проводить, рассматривая барабан как цилиндрическую оболочку, испытывающую как напряжения сжатия, так и напряжения от изгиба у торцевых стенок и у ребер жесткости. Кроме того, надо учитывать, что

стенка барабана, нагруженная радиальным давлением от витков каната, может потерять устойчивость.

При расчете на устойчивость запас устойчивости цилиндрической стенки барабана принимают из условия

$$n = \frac{\sigma_k}{\psi \sigma_{сж}} \geq [n],$$

где $[n]$ — рекомендуемый запас устойчивости: $[n] = 1,7$ для стальных барабанов и $[n] = 2,0$ для чугунных барабанов; σ_k — критическое напряжение в цилиндрической стенке, МПа:

$$\sigma_k = 0,92 E_{бар} \frac{\delta}{l} \sqrt{\frac{2\delta}{D}},$$

где $E_{бар}$ — модуль упругости материала стенки барабана, МПа: для сварных стальных барабанов $E_{бар} = 2,1 \cdot 10^5$, для литых стальных барабанов $E_{бар} = 1,9 \cdot 10^5$ и для чугунных барабанов $E_{бар} = 10^5$; l — расстояние между торцевыми стенками или между торцевой стенкой и кольцом жесткости, расположенным на внутренней поверхности цилиндрической стенки барабана; ψ — коэффициент, учитывающий влияние деформации стенки барабана и каната:

$$\psi = \left(1 + \frac{E_{кан} A_{кан}}{E_{бар} \delta l} \right)^{-\frac{F_1}{2}}$$

Здесь $E_{кан}$ — модуль упругости стальных канатов: для шести-прядных канатов с органическим сердечником $E_{кан} = 9 \cdot 10^4$ МПа и для таких же канатов с металлическим сердечником $E_{кан} = 1,1 \cdot 10^5$ МПа; $A_{кан}$ — площадь сечения всех проволок каната, мм².

Критические напряжения σ_k не должны быть более $0,8 \sigma_T$ для стальных барабанов и более $0,6 \sigma_{в.л}$ для чугунных барабанов (см. табл. 15). Если фактический запас устойчивости оказывается меньше рекомендуемого, то надо или увеличивать толщину стенки δ , или ввести в конструкцию барабана дополнительные ребра жесткости.

Канатоемкость барабана при многослойной наливке определяется как сумма длин каната в каждом слое наливки. Если в каждом слое наливка имеет i витков при числе z слоев, то длина каната в первом слое $l_1 = \pi D_1 i$, где D_1 — диаметр первого слоя по центру каната. Соответственно длина каната во втором слое $l_2 = \pi(D_1 + 2d)i$ и в z -м слое $l_z = \pi[D_1 + (z-1)2d]i$, где d — диаметр каната.

Общая длина каната

$$L = \pi i z [D_1 + d(z-1)].$$

Учитывая возможную неравномерность наливки каната в случае отсутствия канатокладчика, $L' = \psi L$, где $\psi = 0,9$ — коэффициент неравномерности укладки.

Для повышения долговечности каната следует обеспечить правильное набегание каната на блок или барабан, чтобы не создавался резкий перегиб каната, и этим избежать нежелательного на-

жатия каната на край реборды, которое приводит к повышенному износу каната и возможности поломки реборды.

При набегании каната на барабан угол γ (рис. 78), условно отсчитываемый от оси блока при практических расчетах, принимается не более 2° для гладких барабанов, где витки каната ложатся вплотную друг к другу, и не более 6° для нарезных барабанов. От

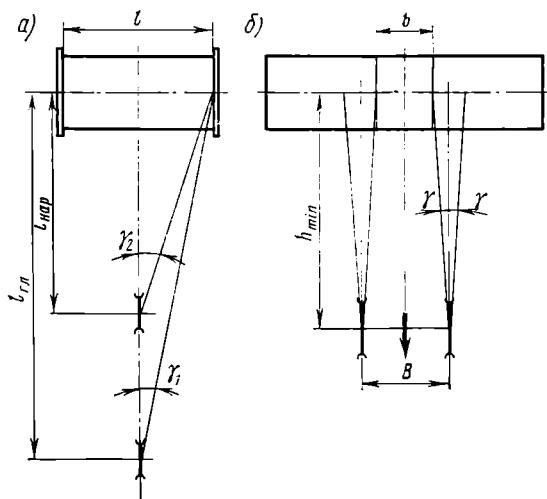


Рис. 78. Допускаемые углы набегания каната на барабан:

а — одинарный полиспаст; б — сдвоенный полиспаст

значения этого угла зависит минимальное расстояние от оси направляющего блока до оси барабана. Так, для нарезных барабанов одинарных полиспастов (рис. 78, а) $l_{\text{нар}} = 0,5l \operatorname{ctg} 6^\circ$ и для гладких барабанов $l_{\text{гп}} = 0,5l \operatorname{ctg} 2^\circ$, где l — длина барабана.

Этими же углами при верхнем положении крюковой обоймы определяется и длина b ненарезанной средней части барабана сдвоенного полиспаста (рис. 78, б). Максимальная возможная длина ненарезанного участка $b_{\text{max}} = B + 2h_{\text{min}} \operatorname{tg} \gamma$ и минимальная возможная длина этого участка $b_{\text{min}} = B - 2h_{\text{min}} \operatorname{tg} \gamma$, где B — расстояние между центрами блоков крюковой обоймы или направляющих блоков, с которых ветви каната наматываются на барабан; h_{min} — минимальное расстояние между осью барабана и осью блоков подвески в ее верхнем положении или расстояние между осью барабанов и осью направляющих блоков (при расчете подшипников блоков и барабанов следует учесть осевые нагрузки, возникающие из-за отклонения каната на угол γ).

Полная длина барабана при сдвоенном полиспасте $l_{\text{бар}} = b + 2l + 2l_{\text{к}}$, где b — длина ненарезанной центральной части барабана; $b_{\text{min}} < b < b_{\text{max}}$; l — длина нарезанной части барабана с учетом размещения неприкосновенных витков; $l_{\text{к}}$ — длина конечного участка

барабана, на котором размещается крепление каната к барабану.

Для одинарного полиспаста $l_{\text{бар}} = l + l_{\text{к1}} + l_{\text{к2}}$, где $l_{\text{к1}}$ и $l_{\text{к2}}$ — длина конечных участков барабана соответственно для размещения крепления и для реборды.

Конструкция крепления каната на барабане должна быть надежной, доступной для осмотра, удобной для замены каната и до-

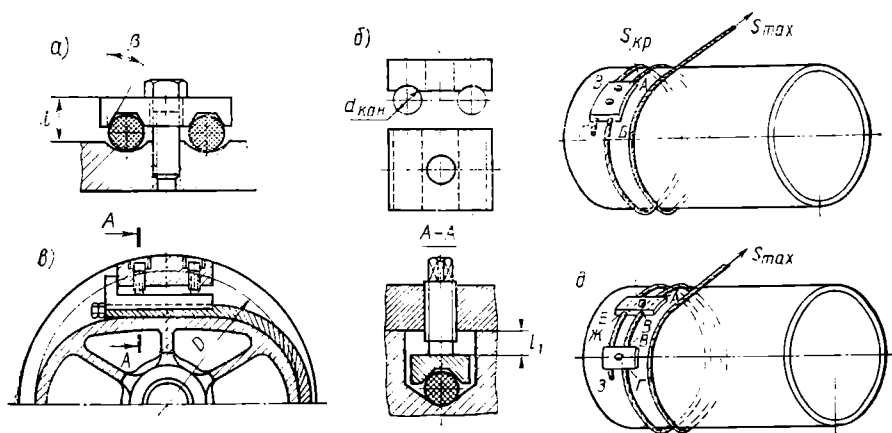


Рис. 79. Схемы закрепления канатов на барабане:

а — накладкой с трапецидальной канавкой; *б* — одноболтовой накладкой с полукруглой канавкой; *в* — прижимной планкой; *г* — планкой с двумя болтами; *д* — двумя одноболтовыми накладками

статочной простой в изготовлении. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу. Существует много разнообразных конструкций крепления каната на барабане, примеры некоторых из них приведены на рис. 79. Нормами Госгортехнадзора обусловлено крепление каната на барабане или прижимными планками, или клиновыми зажимами, обеспечивающими надежность крепления.

Наиболее широкое применение имеет крепление каната планками, прижимающими канат к барабану (рис. 79, а, б). При навивке канат из первой крайней канавки на барабане сразу переводят через одну канавку в третью, для чего частично вырубает выступы нарезки, разделяющие канавки. При этом среднюю канавку используют для установки крепежных винтов. Каждая прижимная планка крепится с помощью одного или двух винтов. Независимо от расчета, согласно правилам Госгортехнадзора, устанавливаются не менее двух одновинтовых планок. В случае крепления прижимных планок двумя винтами для каната диаметром до 31 мм устанавливают по одной планке и по две планки при большем диаметре каната. Вследствие уменьшения натяжения каната в месте его крепления к барабану за счет регламентированных нормами техники безопасности полутора неприкосновенных витков натяжение каната перед

прижимной планкой (в точке A на рис. 79, z) выражается формулой

$$S_{кр} = \frac{S_{max}}{e^{f\alpha_1}}, \quad (16)$$

где S_{max} — максимальное рабочее натяжение в канате при подъеме груза; $f=0,16$ — минимальный коэффициент трения между канатом и поверхностью барабана; $\alpha_1=3\pi$ — минимальный угол обхвата барабана неприкосновенными витками. Натяжение каната в месте его крепления $S_{кр} \approx S_{max}/2,5$.

При креплении одной планкой с двумя винтами канат удерживают на барабане следующие силы трения:

1) сила трения F_1 между канатом и планкой, а также канатом и барабаном на участке AB (рис. 79, z) под планкой:

$$F_1 = (f + f_1)N,$$

где N — сила затяжки одного винта; f — приведенный коэффициент трения между канатом и планкой, имеющей трапецеидальное сечение канавки (рис. 79, a):

$$f_1 = \frac{f}{\sin \beta},$$

где β — угол наклона боковой грани зажимной канавки на планке, обычно принимаемый равным 40° . Для планки с полукруглыми канавками (рис. 79, b) $f_1=f$ и $F_1=2fN$;

2) сила трения F_2 между канатом и барабаном на участке BB (рис. 79, z):

$$F_2 = S_B - S_A = (S_{кр} - F_1) - \frac{S_{кр} - F_1}{e^{f\alpha}} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}} \left[S_{кр} - (f + f_1)N \right],$$

где $\alpha \approx 2\pi$ — угол обхвата барабана витком каната от точки B до точки B ;

3) сила трения F_3 под прижимной планкой на участке $BГ$:

$$F_3 = F_1 = (f + f_1)N.$$

При удержании каната на барабане должно соблюдаться равенство сил натяжения каната и сил трения: $S_{кр} = F_1 + F_2 + F_3$, откуда после подстановки соответствующих значений сил трения и преобразований определяем усилие, растягивающее каждый болт:

$$N = \frac{S_{кр}}{(f + f_1)(e^{f\alpha} + 1)}. \quad (17)$$

Кроме растяжения винты испытывают также изгиб, вызываемый силами трения между планкой и канатом на участках AB и $BГ$, которые стремятся сдвинуть планку в направлении действия сил натяжения в канате и тем самым изгибают винты. Эти силы трения, воспринимаемые каждым винтом, равны: $T = f_1 N$.

За точку приложения силы T следует принимать точку соприкосновения головки винта с планкой, а за плечо изгиба l — расстояние от этой точки до поверхности барабана (рис. 79, o)

$$\sigma_{\text{сумм}} = \frac{1,3kN}{\pi d_1^2/4} + \frac{kTl}{0,1d_1^3} \leq [\sigma_p], \quad (18)$$

где d_1 — внутренний диаметр резьбы винта; $k \geq 1,5$ — запас надежности крепления каната к барабану, учитывающий возможные отклонения фактического значения коэффициента трения от расчетного и влияние динамических нагрузок. Числовой коэффициент 1,3 в уравнении (18) учитывает напряжение кручения, возникающее при затяжке винтов. Допускаемые напряжения в винте определяют при запасе прочности, равном 2,5 относительно предела текучести при равномерном распределении нагрузки между всеми винтами.

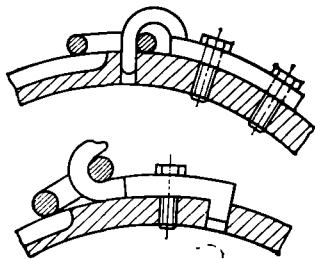


Рис. 80. Крепление цепи на барабане

При применении нескольких одновинтовых прижимных планок расчетные уравнения, учитывающие влияние силы трения между крепежными витками каната и барабаном на отдельных дугах обхвата между зажимами (дуги *БВ*, *ГД*, *ЕЖ* на рис. 79, *з*), можно получить аналогично, путем последовательного определения сил трения на отдельных участках соединения и их суммирования. Для упрощения расчета в этом случае с достаточной степенью точности можно использовать уравнения (17) и (18), принимая условно угол α_1 равным углу обхвата барабана канатом между точками *Б* и *Ж*. Обычно планки располагают по окружности барабана под углом 60° . Конструкция крепления каната с прижимной планкой, представленная на рис. 79, *в*, возможна только на литом барабане. Расчет крепления аналогичен вышеприведенному расчету. Плечо изгиба винта равно длине l_1 .

Сварные цепи обычно крепят к барабану с помощью кованого крючкообразного зажима, привертываемого к телу барабана (рис. 80).

Шпили (см. рис. 7) применяют при производстве маневровых работ на железнодорожных путях, в портах и доках, для подъема якорей на судах, подтаскивания различных грузов и т. п. Шпиль — это лебедка с фрикционным барабаном, имеющим горизонтальную или вертикальную ось вращения. Канат, соединенный с грузом, не закрепляется на барабане, а сцепляется с ним силой трения, возникающей между поверхностью барабана и несколькими витками каната, намотанными на него, и удерживается от проскальзывания относительно небольшой силой $S_{\text{сбег}}$, прикладываемой к сбегавшей ветви. Это позволяет работать с канатом, имеющим большую длину при малых размерах барабана. Тогда натяжение набегающей ветви каната, соединенной с грузом,

$$S_{\text{наб}} = S_{\text{сбег}} e^{f\alpha},$$

где f — коэффициент трения между канатом и барабаном: $f = 0,12 \div 0,15$ при гладком барабане и $f = 0,15 \div 0,2$ при барабане, имеющем на своей поверхности невысокие продольные ребра; α — угол обхвата барабана канатом, рад.

Обычно барабаны шпильей делают переменного диаметра, с минимальным значением в середине, чтобы обеспечить постоянное сбежание каната к центру барабана. Элемент каната, натянутого с силой S , охватывающий угол $d\alpha$ (рис. 81), создает радиальную силу $dN = S d\alpha$. Сила $dN \sin \varphi$ стремится передвинуть канат к центру барабана (на минимальный диаметр). Здесь φ — угол между осью вращения барабана и касательной к поверхности барабана, проведенной в точке касания каната с барабаном. Сила трения между канатом и барабаном $f dN \cos \varphi$ препятствует этому передвижению. Для того чтобы канат перемещался вдоль оси барабана, результирующая сила, сдвигающая канат, должна быть больше нуля, т. е. $dN \sin \varphi - dN f \cos \varphi > 0$, что возможно, если угол φ больше угла трения $\rho = \arctg f$.

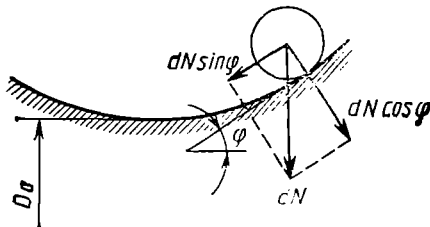


Рис. 81. Схема действия сил на барабане шпильей

Блоки для канатов изготавливают из стали литьем, сваркой или штамповкой. Последний метод наиболее рационален. Для литых блоков применяется сталь с механическими свойствами не ниже, чем у стали 45Л-II; для штампованных — не ниже, чем у стали 45, и для сварных — не ниже, чем у стали Ст3. Ручей блока должен быть закален до твердости не ниже HRC 35 с глубиной закаленного слоя не менее 3 мм. Профиль ручья блока должен быть таким, чтобы канат беспрепятственно входил и выходил из него, а также чтобы канат соприкасался с ручьем по возможно большей площади. Размеры профиля ручья (рис. 82, а) должны соответствовать следующим соотношениям: $R = (0,53 \div 0,56) d$; $H = (1,4 \div 1,9) d$; $r = 0,2 d$. При соблюдении этих условий канат может отклоняться от плоскости симметрии ручья блока на угол не более 6° . С целью увеличения долговечности каната и блока рекомендуется не допускать отклонения каната более чем на 2° , а на уравнильных блоках более чем на $0,5^\circ$.

Блок подлежит замене при износе ручья на глубину $0,2 d$, но не более $0,2$ первоначальной толщины обода. Для повышения долговечности каната иногда применяют блоки с ручьем, футерованным пластмассой (рис. 82, б, в) или алюминием (рис. 82, г). Так, если принять износ каната на чугунном блоке за единицу, то на стальном блоке за этот же срок износ составит 110%, при футеровке алюминием 80%, а при футеровке капроном — 40—50%. Все блоки полиспастной системы рекомендуется устанавливать на подшипниках

качения с применением защитных уплотнений, предотвращающих загрязнение подшипников и утечку смазки.

Звездочки для сварных цепей, как правило, выполняют литыми из чугуна или стали. Звенья сварной цепи ложатся на звездочке в

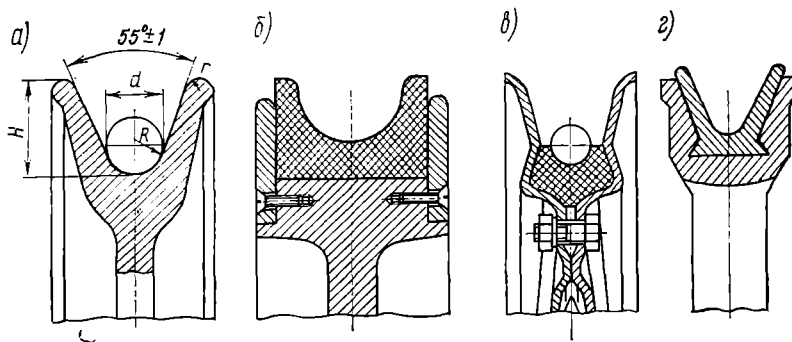


Рис. 82. Ручьи блоков:

а — профиль ручья; б, в — ручьи, футерованные пластмассой; г — ручей, футерованный алюминием

специальные гнезда, выполненные по форме звена, поэтому звездочка получается многогранной (рис. 83, а). Диаметр начальной окружности звездочки (по центру прутка, из которого сварена цепь)

$$D_{н.о} = \sqrt{\left[\frac{t}{\sin(90/z)} \right]^2 + \left[\frac{d}{\cos(90/z)} \right]^2},$$

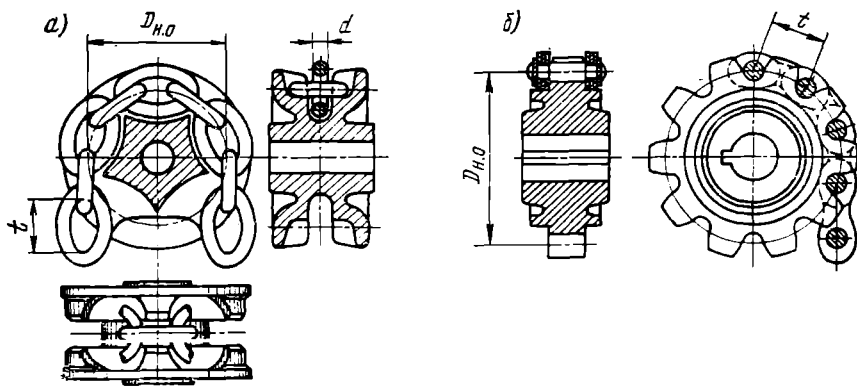


Рис. 83. Звездочки:

а — для сварной цепи; б — для пластинчатой цепи

где t — внутренняя длина звена цепи; d — диаметр прутка, из которого сварена цепь; z — число гнезд на звездочке. При $z \geq 6$ и при $d \leq 16$ мм первый член под корнем значительно больше второго и

в этом случае можно пользоваться упрощенным уравнением

$$D_{н.о} = \frac{t}{\sin 90/z},$$

Звездочки для *пластинчатых цепей* изготавливают из стального проката (сталь Ст4, Ст5, 20) или литья; они представляют собой как бы зубчатые колеса, зубья которых входят между пластинами цепей, соприкасаясь с валиками шарниров. Построение профиля зубьев звездочки производят по ГОСТ 592—75.

Диаметр начальной окружности звездочки (рис. 83, б)

$$D_{н.о} = \frac{t}{\sin 180/z},$$

где t — шаг цепи; z — число зубьев.

Глава V

ОСТАНОВЫ И ТОРМОЗА

§ 11. Общие требования. Классификация тормозных устройств

Механизмы грузоподъемных машин обязательно должны быть снабжены надежными тормозными устройствами, в механизмах подъема обеспечивающими остановку груза и удержание его в подвешенном состоянии с заданным запасом торможения, а в механизмах передвижения и поворота — торможение до полной остановки на установленной длине тормозного пути. Общая интенсификация производства и рост производительности труда, приводящие к повышению скорости движения и увеличению движущихся масс, предъявляют все более высокие требования к эффективности действия тормозных устройств. Тормоза подъемно-транспортных машин повышают безопасность работы этих машин и их производительность.

Для повышения интенсивности работы механизма период торможения должен быть как можно меньше, однако при резком торможении на элементы привода действуют высокие динамические нагрузки, вызывающие нарушение соединений, повышенный износ муфт, подшипников, ходовых и зубчатых колес. При движении подъемно-транспортных машин резкое торможение может привести к юзу ходовых колес, расплескиванию жидкого металла, транспортируемого в ковшах, раскачиванию транспортируемого груза, вибрации металлических конструкций и другим нежелательным явлениям, что следует учитывать при определении тормозного момента и расчета элементов подъемно-транспортных машин.

Торможение механизмов с электрическим приводом можно осуществлять как электрическим, так и механическим способом. При электрическом торможении имеется возможность значительно уменьшить скорость к моменту замыкания тормоза. Однако и в

этом случае механический тормоз остается единственным средством остановки механизма при прекращении подачи электроэнергии. Поэтому расчет механических тормозов в любом случае необходимо вести по полному значению тормозного момента.

Для определения тормозного момента должны быть известны: 1) характер и режим работы механизма; 2) конструктивные и расчетные данные механизма: масса транспортируемого груза, массы отдельных элементов, моменты инерции элементов механизма, скорости движения, передаточные числа и КПД передач и т. п.; 3) место тормоза в кинематической схеме механизма (значение тормозного момента различно в зависимости от передаточного числа передачи от рабочего органа, например барабана, до тормозного вала); 4) крутящий момент, действующий на тормозном валу при торможении и определяемый с учетом потерь в элементах механизма; 5) частота вращения тормозного вала; 6) при применении некоторых конструкций тормозов необходимо также знать направление вращения тормозного шкива.

Тормозные устройства подъемно-транспортных машин классифицируют по следующим признакам:

1) по конструктивному выполнению рабочих элементов: на *колодочные* тормоза — с рабочим элементом в виде колодки, трущейся по наружной или внутренней поверхности тормозного барабана (шкива); *ленточные* — с рабочим элементом в виде гибкой ленты, трущейся по тормозному барабану; *дисковые* — с рабочим элементом в виде целого кольцевого диска или отдельных сегментных колодок и *конические* — с рабочим элементом в виде конуса. Последние две разновидности тормозов обычно объединяются в одну группу с замыкающей силой, действующей вдоль оси тормоза, — *тормоза с осевым нажатием*;

2) по принципу действия: на *автоматические* тормоза (с электромагнитным, электрогидравлическим или электромеханическим приводом, а также замыкаемые весом транспортируемого груза и т. п.), замыкающиеся независимо от воли обслуживающего персонала одновременно с отключением двигателя механизма, на котором установлен тормоз, и *управляемые* тормоза, замыкание или размыкание которых производится обслуживающим персоналом при воздействии на орган управления;

3) по назначению: на *стопорные* тормоза, производящие остановку механизма, и *спускные* тормоза и *регуляторы скорости*, ограничивающие скорость движения в определенных пределах и действующие в течение всего периода работы соответствующего механизма;

4) по характеру действия силы, управляющей тормозом: на *нормально закрытые* тормоза, замыкание которых создается постоянно действующей силой (от пружины, весом специального замыкающего груза и т. п.), а размыкание, происходящее одновременно с включением привода механизма, — при приложении силы управления тормозом (при выключении привода тормоз автоматически замыкается); *нормально открытые* тормоза, раз-

мыкаемые с помощью постоянно действующей размыкающей силы и замыкаемые при приложении силы управления тормозом; *комбинированные* тормоза, работающие в нормальных условиях как нормально открытые тормоза, а в аварийных условиях — как тормоза, нормально закрытые действием внешней замыкающей силы.

Ко всем тормозам независимо от их конструкции предъявляются следующие основные требования: достаточный тормозной момент для заданных условий работы; быстрое замыкание и размыкание; прочность и долговечность элементов тормоза; простота конструкции, определяющая малую стоимость изготовления; удобство осмотра, регулирования и замены износившихся деталей; устойчивость регулирования, обеспечивающая надежность работы тормозного устройства; минимальный износ трущихся элементов; минимальные габариты и масса; ограниченная температура на поверхности трения, не превышающая предельную температуру для данного frictionного материала.

Тормозной шкив обычно устанавливают на быстроходном валу механизма, где действует наименьший крутящий момент и, следовательно, требуется малый тормозной момент. В этом случае в качестве тормозного шкива можно использовать одну из полумуфт соединения двигателя с редуктором. Если в механизме применена муфта с амортизирующим устройством (втулочно-пальцевая, пружинная и т. п.), то в качестве тормозного шкива следует использовать ту полумуфту, которая находится на валу редуктора.

§ 12. Остановы

К простейшим устройствам, служащим для удержания груза на весу, относятся *остановы* — приспособления, не препятствующие подъему груза, но исключающие возможность самопроизвольного опускания под действием силы тяжести. В подъемно-транспортных машинах обычно применяются храповые и роликовые остановы.

Храповые остановы (рис. 84, а) состоят из храпового колеса 1, укрепленного на валу 2 механизма, и собачки 3, ось 4 которой установлена на неподвижных элементах механизма. Собачка входит в зацепление с храповым колесом, препятствуя его повороту в сторону опускания груза Q. В другую сторону колесо поворачивается свободно. Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом. Храповой останов обычно размещают на входном (самом быстроходном) валу, где действуют наименьшие крутящие моменты. Однако для большей надежности храпового соединения, а также принимая во внимание конструктивные особенности некоторых грузоподъемных механизмов, храповое соединение в ряде случаев устанавливают на промежуточных валах и даже непосредственно на валу барабана.

Наиболее опасным для элементов останова является положение, когда собачка упирается в вершину зуба храпового колеса (рис. 84, б). Так как зацепление зубьев с собачкой происходит с не-

которым ударом, то кромки зуба колеса и собачки сминаются. Прочность кромок определяют по уравнению

$$q = \frac{P}{b} \leq [q], \quad (19)$$

где P — окружная сила, Н; b — ширина колеса, см; $[q]$ — допускаемое линейное давление с учетом динамического характера нагру-

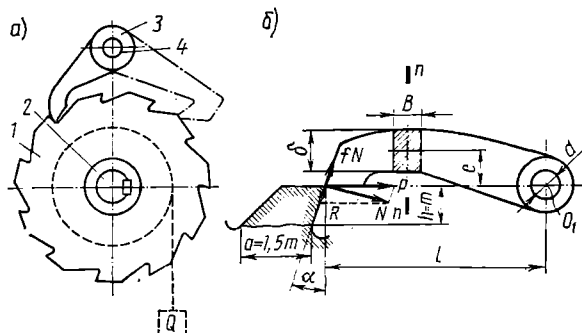


Рис. 84. Храповой останов:

a — схема останова; b — расчет собачки

жения, Н/см (значения $[q]$ для некоторых материалов приведены в табл. 16).

Таблица 16. Параметры для расчета храпового соединения

Материал храпового колеса	$[q]$, Н/см	$\psi = b/m$	Запас прочности n
Чугун СЧ15	1500	2—4	5
Сталь 35Л11, 55Л11	3000	1,5—4	4
Сталь Ст3	3500	1—2	3
Сталь 45	4000	1—2	3

Примечание. Значения $[q]$ соответствуют механизмам для 1, 2 и 3-й групп режимов работы. Для более напряженных режимов эти значения должны быть ниже на 25—30%.

Окружную силу определяют из уравнения

$$P = \frac{2M_k}{D} = \frac{2M_k}{zm}, \quad (20)$$

где D — внешний диаметр храпового колеса; z — число зубьев храпового колеса; m — модуль зацепления храпового колеса; M_k — крутящий момент, действующий на валу храпового колеса.

Соотношение между шириной зуба b и модулем m определяется коэффициентом $\psi = b/m$, значения которого даны в табл. 16. Большие значения коэффициента ψ принимают для устройств, работающих

со значительными ударными нагрузками. Ширину собачки принимают на 2—4 мм шире зуба храпового колеса, чтобы компенсировать возможные неточности монтажа. Используя уравнения (19) и (20), получаем выражение для модуля колеса:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2M_k}{\psi z [\sigma]}}.$$

Если число зубьев неизвестно, а известен диаметр храпового колеса, то удобнее пользоваться выражением

$$m = \frac{2M_k}{\psi D [\sigma]}.$$

При модуле храпового колеса $m \geq 6$ мм можно ограничиться проверкой зуба по линейному давлению. При меньшем модуле необходима проверка зуба по изгибу. Плоскость излома зуба (рис. 84, б) отстоит на расстоянии $h = m$ от вершины зуба. Высоту расчетного сечения зуба храпового колеса с внешним зацеплением принимают $a = 1,5 m$. Тогда момент, изгибающий зуб,

$$M_n = P h = \frac{2M_k}{zm} m = \frac{2M_k}{z}.$$

Момент сопротивления изгибу при рассмотрении зуба как балки, заделанной с одного конца,

$$W = \frac{\psi m (1,5m)^2}{6} = \frac{2,25\psi m^3}{6}.$$

Напряжение от изгиба должно удовлетворять неравенству

$$\sigma_n = \frac{M_n}{W} = \frac{12M_k}{2,25\psi z m^3} \leq [\sigma_n].$$

Принимая допускаемые напряжения $[\sigma_n] = \sigma_v/n$ для чугунов и $[\sigma_n] = \sigma_T/n$ для сталей, где значения n указаны в табл. 16, получаем выражение для модуля:

$$m = 1,75 \sqrt[3]{\frac{M_k}{\psi z [\sigma_n]}}.$$

При внутреннем зацеплении зубья храпового колеса значительно прочнее, поскольку в этом случае высота расчетного сечения зуба $a = 3m$. Модуль определяют из выражения

$$m = 1,1 \sqrt[3]{\frac{M_k}{\psi z [\sigma_n]}}.$$

Собачку изготавливают обычно из стали 40Х, термообработанной до твердости не ниже HRC 48—50. Чтобы обеспечить надежную работу соединений, собачка прижимается к храповому колесу пружиной (рис. 85, а, б) или силой тяжести специального груза (рис. 85, в). Ось вращения собачки устанавливают в таком месте, чтобы угол

между прямыми, проведенными от оси колеса и оси собачки в точку контакта собачки с колесом, был близок к 90°

Поверхность зуба колеса, упирающуюся в собачку, делают плоской. При вращении храпового колеса в направлении, соответствующем подъему груза, собачка свободно скользит по наклонным поверхностям зубьев. Если направление вращения колеса изменяется на противоположное, то собачка, упираясь в верхнюю кромку зуба

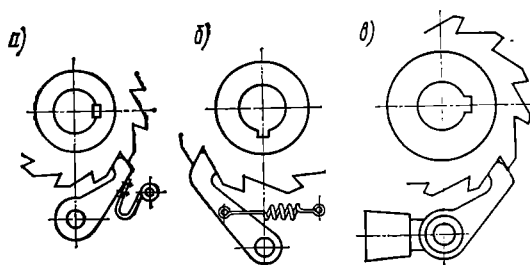


Рис. 85. Конструкции собачек с принудительным включением

колеса, соскальзывает во впадину и прижимается к рабочей грани зуба всей торцевой поверхностью, создавая необходимый упор. При этом на собачку от окружной силы P будут действовать сила нормального давления $N = P \cos \alpha$ и сила $R = P \sin \alpha$, направленная вдоль рабочей грани зуба и стремящаяся

сдвинуть собачку к основанию зуба (см. рис. 84, б). Кроме того, на собачку действуют сила трения fN вдоль рабочей грани и момент трения $Pf_1d/2$ в опоре O_1 , препятствующие входу собачки в зацепление (здесь f_1 — коэффициент трения между собачкой и ее осью, имеющей диаметр d). Приведенная к плоскости рабочей грани зуба сила трения от момента трения на оси собачки выражается уравнением

$$F = \frac{Pf_1d}{2L \cos \alpha}$$

Если пренебречь влиянием силы тяжести собачки и силы пружины, способствующих созданию зацепления, то для обеспечения входа собачки в зацепление с зубом должно быть удовлетворено неравенство

$$R > fN + F,$$

откуда после преобразований получаем

$$\operatorname{tg} \alpha > f + \frac{f_1d}{2L \cos^2 \alpha},$$

т. е. беспрепятственное движение собачки к основанию зуба колеса будет обеспечено, если угол α отклонения передней грани зуба колеса будет больше приведенного угла трения собачки по зубу храпового колеса с учетом коэффициентов трения f и f_1 и геометрии зацепления. Нормалью на построение профиля зубьев храпового колеса при наружном и внутреннем зацеплении [1] предусмотрен угол $\alpha = 20^\circ$, что учитывает и влияние трения в опоре O_1 , и возможное загрязнение, и повреждение контактных поверхностей зуба колеса и собачки.

Собачка воспринимает сжимающие, растягивающие и изгибающие нагрузки. Расчет ведут при положении собачки, упертой концом в кромку зуба колеса (см. рис. 84, б). Так, при сжатой собачке напряжение в опасном сечении

$$\sigma = \frac{P}{B\delta} + \frac{6Pe}{B\delta^2} \leq [\sigma]_c,$$

где B — ширина собачки; $[\sigma]_c = \sigma_T/n$ — допускаемое напряжение; $n=5$ — запас прочности.

Вращение храпового колеса в сторону подъема сопровождается характерным шумом (щелчками), поскольку собачка постоянно прижимается к зубьям. Для уменьшения шума применяют конструкции бесшумных собачек, в которых специальное устройство за счет силы трения отводит собачку от храпового колеса при движении механизма в сторону подъема. Так, на рис. 86 собачка 1 соединена с хомутом 2, прижимающимся к валу механизма пружинами 3. При вращении вала в сторону подъема хомут 2 под действием силы трения стремится повернуться в ту же сторону и отводит собачку от зубьев храпового колеса 4. При вращении вала в обратном направлении хомут вводит собачку в зацепление с зубом храпового колеса.

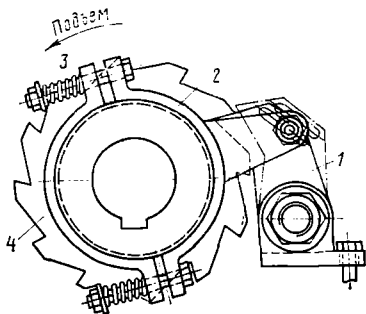


Рис. 86. Бесшумная собачка

Работа храпового соединения характеризуется резким, ударным соединением собачки с зубом храпового колеса и мгновенной остановкой груза. Чтобы уменьшить динамические нагрузки при работе храпового соединения, иногда устанавливают на одно храповое колесо несколько собачек, расположенных так, чтобы они не могли войти в соединение с зубом одновременно. Тогда максимальный возможный угол поворота храпового колеса до упора в него собачки (угол холостого хода) сокращается, храповое колесо при изменении направления вращения не успевает развить высокую скорость под действием веса груза, и удар при зацеплении собачки с зубом колеса происходит более мягко. Независимо от числа собачек каждую из них рассчитывают на полную окружную силу P .

Роликовые остановы (автологи) относятся к фрикционным самотормозящим механизмам. Их действие основано на использовании силы трения, и они являются наиболее совершенными механизмами, обеспечивающими безударное приложение нагрузки при минимальном угле холостого хода, предшествующем заклиниванию. Роликовый останов (рис. 87) состоит из корпуса 1, втулки 2 и заложенных в клиновые пазы роликов 3. Во время вращений втулки 2 против часовой стрелки (при неподвижном корпусе 1) ролики увлекаются силой трения в более широкую часть клинового паза, что обеспечивает свободное вращение втулки 2, а следовательно, и вала

механизма относительно корпуса 1. При изменении направления вращения ролики увлекаются в узкую часть клинового паза, что приводит к заклиниванию роликов в пазу и остановке втулки. Для более быстрого заклинивания роликов в конструкцию останова включены пружины 5 и штифты 4, отжимающие ролики в угол паза.

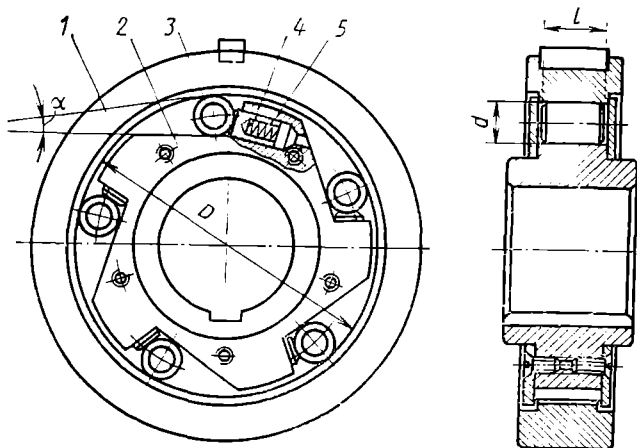


Рис. 87. Роликовый останов

Наибольший крутящий момент, возникающий при заклинивании роликов, с учетом динамических нагрузок равен

$$M_{\max} = k_x M,$$

где M — номинальный крутящий момент от груза на валу останова; $k_d = k_{дв} + k_m$ — коэффициент динамичности: величина $k_{дв}$ учитывает тип двигателя; величина k_m учитывает тип подъемно-транспортной машины. При электроприводе $k_{дв} = 0,25$; при шестицилиндровом двигателе внутреннего сгорания $k_{дв} = 0,4$, а при четырехцилиндровом $k_{дв} = 0,5$. Для элеваторов и грузовых подъемников $k_m = 1,2$; для кранов и пассажирских лифтов $k_m = 2$.

Расчет роликовых остановов ведут по расчетному крутящему моменту $M_p = M_{\max} / k_T$, где $k_T = 0,6 \div 0,9$ — коэффициент, зависящий от точности изготовления и монтажа останова. Чем больше точность, тем больше значения k_T .

Нормальная сила, действующая на ролик,

$$N = \frac{2M_p}{zD \operatorname{tg} \alpha/2},$$

где z — число роликов; D — внутренний диаметр корпуса; α — угол заклинивания.

Заклинивание ролика является весьма сложным процессом перекатывания упругого цилиндра между двумя упругими поверхностями. Оно происходит, если силы и моменты сил, действующие на ролик в начальный момент заклинивания, стремятся втянуть его в клиновое пространство между корпусом и втулкой. При одинаковых значениях коэффициентов трения f между роликом и обеими втулками значение угла α должно удовлетворять неравенству

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq \operatorname{tg} \rho = f.$$

Обычно для обеспечения саморасклинивания останова угол $\alpha = 6 \div 8^\circ$. При проектировании роликовых остановов подъемно-транспортных машин число роликов $z = 3 \div 5$, длина ролика $l = (1,25 \div 1,5)d$, внутренний диаметр корпуса $D = 8d$, где d — диаметр ролика. Расчет деталей останова ведут на контактное смятие. Максимальное контактное касательное напряжение в месте контакта ролика со втулкой

$$\tau_{\max} = 0,2 \sqrt{\frac{NE}{ld}} \leq [\tau],$$

где E — приведенный модуль упругости контактирующих элементов. Допускаемые контактные напряжения $[\tau]$, МПа, для случая линейного контакта роликов при выполнении деталей из качественных сталей (например, корпус и втулка — из стали 15X или 20X; ролик — из стали 40X), для механизмов с малым числом включений $N_n \leq 10^7$ принимают $[\tau] = (8,0 \div 12,0)$ HRC, где HRC — число твердости по Роквеллу. Для механизмов с частыми включениями расчет ведут по пониженным допускаемым напряжениям:

$$[\tau'] = [\tau] \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_n}},$$

где $N_n \geq 10^7$ — общее число циклов нагружения за срок службы.

§ 13. Колодочные тормоза

В подъемно-транспортных машинах находит применение большое число разнообразных конструкций колодочных тормозов, состоящих из рычагов и двух колодок, диаметрально расположенных относительно тормозного шкива и различающихся в основном схемой рычажной системы. Торможение механизма с помощью колодочных тормозов происходит в результате создания силы трения между тормозным шкивом, связанным с одним из валов механизма, и тормозной колодкой, укрепленной на рычагах тормоза, установленного на металлоконструкции тележки или крана.

В простейшем одноколодочном тормозе (рис. 88, а) тормозной рычаг длиной l нажимает колодкой на тормозной шкив с силой P , благодаря чему на вращающемся шкиве возникает сила

трения $F=fN$, противодействующая вращению механизма, где f — коэффициент трения, имеющий для различных пар материалов следующие значения:

Пара трения	Коэффициент трения
Чугун и сталь по чугуну	0,15
Тканая тормозная асбестовая лента по чугуну и стали	0,35
Вальцованная лента по чугуну и стали	0,42
Пластмасса КФЗ, КФЗМ по чугуну	0,22
То же, по стали	0,29
Горячеформованный фрикционный материал (на каучуке) по чугуну и стали	0,32
Дерево по чугуну	0,30
Дерево по стали	0,25
Кожа по чугуну и стали	0,20
Бронза по чугуну и стали	0,17
Бронза по бронзе	0,18
Сталь по текстолиту	0,15
Сталь по фибре	0,17

Если момент силы F больше момента движущей силы, действующей на том же валу, то скорость движения замедляется и движение прекращается.

Тормозной момент, создаваемый одноколодочным тормозом,

$$M_{\tau} = fN \frac{D}{2},$$

откуда необходимая сила нажатия колодки на шкив

$$N = \frac{2M_{\tau}}{fD}.$$

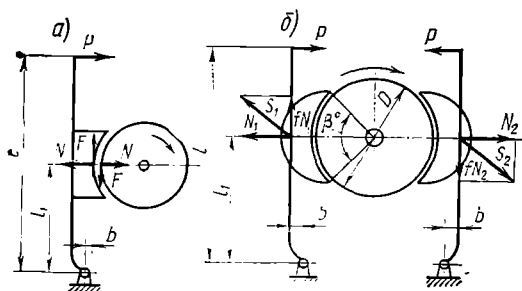


Рис. 88. Колодочные тормоза:

а — одноколодочный; б — двухколодочный

Сила P , замыкающая тормоз, из условия равновесия рычага относительно его оси вращения равна:

$$P = N \frac{l_1 \pm fb}{l}$$

Знаки в уравнении определяются направлением вращения тормозного шкива. На рис. 88 зазор между колодкой и шкивом при наличии сил трения между ними показан условно для упрощения выявления на схеме действующих сил. При одноколодочном тормозе сила N нажатия колодки на шкив создает дополнительный изгибающий момент на валу, что приводит к увеличению диаметра вала и подшипников. Поэтому одноколодочные тормоза применяют весьма редко и только в ручных механизмах.

Более широко применяют двухколодочные тормоза с тормозными колодками, шарнирно связанными с тормозным рыча-

гом (рис. 88, б). Тормозной момент, создаваемый двухколодочным тормозом, равен сумме тормозных моментов, развиваемых каждой колодкой. Силы нажатия колодок на шкив определяют, как и для одноколодочного тормоза, из уравнений равновесия тормозных рычагов.

Момент от силы трения Nf на плече, равном расстоянию от поверхности трения до оси колодки, стремится повернуть колодку, что приводит к неравномерному распределению давления между накладкой и шкивом по длине дуги обхвата [1]. При конструировании тормозов стремятся разместить ось вращения колодки как можно ближе к поверхности трения, поэтому этот момент обычно невелик и при составлении уравнений равновесия рычагов им можно пренебречь. Тогда при вращении тормозного шкива по часовой стрелке, как показано на рис. 88, б, для левого (по рисунку) рычага находим $Pl = N_1(l_1 - fb)$ и $N_1 = Pl/(l_1 - fb)$. Для другого рычага $Pl = N_2(l_1 + fb)$, откуда $N_2 = Pl/(l_1 + fb)$.

Так как момент Pl одинаков для обоих рычагов, то, очевидно, $N_1 \neq N_2$. Общий тормозной момент выражается формулой

$$M_{\tau} = f \frac{D}{2} (N_1 + N_2).$$

Подставив в это уравнение значения N_1 и N_2 , определенные выше, получаем

$$M_{\tau} = \frac{PDl_1f}{l_1^2 - f^2b^2},$$

Равнодействующие силы N и F соответственно для левого и правого рычагов равны:

$$S_1 = N_1 \sqrt{1 + f^2}; \quad S_2 = N_2 \sqrt{1 + f^2}.$$

Так как $N_1 \neq N_2$, то и $S_1 \neq S_2$. Разность между силами S_1 и S_2 является силой, изгибающей тормозной вал:

$$\Delta S = S_1 - S_2 = \frac{2Plf \sqrt{1 + f^2}}{l_1^2 - f^2b^2} b.$$

Из последнего выражения видно, что $\Delta S = 0$, если плечо $b = 0$, т. е. при прямых тормозных рычагах. Поэтому в современных конструкциях тормозов для устранения сил, изгибающих тормозной вал, стремятся применять тормоза с прямыми рычагами. При этом тормозные моменты, создаваемые каждой колодкой, одинаковы и не зависят от направления вращения тормозного шкива. Общий тормозной момент двухколодочного тормоза при прямых рычагах

$$M_{\tau} = fPD \frac{l}{l_1} \eta,$$

где $\eta = 0,9 \div 0,95$ — кпд рычажной системы тормоза, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы (большие значения соответствуют шарнирам, имеющим смазку).

Условное среднее давление между шкивом и колодкой тормоза определяют из соотношения

$$p = \frac{N}{A_k} = \frac{N}{\pi D B \beta / 360} \leq [p],$$

где A_k — площадь поверхности трения одной тормозной колодки; D — диаметр шкива; B — ширина колодки, принимаемая обычно для обеспечения полного контакта между колодкой и шкивом на 5—10 мм меньше ширины шкива; $\beta = 60 \div 110^\circ$ — угол обхвата шкива одной колодкой; допускаемые давления $[p]$ для различных материалов приведены в табл. 17.

Таблица 17. Допускаемые давления $[p]$, МПа

Материалы трущихся поверхностей	Тормоза	
	стопорные	спускные
Чугун и сталь по чугуну	1,5	1,0
Сталь по стали	0,4	0,2
Тканая тормозная асбестовая лента по металлу	0,6	0,3
Вальцованный и пресованный фрикционный материал по металлу	0,6	0,3
Формованный фрикционный материал по металлу	0,8	0,4

Примечание. Приведенные значения соответствуют механизмам 4-й группы режимов работы. Для более тяжелых режимов их следует уменьшить на 30%.

Для уменьшения размеров тормоза и мощности его размыкающего устройства (привода) и в то же время для получения большого тормозного момента в тормозах подъемно-транспортных машин используют специальные *фрикционные материалы* с высокими значениями таких параметров, как коэффициент трения, теплостойкость, износостойкость. Лучшими свойствами обладает используемый в тормозах подъемно-транспортных машин материал ЭМ-2 — вальцованная лента 6КВ-10 толщиной 5—10 мм и шириной 30—160 мм, выпускаемая в виде прямых отрезков необходимой длины или свернутой в рулон, а также вальцованная лента типа 8-45-63. Вальцованная лента имеет высокую износостойкость, стабильный коэффициент трения, мало изменяющийся при нагреве. Она хорошо работает в паре с чугунными или стальными тормозными шкивами, имеющими твердость поверхности трения не ниже НВ 250: при более низкой твердости происходит повышенный износ тормозного шкива и фрикционного материала. Имея это в виду, тормозные шкивы рекомендуются изготавливать из стали 35СГ или из сталей 65Г и 65ГЛ, прошедших термообработку (сорбитизацию или закалку ТВЧ на глубину 3—4 мм) до твердости НВ > 350.

Для тормозов механизмов передвижения и поворота допускается применение шкивов из чугуна со свойствами не хуже, чем у марки СЧ28. Обод шкива должен иметь достаточные жесткость и

толщину, позволяющие произвести переточку трущейся поверхности при образовании на ней неровностей глубиной более 0,5 мм. Чистота рабочей поверхности тормозного шкива должна быть не хуже $R_a=1,25$ мкм.

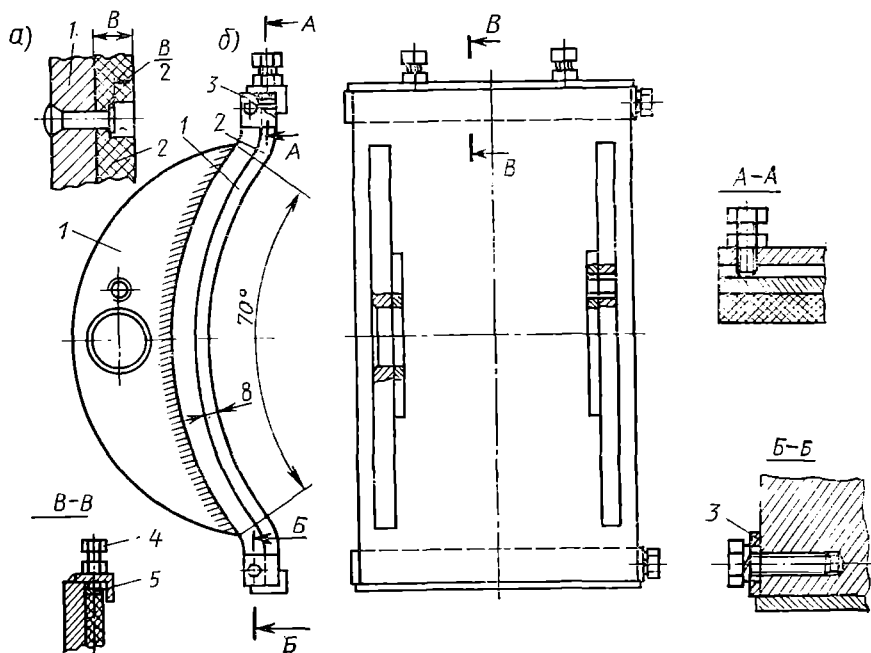


Рис. 89. Крепление фрикционной накладки к тормозной колодке:

а — заклепочное; *б* — беззаклепочное быстросъемное

Крепление фрикционной накладки в тормозной колодке должно быть надежным и давать возможность быстрой замены. Надежность крепления не должна снижаться по мере износа фрикционного материала. Обычно крепление осуществляется с помощью латунных или медных заклепок. Чтобы предохранить поверхность шкива от чрезмерного износа, головку заклепки углубляют не менее чем на половину толщины накладки (рис. 89, *а*). Центр заклепки располагают не менее чем на 15 мм от края накладки во избежание выкрашивания. Расстояние между заклепками рекомендуется принимать не менее 80—100 мм.

В последнее время в промышленность все шире внедряется более прогрессивный метод склеивания накладок с колодкой с помощью термостойких клеев типа ВС-10Т. Этот способ обеспечивает более полное использование фрикционного материала и повышает износостойчивость фрикционной пары. Весьма перспективным является беззаклепочное крепление накладки к колодке колодочного тормоза (рис. 89, *б*), при котором концы фрикционной ленты 2

заводят в пазы на концах колодки 1 и закрепляют от выпадания планками 3. Винты 4 с пружинными планками 5 позволяют компенсировать отклонения размеров накладок по длине. При этом способе крепления накладки допустимый износ составляет 0,2 ее первоначальной толщины. Применять это крепление можно только для накладок, допускающих деформации изгиба при ее установке.

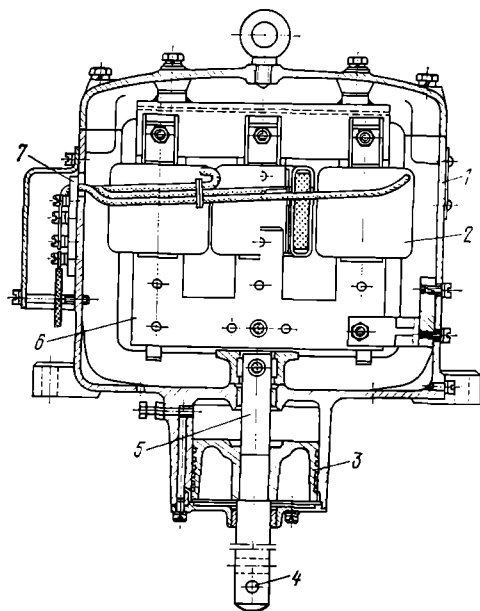


Рис. 90. Тормозной электромагнит переменного тока типа КМТ

Фрикционные материалы имеют следующие значения допускаемой температуры нагрева, при превышении которой они теряют свои фрикционные качества: вальцованная лента — $T_{\text{доп}} = 220^\circ\text{C}$; тормозная асбестовая лента типа А — $T_{\text{доп}} = 200^\circ\text{C}$; тормозная асбестовая лента типа Б — $T_{\text{доп}} = 175^\circ\text{C}$.

Замыкающая сила в современных конструкциях колодочных тормозов создается в большинстве случаев с помощью сжатой пружины. Применение специального замыкающего груза вследствие его значительной инерции, приводящей к увеличению времени замыка-

ния и размыкания тормоза, ограничено. Такие устройства встречаются лишь в некоторых малонагруженных тормозах.

В качестве размыкающего устройства (привода рычажной системы тормоза) используются специальные тормозные электромагниты, электрогидравлические и электромеханические толкатели, включаемые параллельно двигателю механизма. Размыкание тормоза происходит одновременно с включением приводного двигателя. При выключении питания двигатель выключается, а тормоз под действием замыкающей силы останавливает механизм.

Электромагниты. В отечественном подъемно-транспортном машиностроении применяют специально разработанные тормозные крановые электромагниты постоянного тока типа КМП и МП и переменного тока типа КМТ и МО-Б. В тормозах электроталей и некоторых других типов грузоподъемных машин находят применение однофазные электромагниты переменного тока серий МИС-Е и МТ, изготавливаемые для нужд станкостроительной промышленности.

Для примера на рис. 90 изображен электромагнит переменного тока типа КМТ, состоящий из стального или чугунного корпуса 1, внутри которого помещаются катушки 2 и Ш-образный подвижный

якорь 6. Для присоединения якоря магнита к рычажной системе тормоза на конце штока 5, соединенного с якорем, предусмотрено отверстие 4. Питание катушки магнита производится через разъемы клеммовой доски 7. У магнитов больших размеров (КМТ-6 и КМТ-7) в нижней части корпуса расположен воздушный демпфер 3, смягчающий удары при включении и выключении магнита.

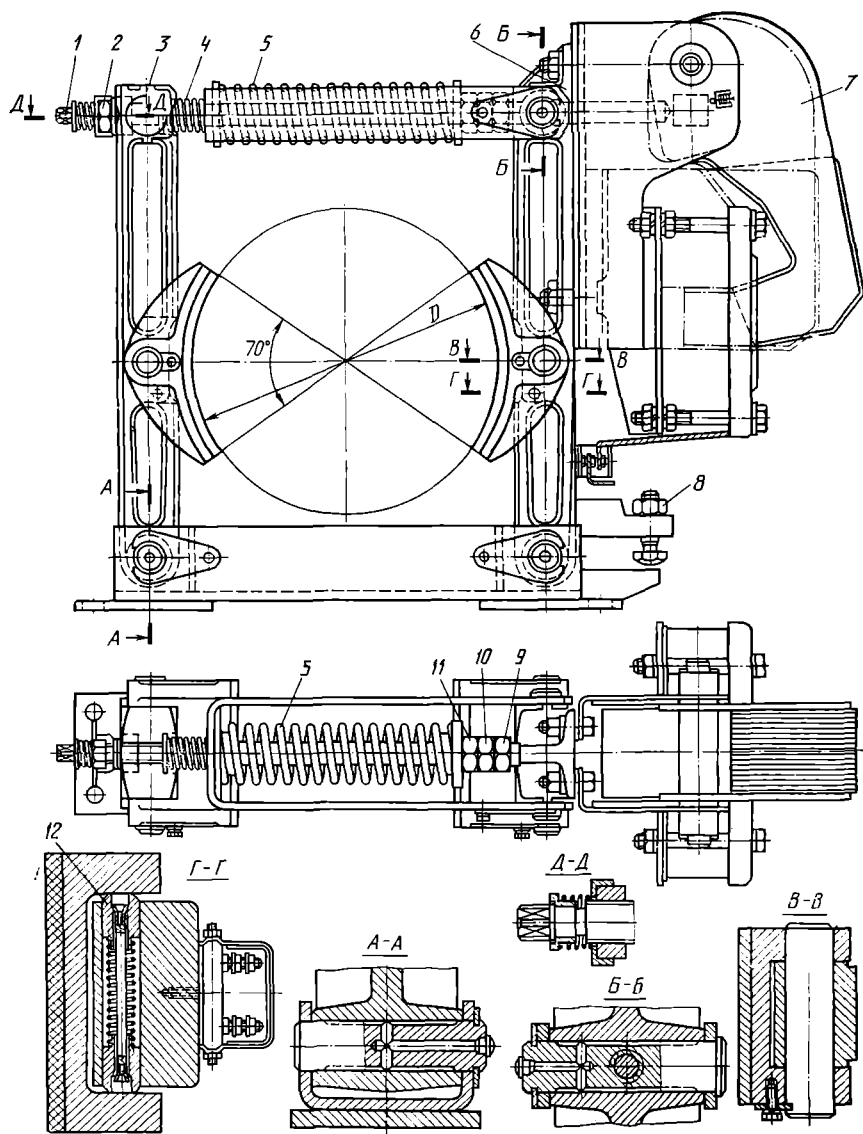


Рис. 91. Колодочный тормоз ТКТ с приводом от электромагнита МО-В

Эти магниты, ранее широко использовавшиеся для привода тормозов подъемно-транспортных машин, в новых конструкциях колодочных тормозов не применяются из-за их недостаточной надежности, но встречаются в конструкциях ленточных тормозов.

Для колодочных тормозов применяются главным образом электромагниты типа МП и МО-Б, отличающиеся малым ходом якоря. Они предназначены для установки непосредственно на тормозном рычаге, например, тормозов ТКТ и ТКП (рис. 91). Замыкание тормоза осуществляется основной замыкающей пружиной 5, предварительное сжатие которой для получения необходимой силы замыкания производится гайкой 11 и контргайкой 10. Размыкается тормоз электромагнитом 7, укрепленном на тормозном рычаге 6. Якорь электромагнита надавливает на шток 1 тормоза и разводит оба рычага, освобождая тормозной шкив. Между скобой основной пружины и рычагом 3 установлена вспомогательная пружина 4. Эта пружина служит для разведения рычагов тормоза при его размыкании. Для размыкания тормоза при обесточенном электромагните, например с целью замены изношенных фрикционных накладок на колодках, используется гайка 9, отводимая по штоку 1 до упора в рычаг 6. Фиксация колодок относительно тормозного рычага, исключающая трение колодок о шкив при разомкнутом тормозе, осуществляется штыревыми пружинными фиксаторами 12, заложенными в тело рычагов 3 и 6. Равномерность отхода обеих колодок от шкива достигается установкой винта 8. Восстановление нормального зазора между шкивом и колодкой по мере износа фрикционного материала производится гайкой 2. Конструкции отдельных узлов тормоза показаны на разрезах и сечениях рис. 91.

Параметры колодочных тормозов при $PВ=40\%$ с приводом от этих магнитов приведены в табл. 18 и 19.

Таблица 18. Тормоза ТКП с приводом от электромагнита МП

Параметр	ТКП-100	ТКП-200/100	ТКП-200	ТКП-300/200	ТКП-300
Диаметр шкива, мм	100	200	200	300	300
Максимальный тормозной момент при $PВ=40\%$, Н·м	20	40	160	240	500
Масса тормоза, кг	≤ 16	≤ 30	≤ 37	≤ 75	≤ 90
Тяговая сила электромагнита, Н:					
параллельного возбуждения	230	230	780	780	1650
последовательного возбуждения	—	—	600	600	1650

Электромагнит постоянного тока типа МП (рис. 92, а) состоит из стального корпуса 1, внутри которого на сердечнике 3, составляющем одно целое с корпусом, помещена катушка 4. В центре

Таблица 19. Тормоза ТКТ с приводом от электромагнита МО-Б

Параметр	ТКП-100	ТКТ-200/100	ТКТ-200	ТКП-300/200
Диаметр шкива, мм	100	200	200	300
Максимальный тормозной момент, Н·м	20	40	160	240
Масса тормоза, кг	≤12	≤25	≤35	≤70
Момент электромагнита при ПВ=40%, Н·м	5,5	5,5	40	40

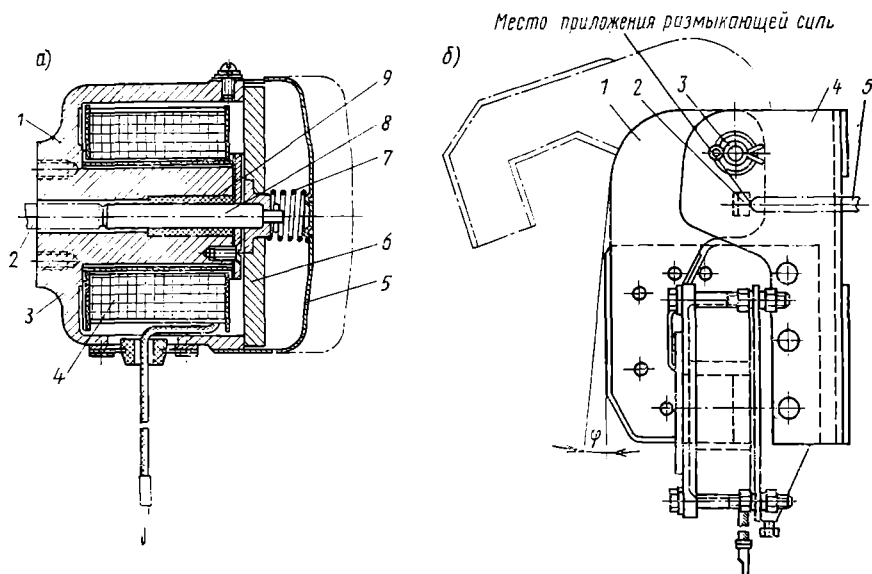


Рис. 92. Тормозные электромагниты:

а — постоянного тока типа МП; б — переменного тока типа МО-Б

сердечника имеется отверстие, в которое вставлена направляющая втулка 9 для штыря 8, соединенного с якорем 6, имеющим форму плоского диска. Якорь закрыт снаружи защитной крышкой 5. Между якорем и крышкой расположена амортизационная пружина 7, предохраняющая якорь от выпадения и исключающая удары якоря о крышку магнита. При включении электромагнита якорь 6 притягивается к корпусу и штырь 8, нажимая на шток тормоза 2, производит разведение тормозных рычагов, размыкая тормоз. Ход таких магнитов равен 2—4 мм.

Электромагнит переменного тока типа МО-Б (рис. 92, б) представляет собой клапанный электромагнит, якорь 1 которого, поворачиваясь на оси 3, укрепленной в неподвижных щеках 4, на угол от $5^{\circ}30'$ до $7^{\circ}30'$, упором 2 надавливает на шток 5 тормоза, производя его размыкание. Катушка электромагнита укреплена на неподвижной части корпуса.

Основными характеристиками тормозных электромагнитов являются тяговая сила и длина хода (для магнитов типа КМП, КМТ и МП) или вращающий момент и угол поворота якоря (для клапанных магнитов типа МО-Б). Ход якоря или угол поворота, указываемые в паспортных данных, являются максимально допустимыми величинами, при которых гарантируются указанные тяговая сила или момент. Значения хода якоря или угла поворота даны для определенной продолжительности включения ПВ. В случае большей продолжительности необходимо предусмотреть снижение тяговой силы. В паспорте на электромагниты типа КМП и КМТ тяговая сила магнита указывается без учета веса якоря.

Подбор тормозного электромагнита производится на основе равенства величин: работы, совершаемой тяговой силой P_m (моментом M_m) магнита на размере его хода h_m (угла поворота φ), и работы рабочей силы тормоза S (например, силы нажатия колодки на шкив в колодочном тормозе) на размере хода ε рабочего элемента *. Для электромагнитов с поступательным движением якоря при одноколодочном тормозе это равенство имеет вид

$$P_m h_m k_1 = S \varepsilon / \eta, \quad (21)$$

где η — кпд рычажной системы тормоза (для обычных конструкций колодочных тормозов $\eta = 0,9 \div 0,95$); k_1 — коэффициент использования хода якоря электромагнита, учитывающий необходимость компенсации износа фрикционного материала и шарниров рычажной системы, а также упругую деформацию рычагов: для тормозов с жесткими рычагами и малым количеством шарниров $k_1 = 0,8 \div 0,85$; для тормозов с большим количеством шарниров и при малой жесткости рычагов $k_1 = 0,6 \div 0,7$. Таким образом, 15—40% хода электромагнита резервируется для компенсации износа тормозной накладки и деформации рычажной системы.

Для двухколодочных тормозов N — сила нажатия колодки на шкив; ε — установочный зазор между колодкой и шкивом при разомкнутом тормозе. В этом случае уравнение (21) принимает вид

$$P_m h_m k_1 = 2 \varepsilon N / \eta. \quad (22)$$

Для двухколодочных тормозов с электромагнитом клапанного типа уравнение (21) имеет вид

$$M_m \varphi k_1 = 2 \varepsilon N / \eta,$$

где φ — максимально допустимый угол поворота якоря. При использовании клапанных электромагнитов учитывают момент собственного веса якоря магнита (приведенный в паспорте), для преодоления которого увеличивают силу пружины, замыкающей тормоз.

* При размыкании тормоза якорь электромагнита, перемещаясь на размер своего хода, преодолевает силу, замыкающую тормоз. При этом тормозная колодка перемещается на длину ε .

К недостаткам тормозных электромагнитов следует отнести сравнительно низкую долговечность. Так, электромагниты МО-100Б и МО-200Б выдерживают около 1,5 млн. включений. Кроме того, у них ограничена частота включений, составляющая для магнитов типа МО-Б 300 1/ч. Включение магнита сопровождается ударом якоря о сердечник; невозможно также регулировать скорость движения якоря, вследствие чего нельзя осуществить плавное изменение тормозного момента в процессе торможения.

Электрогидравлические и электромеханические толкатели.

Учитывая указанные выше недостатки электромагнитов, в конструкциях подъемно-транспортных машин все шире применяют электрогидравлические и электромеханические толкатели. Электрогидравлический толкатель — это независимый механизм, состоящий из центробежного насоса, приводимого в действие электродвигателем малой мощности, и поршневой группы, соединяемой с рычажной системой тормоза. В этом устройстве электрическая энергия преобразуется в механическую энергию прямолинейно движущегося штока толкателя.

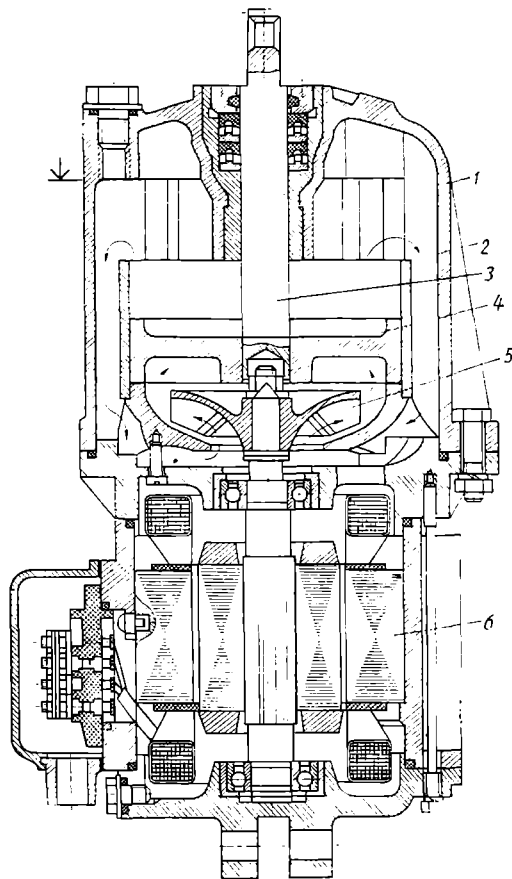


Рис. 93. Электрогидравлический одноштоковый толкатель типа ТЭГ

Отечественная промышленность выпускает одноштоковые и двухштоковые толкатели. На рис. 93 показана одна из конструкций одноштокового толкателя в положении, когда двигатель выключен и поршень находится внизу. Толкатель состоит из электродвигателя 6, погруженного в рабочую жидкость, корпуса 1, центробежного насоса 5, поршня 4 со штоком 3 и внутреннего цилиндра 2. Роторное колесо насоса с односторонним всасыванием закреплено на валу ротора электродвигателя 6. При включении двигателя колесо, вращаясь, создает избыточное давление жидкости под поршнем 4.

Под действием этого давления поршень со штоком перемещается вверх. Так как корпус заполнен рабочей жидкостью, то при подъеме поршня жидкость из пространства над поршнем по каналам между цилиндром 2 и корпусом 1 перетекает к нижней части насоса 5 (на рис. 93 направление движения жидкости показано стрелками). Роторное колесо имеет радиально расположенные лопатки, что обеспечивает независимость напора, создаваемого насосом, от направления вращения двигателя. При включении электродвигателя роторное колесо останавливается, избыточное давление жидкости исчезает и поршень под действием внешней нагрузки, действующей на шток со стороны тормозного устройства, и собственной силы тяжести опускается в нижнее положение. При этом жидкость

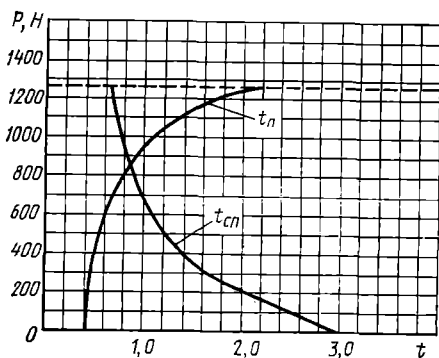


Рис. 94. Зависимость времени подъема t_n и спуска $t_{сп}$ поршня толкателя от внешней нагрузки P

из-под поршня перетекает через роторное колесо и каналы в пространство над поршнем. Шток 3 тормоза имеет в верхней части отверстие для присоединения к рычажной системе тормоза. Для нормальной работы толкатель заполняется рабочей жидкостью до уровня горловины верхнего заливного отверстия. В качестве рабочей жидкости используется масло АМГ-10 или трансформаторное масло, а для работы при температуре до -60°C применяют специальную жидкость ПМС-20 и ПГ-271.

Электрогидравлические толкатели нечувствительны к механическим перегрузкам; если внешняя нагрузка превышает их подъемную силу, то при работающем насосе поршень толкателя остается на месте. При этом сила тока в обмотке двигателя, а также напряжения в элементах толкателя не увеличиваются. Ход штока толкателя можно произвольно ограничить как в сторону подъема, так и в сторону спуска, причем это не вызывает изменения подъемной силы и дополнительного расхода энергии или нагрева обмотки двигателя. Большими достоинствами электрогидравлических толкателей по сравнению с электромагнитами являются плавная работа устройства и возможность большой частоты включений (в зависимости от типоразмера толкателя она равна 720—2000 1/ч); высокая износоустойчивость элементов толкателя; простота эксплуатации; резкое уменьшение пусковых токов. Некоторые конструкции толкателей снабжены регулировочными клапанами, позволяющими изменять в широких пределах время подъема и опускания поршня. На время хода поршня толкателя кроме размеров отверстий истечения рабочей жидкости влияет также и нагрузка на шток толкате-

ля: чем больше внешняя нагрузка, тем больше время подъема и меньше время опускания (рис. 94).

Подбор электрогидравлических толкателей производится по их техническим данным. Ход штока, указанный в паспорте, является максимально возможным — от крайнего нижнего до крайнего верхнего положения. Рабочий ход штока, устанавливаемый при регулировке тормоза, должен составлять около $\frac{2}{3}$ максимального хода.

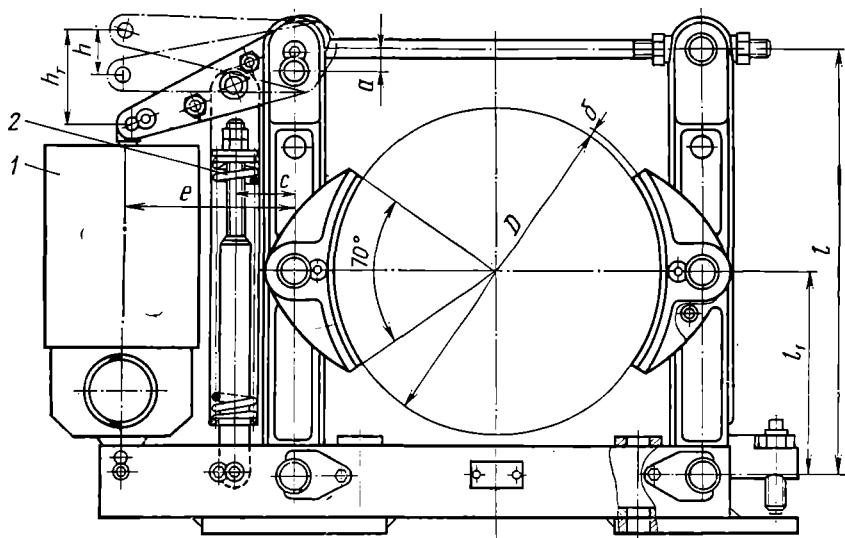


Рис. 95. Колодочный тормоз с электрогидравлическим приводом

При этом $\frac{1}{3}$ хода резервируется на компенсацию износа фрикционных накладок тормоза, а также на компенсацию зазоров в шарнирах и упругих деформаций элементов рычажной системы тормоза. Коэффициент запаса толкателей по подъемной силе составляет 1,15—1,3, т. е. фактически они развивают силу на 15—30% больше приведенной в паспорте.

Электрогидравлические толкатели имеют также некоторые недостатки. Так, наличие рабочей жидкости в корпусе требует обеспечения герметизации, что создает неудобства в эксплуатации, особенно при низких температурах. Конструкция толкателя весьма сложна и требует для обеспечения надежной работы высокой точности изготовления, что вызывает увеличение стоимости. Выпускаемые отечественной промышленностью толкатели могут работать только в вертикальном положении — отклонение от вертикали не должно быть больше 15° , что определяется верхним расположением воздушного компенсирующего объема. При увеличении угла отклонения воздух нарушает сплошность потока жидкости и рабочая сила на штоке уменьшается, а время подъема поршня увеличивается. Конструкция тормоза с приводом от электрогидравлического

толкателя 1 с замыкающей пружиной 2 приведена на рис. 95, параметры серии таких тормозов — в табл. 20.

Т а б л и ц а 20. Колодочные тормоза типа ТКГ с приводом от электрогидравлических толкателей

Параметр	ТКГ-160	ТКГ-200	ТКГ-300	ТКГ-400	ТКГ-500
Диаметр шкива, мм	160	200	300	400	500
Максимальный тормозной момент, Н·м	100	300	800	1500	2500
Сила на штоке гидротолкателя, Н	160	250	500	800	800
Масса тормоза, кг	≤25	≤35	≤80	≤120	≤155

В обычных конструкциях электрогидравлических толкателей избыточное давление рабочей жидкости не превышает 0,1 МПа во избежание вспенивания при обратном ходе поршня. Однако имеются конструкции, в которых давление жидкости значительно выше (0,7—1,5 МПа), что позволяет создать малогабаритные устройства, развивающие большую силу на штоке.

В качестве приводов тормозов находят применение также электромеханические толкатели, использующие для размыкания тормоза действие центробежной силы вращающихся масс. Эти толкатели могут работать в любом положении в пространстве, а поскольку в них нет рабочей жидкости, то их функционирование не зависит от температуры окружающей среды. Эксплуатация подтвердила их достаточно высокую надежность, долговечность и соответствие их рабочих характеристик предъявляемым к ним требованиям.

Расчет тормоза с приводом от электромагнита. На рис. 96 изображена расчетная схема колодочного тормоза ТКТ. Замыкание тормоза производится силой P_0 сжатой основной пружины 1. Для обеспечения отхода колодок от тормозного шкива применена вспомогательная пружина 2, сила которой $P_в$ принимается в пределах 20—60 Н в зависимости от размера тормоза. При заданном тормозном моменте результирующая сила P основной и вспомогательной пружин, действующая одинаково на оба рычага, определяется из соотношения

$$P = P_0 - P_в = \frac{M \cdot l_1}{f D \gamma l},$$

где f — коэффициент трения; η — кпд рычажной системы, учитывающий потери на трение в шарнирах: для тормозов с подводом смазки к шарнирам $\eta = 0,9 \div 0,95$; D , l , l_1 — размеры по рис. 96.

Максимально допустимый установочный зазор между колодкой и шкивом

$$\varepsilon = k_1 h_m \frac{l_1}{2l},$$

где h_m — ход якоря электромагнита; k_1 — коэффициент возможного использования хода якоря.

Расчет тормоза с электрогидравлическим приводом. При заданном тормозном моменте M_T необходимая сила замыкающей пружины определяется из условия равновесия элементов рычажной системы тормоза. Горизонтальная сила замыкания P , приложенная к верхнему шарниру тормозных рычагов, определяется по той же зависимости, что и для тормоза с приводом от электромагнита.

Из условия равновесия верхнего рычага, соединяющего правый рычаг с замыкающей пружиной и со штоком толкателя, определяется необходимая сила сжатия пружины:

$$P_{\pi} = \frac{M_T l_1 a}{f D l c r_1}.$$

При определении величины P_{π} не учтены вес подвижных элементов толкателя (поршня и штока) и собственный вес верхнего рычага, поскольку их влияние на значение P_{π} незначительно. При размыкании тормоза сила толкателя P_T преодолевает силу сжатия пружины P_{π} ; при этом $P_T = P_{\pi} c/e$.

Необходимый ход штока толкателя h_T определяется из уравнения

$$2N\epsilon/\eta = P_T h_T k_1.$$

На рис. 95 размер h_T — полный ход штока, указанный в паспорте; размер h — установочный рабочий ход штока.

Значения минимальных радиальных установочных зазоров между колодкой и шкивом принимают по следующим рекомендациям:

Диаметр шкива D , мм	100	160	200; 250	320; 400	500; 630	800
Установочный зазор ϵ , мм	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	1,75

Жесткость рычажной системы необходимо проверять расчетом. Суммарная деформация рычажной системы независимо от вида привода не должна быть более 10% нормального хода штока.

Расчет тормозных рычагов на прочность ведется по изгибающему моменту M от силы P в опасном сечении рычага:

$$\sigma = k_d \frac{M}{W} \leq [\sigma] = 0,6\sigma_T,$$

где W — момент сопротивления изгибу рассчитываемого сечения

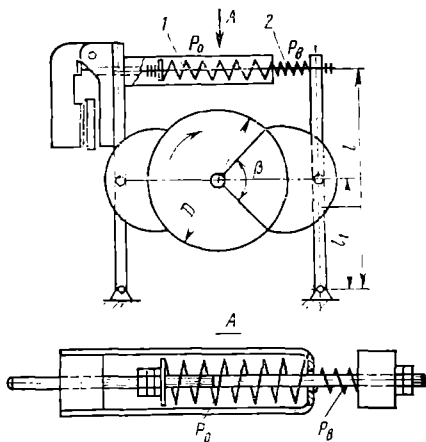


Рис. 96. Расчетная схема колодочного тормоза ТКТ с пружинным замыканием

рычага; k_d — динамический коэффициент, учитывающий характер изменения приложенной силы при замыкании тормоза, и в зависимости от типа привода колодочного тормоза имеет следующие значения:

Привод	k_d
Электромагниты переменного тока типа МО-Б	2,5
Электромагниты переменного тока типа КМТ и постоянно- го тока типа МП	2,0
Электромагниты постоянного тока типа КМП	1,5
Электрогидравлические и электромеханические толкатели	1,25
Ручной привод	1,25

§ 14. Ленточные тормоза

В ленточных тормозах тормозной момент создается в результате трения фрикционного материала, прикрепленного к гибкой стальной ленте, по поверхности цилиндрического тормозного шкива. При практических расчетах ленточных тормозов обычно используются

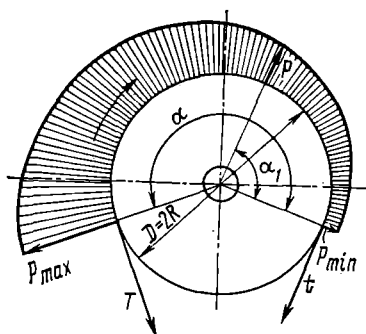


Рис. 97. Схема действия сил в ленточном тормозе

зависимости Эйлера для гибкой нити, позволяющие установить соотношения между максимальным T и минимальным t натяжениями концов ленты (рис. 97): $T = te^{f\alpha}$.

При этом $T = Pe^{f\alpha}/(e^{f\alpha} - 1)$; $t = P/(e^{f\alpha} - 1)$, где $P = 2M_T/D$ — окружная сила; f — коэффициент трения между шкивом и фрикционным материалом; α — угол обхвата тормозного шкива лентой.

Из этих соотношений тормозной момент, развиваемый ленточным тормозом,

$$M_T = t(e^{f\alpha} - 1)R = TR(e^{f\alpha} - 1)/e^{f\alpha},$$

где $R = D/2$.

Так как коэффициент трения входит в показатель степени экспоненциальной функции, то даже малое его изменение вызывает значительное изменение тормозного момента. Вследствие этого тормозной момент ленточного тормоза отличается неустойчивостью.

В приведенных выше зависимостях Эйлера предполагается, что нить является однородным, абсолютно гибким и невесомым телом и что на всем протяжении прилегания нити к цилиндру обеспечен плотный контакт. Поэтому эти зависимости дают достаточно хорошее совпадение расчетных величин с фактическими только при применении тонкой гибкой стальной ленты. При необходимости проведения уточненных расчетов следует учитывать влияние жесткости ленты [1].

Ширину ленты B назначают по допустимому давлению $[p]$ (см. табл. 17):

$$B = \frac{2T}{D[p]}.$$

Действительное текущее давление p (рис. 97) между лентой и шкивом определяют по формуле

$$p = \frac{2S}{BD} = p_{\min} e^{f\alpha_1},$$

где S — текущее значение натяжения ленты, изменяющееся от минимального натяжения t до максимального T при изменении угла α_1 от 0 до α . Тогда

$$p_{\max} = \frac{2T}{BD} \leq [p].$$

Из-за неравномерности распределения давления по дуге обхвата износ фрикционного материала также неравномерен. Чтобы более полно использовать фрикционный материал, надо периодически менять концы ленты местами или применять фрикционные накладки в виде отдельных колодок, устанавливаемых с переменным шагом по дуге обхвата: шаг увеличивается от зоны высокого давления к зоне низкого давления [1].

Толщину стальной тормозной ленты δ определяют расчетом на растяжение по максимальной силе T (толщину фрикционной накладки при расчете не учитывают). При этом, учитывая концентрацию напряжений (если фрикционный материал укреплен на ленте с помощью заклепочного соединения) и неравномерное распределение напряжений по ширине, расчет ведут по напряжению $[\sigma] = \sigma_T/3$.

Примеры крепления концов ленты показаны на рис. 98. Один конец ленты прикрепляют без устройства для подтягивания ленты (рис. 98, а), а второй конец (с минимальным натяжением) снабжают винтовой стяжкой для регулирования зазора ϵ и подтягивания ленты по мере износа фрикционного материала (рис. 98, б).

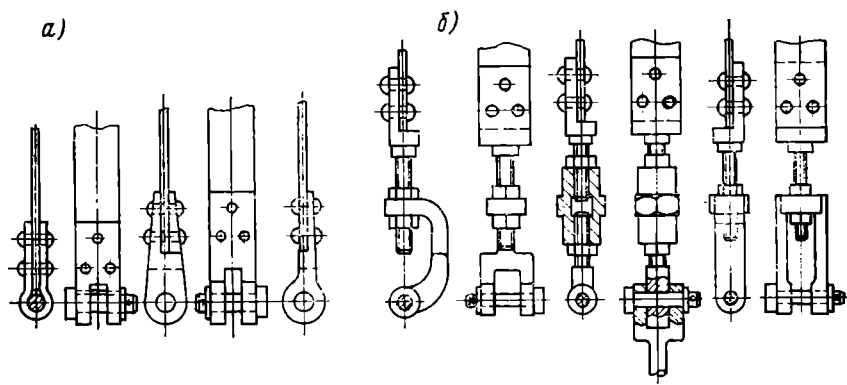


Рис. 98. Крепление концов тормозной ленты

Предварительный выбор параметров ленточного тормоза проводят по следующим рекомендациям:

Диаметр тормозного шкива D , мм . .	100—200	250—320	400—500	630—800
Тормозной момент M_t , Н·м	700—860	1400—1600	1800—2100	2800—4000
Ширина ленты B , мм	30—70	70—90	90—110	120—150
Толщина ленты δ , мм	3—4	4—6	4—7	6—10
Установочный радиальный зазор e , мм	0,8	1,0	1,25	1,5

В зависимости от принципиальной схемы различают простой, дифференциальный и суммирующий ленточные тормоза.

В простом ленточном тормозе (рис. 99, а) сила наибольшего натяжения ленты воспринимается какой-либо неподвижной точкой, обычно осью вращения рычага. Простой ленточный тормоз является тормозом одностороннего действия, так как при изменении направления вращения шкива при той же замыкающей силе, создаваемой весом замыкающего груза, максимальное натяжение создается на том конце ленты, который прикрепляется к рычагу. По значению эта сила в $e^{f\alpha}$ раз меньше, чем при вращении шкива в прямом направлении, а следовательно, и тормозной момент также в $e^{f\alpha}$ раз меньше. Поэтому простые тормоза применяют в таких механизмах, как, например, механизм подъема, где не требуется одинаковый тормозной момент при вращении шкива в обе стороны; при этом тормоз устанавливают так, что тормозной момент больше при опускании груза. Для торможения поднимающегося груза достаточен меньший тормозной момент.

Вес груза, необходимый для создания тормозного момента,

$$G_{гр} = \frac{ta/\tau_1 - (G_p b + G_{як} c) \tau_1}{d},$$

где a, b, c, d — размеры по рис. 99, а (обычно принимают $d/a = 10 \div 15$); G_p — вес тормозного рычага; $G_{як}$ —

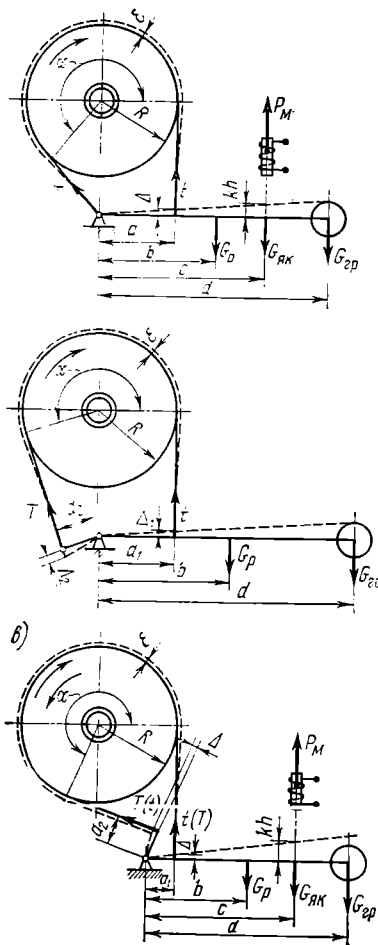


Рис. 99. Схемы ленточных тормозов:

а — простого; б — дифференциального; в — суммирующего

вес якоря электромагнита; $\eta=0,9\div 0,95$ — кпд рычажной системы тормоза.

Тормозной момент, развиваемый простым ленточным тормозом при направлении вращения, указанном на рис. 99, а,

$$M_T = (e^{f\alpha} - 1) R \frac{G_p b + G_{як} c + G_{гp} d}{a} \eta.$$

При размыкании тормоза лента отходит от шкива на размер радиального зазора ε ; тогда ход точки крепления ленты к рычагу

$$\Delta = (R + \varepsilon) \alpha - R\alpha = \varepsilon \alpha,$$

где α — угол обхвата.

В дифференциальном тормозе (рис. 99, б) оба конца ленты закреплены на тормозном рычаге по обе стороны от оси его вращения, причем плечи a_1 и a_2 действия сил T и t относительно оси вращения тормозного рычага не равны между собой. Вес груза, создающего необходимый тормозной момент,

$$G_{гp} = \frac{ta/\gamma_1 - (Ta_2 + G_p b) \eta}{d}.$$

Ход конца ленты (точки ее крепления к рычагу) при отходе ленты от шкива на размер ε равен

$$\Delta_1 = \varepsilon \alpha \frac{a_1}{a_1 - a_2}; \quad \Delta_2 = \varepsilon \alpha \frac{a_2}{a_1 - a_2}.$$

Тормозной момент, развиваемый дифференциальным ленточным тормозом, при направлении вращения шкива, показанном на рис. 98, б, определяется по формуле

$$M_T = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 - a_2 e^{f\alpha}} (G_p b + G_{гp} d) R \eta.$$

Из анализа формулы видно, что при соотношении плеч рычага $a_1/a_2 \approx e^{f\alpha}$ при очень малом значении замыкающей силы можно получить тормозной момент $M_T \rightarrow \infty$, т. е. может происходить самозатягивание тормозной ленты, так как нажатие ленты на шкив осуществляется не только под действием внешней силы, приложенной к ленте, но и под действием силы трения, возникающей между шкивом и лентой.

Малая замыкающая сила является преимуществом дифференциального тормоза. Однако самозатягивающиеся тормоза применяются крайне редко, так как они имеют много недостатков: резкое захватывание шкива, сопровождающееся толчками; слабое торможение при изменении направления вращения шкива; повышенный износ тормозной накладки и шкива. Значительное изменение тормозного момента при изменении коэффициента трения и склонность тормоза к самозатягиванию не позволяют широко использовать дифференциальный тормоз в лебедках с машинным приводом, он обычно имеет ручное управление. Для нормальной работы диффе-

рещионального тормоза без самозатягивания должно быть осуществлено неравенство $a_1 > a_2 e^{f\alpha}$. Обычно принимают $a_1 = (2,5 \div 3) a_2$, а длину плеча a_2 из конструктивных соображений принимают равной 30—50 мм. При перемене направления вращения шкива, показанного на рис. 99, б, на противоположное тормозной момент уменьшается в $(a_1 e^{f\alpha} - a_2) / (a_1 - a_2 e^{f\alpha})$ раз.

В суммирующем ленточном тормозе (рис. 99, в) оба конца ленты прикреплены к тормозному рычагу с одной стороны от оси его вращения. Плечи a_1 и a_2 действия сил T и t относительно оси вращения рычага могут быть различными или равными по величине. При одинаковых плечах тормозной момент не зависит от направления вращения шкива.

Суммирующий ленточный тормоз применяют преимущественно в тех механизмах, где требуется постоянный тормозной момент при прямом и обратном направлениях вращения вала, например в механизмах передвижения и поворота.

Вес груза, необходимый для создания необходимого тормозного момента в суммирующем тормозе, определяется суммой натяжений концов ленты:

$$G_{rp} = \frac{t(a_2 e^{f\alpha} + a_1) / \eta - (G_p b + G_{як} c) \eta}{d}.$$

Перемещение точки крепления ленты для образования радиального зазора ϵ при размыкании тормоза равно:

$$\Delta_1 = \epsilon \alpha \frac{a_1}{a_1 + a_2}; \quad \Delta_2 = \epsilon \alpha \frac{a}{a_1 + a_2}.$$

При $a_1 = a_2$ получаем $\Delta_1 = \Delta_2 = \epsilon \alpha / 2$. Следовательно, ход штока электромагнита при одном и том же радиальном зазоре в этом тормозе в два раза меньше, чем в простом тормозе.

Из анализа приведенных уравнений также видно, что при $a_1 = a_2$ создать определенный тормозной момент в суммирующем тормозе можно замыкающей силой в $e^{f\alpha} + 1$ раз большей, чем в простом ленточном тормозе. Тормозной момент, развиваемый суммирующим ленточным тормозом, определяется по формуле

$$M_{\tau} = (G_p b + G_{як} c + G_{rp} d) \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_2 e^{f\alpha} + a_1} R \eta.$$

При направлении вращения шкива противоположно указанному на рис. 96, в тормозной момент при $a_2 < a_1$ уменьшается в $(a_2 + a_1 e^{f\alpha}) / (a_1 + a_2 e^{f\alpha})$ раз.

Подбор электромагнитов для ленточных тормозов производят по формуле (21). Так, для простого тормоза

$$P_{\text{мг}} = \frac{2 M_{\tau} \epsilon \alpha}{D (e^{f\alpha} - 1) \eta k_1},$$

где $D = 2R$.

Максимально возможное плечо действия тяговой силы электромагнита, определяемое из условий обеспечения нормального отхода ленты, равно: $c = k_1 h_m \frac{a_1}{\sin \alpha}$.

Для суммирующего тормоза при $a_2 < a_1$

$$P_m h_m = \frac{2M_{т\epsilon u}(a_1 + a_2 e^{f\alpha})}{D(e^{f\alpha} - 1)(a_1 + a_2)k_1 \eta};$$

$$c = k_1 h_m \frac{a_1 + a_2}{\sin \alpha}.$$

Ленточные тормоза имеют широкое применение благодаря простоте конструкции, компактности и способности развивать большие тормозные моменты, увеличивающиеся с ростом угла обхвата. В конструкциях кранов применяются главным образом простые ленточные тормоза. В то же время ленточные тормоза имеют следующие недостатки, из-за которых они вытесняются более рациональными колодочными тормозами: 1) ленточный тормоз создает значительную силу, изгибающую тормозной вал; она равна геометрической сумме натяжений T и t ; 2) распределение давления и износа по дуге обхвата неравномерно и примерно пропорционально величине $e^{f\alpha}$; 3) тормозной момент ленточного тормоза зависит от направления вращения тормозного шкива; 4) обрыв стальной ленты тормоза влечет за собой аварию, поэтому эксплуатационная надежность ленточных тормозов ниже надежности колодочных тормозов.

§ 15. Тормоза с осевым нажатием

В этих тормозах сила, создающая тормозной момент, действует вдоль оси тормозного вала.

В дисковых тормозах (рис. 100) необходимый момент трения создается прижатием неподвижных дисков 1 к вращающимся вместе с тормозным валом дискам 2. Замыкающей силой могут быть сила пружины, вес груза или усилие человека, передаваемые посредством рычажной, гидравлической или пневматической систем. К достоинствам дисковых тормозов следует отнести возможность за счет увеличения числа дисков развивать большие тормозные моменты при относительно малых габаритах; возможность обеспечения защиты тормозов от влияния окружающей среды, вплоть до полной герметизации; отсутствие радиально действующих на вал сил, а осевые силы не воспринимаются валом и подшипниками машины; более равномерный износ фрикционного материала. Осевые тормоза применяют там, где необходимы особо компактные конструкции.

К недостаткам дисковых тормозов следует отнести сложность отвода теплоты с поверхности трения (особенно в многодисковых конструкциях).

Внутренний радиус дискового тормоза $R_{в}$ (рис. 100) выбирают минимально допустимым по конструктивным соображениям. Наружный радиус $R_{н}$ при работе тормоза в масляной ванне обычно принимают из условий хорошего смазывания дисков; при этом $R_{н} = (1,25 \div 2,5) R_{в}$, а разность радиусов $R_{н} - R_{в} \leq 6$ см. Средний радиус поверхности трения, определяемый из условия, что работа трения (т. е. произведение давления на линейную скорость рассматриваемой точки) для всех точек поверхности одинакова, равен:

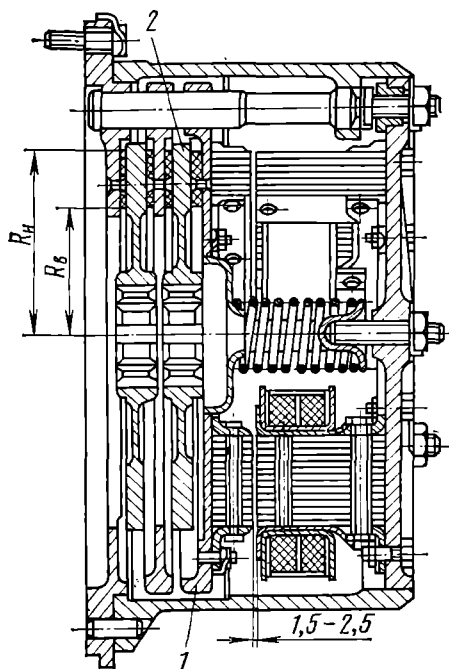


Рис. 100. Дисковый тормоз с пружинным замыканием и электромагнитным приводом

$$R_{ср} = \frac{R_{н} + R_{в}}{2}.$$

Осевая сила N , необходимая для создания тормозного момента M_t , определяется по формуле

$$N = \frac{M_t}{mfR_{ср}},$$

где m — число пар поверхностей трения; f — коэффициент трения.

При расчете дисковых тормозов с большим числом пар трущихся поверхностей следует учитывать потери на трение в шлицевых соединениях, уменьшающие фактическую силу прижатия дисков друг к другу и соответственно значение тормозного момента [1].

При работе без смазки значение коэффициента трения принимают по данным, приведенным на с. 142. Коэффициенты трения при наличии смазки указаны в табл. 21.

Таблица 21. Коэффициенты трения f при наличии смазки

Материалы трущейся пары	Жидкая смазка (масляная ванна)	Густая смазка
Сталь по стали	0,06	—
Сталь по чугуну	—	0,1
Кожа по стали и чугуну	—	0,15
Прессованные и вальцованные фрикционные материалы по металлу	0,16	0,12
Тканые и плетеные фрикционные материалы по металлу	0,12	0,1

Среднее давление на трущихся поверхностях должно соответствовать условию

$$p = \frac{N}{\pi (R_n^2 - R_b^2)} \leq [p],$$

где $[p]$ — допускаемое давление, значения которого для всех типов тормозов с осевым нажатием приводятся в табл. 22.

Таблица 22. Допускаемые давления $[p]$ в осевых тормозах, МПа

Материал трущихся поверхностей	Без смазки	С густой смазкой	В масляной ванне
Металл по металлу	0,3	0,4	0,8
Тканые и плетеные фрикционные материалы по металлу	0,3	0,6	0,8
Прессованные, вальцованные и формованные материалы по металлу	0,6	1,0	1,2
Металлокерамические фрикционные материалы по металлу	0,8—1,0	1,2—1,5	2,0—2,5
Текстолит по стали	0,3	0,4	0,6

Примечания: 1. Для многодисковых тормозных устройств из-за ухудшения условий теплоотвода допускаемые давления необходимо снизить на 25—30%. 2. В грузопорных тормозах с металлической парой трения, работающей в масляной ванне, допускаемое давление $[p] < 0,3$ МПа.

При расчете хода рычажной системы тормоза следует иметь в виду, что осевой зазор между дисками разомкнутого тормоза составляет не менее 0,5 мм при работе с асбофрикционными дисками и не менее 0,2 мм при работе с металлическими и металлокерамическими фрикционными дисками.

Весьма перспективными для подъемно-транспортного машиностроения являются так называемые дисково-колодочные тормоза, в которых фрикционный материал в виде сегментных колодок прижимается к обеим торцевым поверхностям тормозного диска. При этом около 90% поверхности тормозного диска в процессе торможения свободно обдувается окружающим воздухом, что увеличивает теплоотдачу в 2—4 раза по сравнению с колодочными тормозами. Улучшение теплоотдачи повышает надежность тормоза, стабильность его работы и существенно увеличивает долговечность элементов фрикционной пары. Нормально закрытый дисково-колодочный тормоз (рис. 101) с приводом от электрогидравлического толкателя 4 состоит из двух вертикально расположенных тормозных рычагов 5, несущих тормозные колодки 7. Верхние концы рычагов 5 стягиваются пакетом тарельчатых пружин 6, замыкающих тормоз. Над пружинами 6 на тормозных рычагах установлены ролики 2 с вертикальной осью вращения, взаимодействующие с клином 3, шарнирно связанным со штоком электрогидравлического толкателя 4 через систему рычагов. В замкнутом положении тормоза колодки 7 прижаты к тормозному диску 1, закрепленному на тормозном валу, осуществляя торможение механизма. При включении привода шток толкателя 4, преодолевая силу сжатия пружин

жин, вводит клин 3 между роликами 2, разводя рычаги тормоза и освобождая тормозной диск.

Грузоупорные тормоза, замыкаемые весом транспортируемого груза, получили широкое распространение в ручных механизмах подъема и в ряде механизмов с машинным приводом. При прекращении вращения приводного вала в тормозе под действием момента от силы тяжести груза автоматически развивается тормозной момент, пропорциональный весу груза, и груз удерживается в подвешенном состоянии. Следовательно, для создания тормозного момента в данном случае не требуется прикладывать специальную внешнюю силу. Так как тормоз развивает тормозной момент, пропорциональный весу перемещаемого груза, то он обеспечивает плавную остановку грузов любой массы с одинаковым замедлением. Для движения груза вниз необходимо в течение всего времени опускания прилагать внешний момент со стороны привода. Различают два типа тормозов, замыкаемых весом груза: 1) с уменьшенной по сравнению с подъемом силой прижатия тормозных дисков при опускании груза; 2) с одинаковой силой прижатия тормозных дисков как при подъеме, так и при опускании груза.

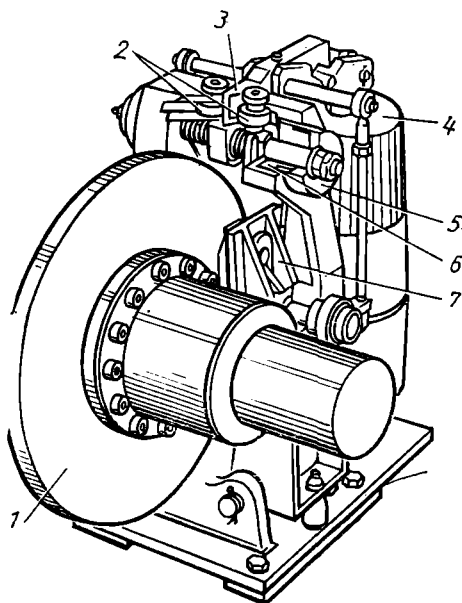


Рис. 101. Дисково-колодочный тормоз

Первая разновидность грузоупорных тормозов (рис. 102) находит широкое применение в подъемных механизмах с ручным и машинным приводами. При наличии *машинного привода* тормоз обычно устанавливают на втором от двигателя валу, так как при этом на работу тормоза меньше влияет инерция вращающихся элементов тормоза, увеличивающая время его замыкания. При *ручном приводе* его обычно устанавливают на наиболее быстроходном (приводном) валу.

Тормоз механизма с машинным приводом действует следующим образом. Вал 4 (рис. 102, а) приводится во вращение от двигателя и передает крутящий момент через колесо 3 грузовому барабану. На валу 4 с помощью шпонки закреплен диск 1. Второй диск 3, представляющий собой одно целое с зубчатым колесом, посажен на резьбе вала 4. Между этими дисками находится храповик 2, свободно сидящий на выступе колеса 3. Направление резьбы на валу 4 выбирается так, чтобы, вращаясь под влиянием мо-

ментом от силы тяжести груза автоматически развивается тормозной момент, пропорциональный весу груза, и груз удерживается в подвешенном состоянии. Следовательно, для создания тормозного момента в данном случае не требуется прикладывать специальную внешнюю силу. Так как тормоз развивает тормозной момент, пропорциональный весу перемещаемого груза, то он обеспечивает плавную остановку грузов любой массы с одинаковым замедлением. Для движения груза вниз необходимо в течение всего времени опускания прилагать внешний момент со стороны привода. Различают

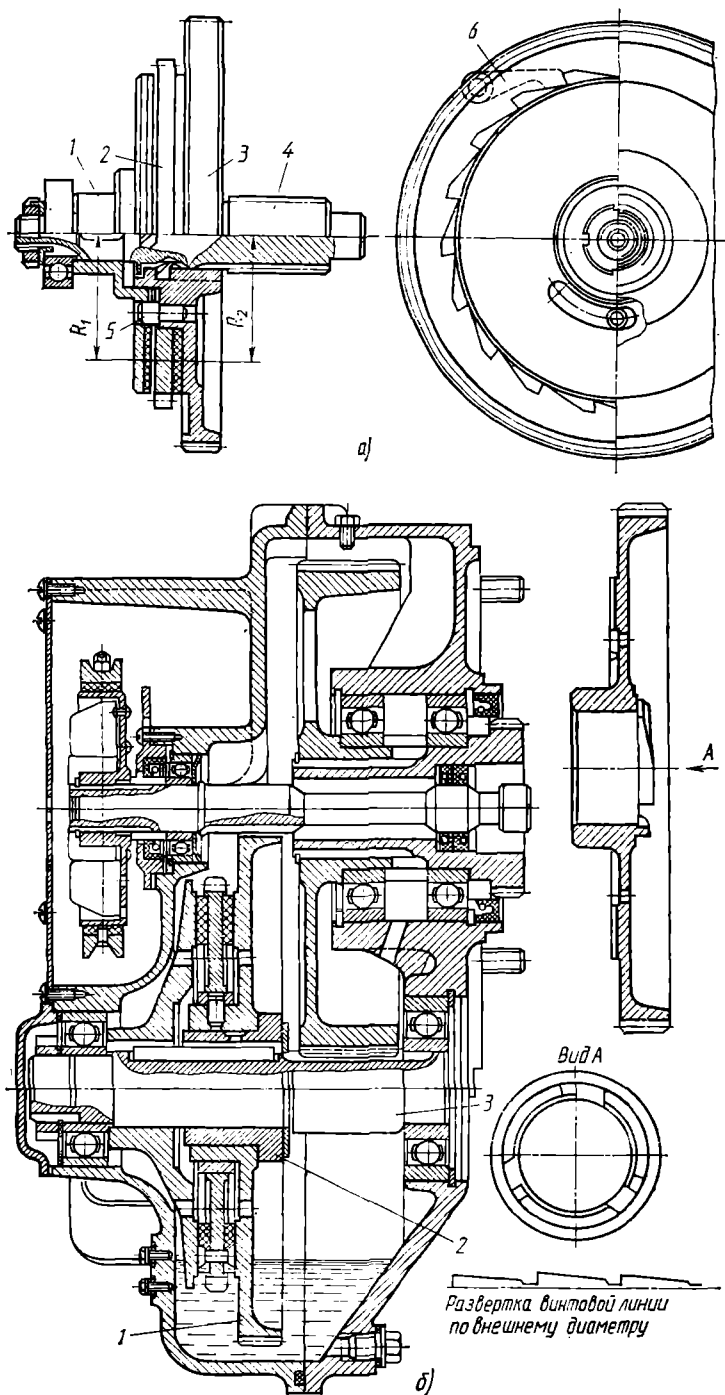


Рис. 102. Тормоз, замыкаемый весом транспортируемого груза:

а — схема; б — тормоз механизма подъема тали ТЭ-5

мента от груза, действующего на колесо 3, оно перемещалось по резьбе влево и зажимало храповик 2 между дисками 1 и 3. При вращении вала 4 в сторону подъема груза, благодаря соответствующему направлению зубьев храповика, диски и храповик получают возможность свободно вращаться. По окончании подъема груз останавливается, так как храповик 2 удерживается от обратного вращения собачкой 6, а диски 1 и 3 сцеплены с храповиком силой трения (момент от груза как при подъеме, так и при спуске и при неподвижно висящем грузе направлен в одну и ту же сторону).

Для опускания груза необходимо вращать вал 4 в другую сторону. Вал не имеет осевого смещения, и поэтому колесо 3 перемещается по резьбе вправо, давление на храповик уменьшается, пока момент трения между дисками и храповиком станет недостаточным, чтобы удержать колесо 3 от вращения под действием силы тяжести груза. При этом груз опускается с ускорением. Свободное опускание груза продолжается до тех пор, пока угловая скорость диска 3 не превысит угловой скорости вала; тогда колесо 3 опять начинает накручиваться по резьбе вала и перемещается влево, увеличивая момент трения между дисками и храповиком. По достижении этого состояния диски 1 и 3 с трением скользят по храповику 2, и груз опускается со скоростью, соответствующей угловой скорости ведущего вала. Момент $M_{гр}$ от силы тяжести груза на тормозном валу, приложенный к гайке колеса 3 или к винту (валу) 4, стремящийся затянуть винтовое соединение, уравнивается моментом трения в резьбе и моментом трения диска 3 по храповику 2. Для ограничения осевого перемещения дисков от храповика 2 применен установочный палец 5, запрессованный в зубчатое колесо 3 и свободно входящий в фигурное отверстие в диске 1.

Осевая сила, сжимающая диски в процессе подъема груза и удерживании его в подвешенном состоянии, определяется формулой

$$N = \frac{M_{гр}}{r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f R_{ср2}},$$

где r — средний радиус резьбы; ρ — угол трения покоя винтовых поверхностей; f — коэффициент трения покоя поверхностей дисков 2 и 3; α — угол подъема резьбы; $R_{ср2}$ — средний радиус поверхности соприкосновения между диском 3 и храповиком.

Тормозной момент тормоза

$$M_t = f N (R_{ср1} + R_{ср2}) \geq k_{тр} M_{гр},$$

где $R_{ср1}$ — средний радиус поверхности соприкосновения между диском 1 и храповиком; $k_{тр}$ — коэффициент запаса торможения: для тормозов, замыкаемых силой тяжести груза, $k_{тр} = 1,2$. При больших значениях $k_{тр}$ возникают толчки при замыкании и размыкании тормоза, приводящие к появлению значительных динамических нагрузок в элементах механизма подъема. Наиболее плавно тормоз работает при $k_{тр} \approx 1$. При опускании груза двигателю приходится преодолевать момент трения между поверхностями дисков

2 и 3. Для уменьшения этого момента иногда средние радиусы $R_{ср1}$ и $R_{ср2}$ делают различными. Тогда силу N вычисляют, подставляя в формулу произведение $fR_{ср}$ для той пары трущихся поверхностей, для которой это произведение меньше и, следовательно, осевая сила больше.

Расчет прочности элементов грузоупорного тормоза следует производить по наибольшему (с учетом динамических явлений при замыкании тормоза при подъеме груза с опоры) значению осевой силы $N_{\max}$, которая, например, для тормозов электросталей ТЭ (ВНИИПТМАШ) равна $1,4N$.

При подъеме груза тормоз замыкается и действует, как жесткая соединительная муфта. Но это замыкание не дает гарантии надежного удержания груза в подвешенном состоянии. Для обеспечения надежного удержания груза на весу сумма моментов трения между дисками 1, 2, 3 и момент трения всех частей механизма от тормоза до двигателя (при скорости на среднем радиусе $R_{ср}$, не превышающей 3—4 м/с, т. е. когда можно пренебречь силами инерции) должна быть больше грузового момента, действующего на тормозном валу, или равна ему:

$$fR_{ср1} + fR_{ср2} \geq [r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + fR_{ср2}] \eta_1^2, \quad (23)$$

где η_1 — кпд передачи между двигателем и валом, на котором установлен тормоз.

Опускание груза происходит при непрерывном трении между тормозными дисками и храповым колесом. Этот момент трения разгружает двигатель механизма. Потребляемая мощность при этой операции составляет 20—40% номинальной мощности в зависимости от принятого при расчете коэффициента запаса торможения. При этом момент, развиваемый двигателем при спуске груза, $M_{дв} = M_{тр} - M_{гр}$, где $M_{тр}$ — момент трения; $M_{гр}$ — момент силы тяжести груза. Однако непрерывное трение тормозных дисков приводит к их нагреву, что существенно снижает надежность действия тормоза. Это обстоятельство требует проведения теплового расчета. Во избежание перегрева фрикционного материала наибольшая расчетная удельная мощность сил трения в электроталях грузо-подъемностью 0,5—5 т при их работе с номинальным грузом не должна превышать 0,011 кВт/см². Взяв за основу это значение, можно выбрать общую площадь тормозных накладок и средний радиус трущихся поверхностей тормозных дисков.

Опускающийся груз останавливается при соблюдении следующего неравенства: $r \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \leq R_{ср2}/k_{гр}$.

Для обеспечения плавной работы автоматического тормоза его поверхности обильно смазываются, а в передачах с машинным приводом тормоз помещают в масляную ванну, гарантирующую постоянную и обильную смазку. Уменьшение момента трения в резьбе способствует улучшению конструкции и может быть достигнуто либо уменьшением радиуса резьбы, либо увеличением угла подъема.

Резьба на тормозном валу выполняется прямоугольной или трапецеидальной (вторая предпочтительнее). Радиус резьбы выполняется минимальным, но с соблюдением условия прочности вала и витков резьбы: допустимое давление в резьбе при скольжении закаленного винта по бронзовой гайке $[p]=12$ МПа, а при чугуновой гайке $[p]=6$ МПа; при трении винта из незакаленной стали по бронзовой гайке $[p]=9$ МПа и по чугуновой гайке $[p]=5$ МПа.

Угол подъема винтовой линии резьбы принимается в пределах $\alpha=6\div 20^\circ$, но чаще $\alpha=12\div 15^\circ$. Оптимальное значение угла α выбирается по неравенству (23), определяющему условия надежного удержания груза с учетом заданного запаса торможения. Число ходов винта $n=2\div 4$.

В некоторых конструкциях электроталей (например, в серийной тали ТЭ-5) вместо винтового замыкания тормоза применены торцевые кулачки на зубчатом колесе 1 (см. рис. 102, б), которые входят в зацепление с торцевыми кулачками на втулке 2, сидящей на промежуточном валу 3 механизма подъема.

Тормоз, замыкаемый весом груза, выгодно отличается от стопорного тормоза; для последнего тормозной момент назначают по массе номинального груза, и остановка груза меньшей массы происходит резко. Однако установка в механизме подъема одного тормоза, замыкаемого весом груза, нецелесообразна, так как при опускании грузов малой массы возрастает влияние маховой массы ротора двигателя и остановка происходит в течение большего времени и на большем пути торможения (маховые массы ротора и элементов привода от ротора до вала тормоза ослабляют силу нажатия тормозных дисков, уменьшая тормозной момент). В тормозах, замыкаемых весом груза, запас торможения определяет лишь надежность удерживания груза на весу, но не замедление и путь торможения.

Путь торможения зависит от соотношения между силами инерции элементов механизма и силой тяжести груза, приведенных к валу тормоза. Чем больше масса груза, тем меньше это соотношение и тем меньше путь торможения.

Для уменьшения пути торможения необходимо применение дополнительного стопорного тормоза, устанавливаемого на приводном валу. Назначение этого тормоза — поглощение кинетической энергии вращающихся масс механизма от двигателя до вала, на котором установлен спускной тормоз. Поэтому запас торможения для него определяется моментом инерции элементов механизма и имеет меньшие значения при меньших скоростях.

Если установить стопорный тормоз со слишком большим тормозным моментом, то остановка груза будет резкой, так как стопорный тормоз будет опережать действие тормоза, замыкаемого весом груза. В этом случае исчезает основное преимущество последнего — возможность создавать торможение всех грузов с одинаковым замедлением. Неоправданно большой запас торможения тормоза, замыкаемого весом груза, приводит к нарушению плавной работы механизма: опускание груза происходит неравномерно,

сопровождаясь толчками. При меньших скоростях и соответственно меньших силах инерции происходит замедленное затягивание тормоза; в этом случае запас торможения следует увеличить.

Вторая разновидность грузоупорных тормозов, выполняемых в виде конических тормозов, замыкаемых весом груза, с неразмыкающимися поверхностями трения (рис. 103) применяется, если в механизме есть несамотормозящая червячная передача. Для создания тормозного момента используется осевая сила червяка.

Эти тормоза остаются замкнутыми как при подъеме, так и при опускании груза. При опускании необходимо преодолеть избыток тормозного момента над моментом, создаваемым силой тяжести груза на тормозном валу, что вызывает повышенный износ трущихся поверхностей. Поэтому тормоза этого типа находят применение главным образом в механизмах с ручным приводом.

Тормоз состоит из конического диска 1 (рис. 103), закрепленного на валу червяка или составляющего с ним одно целое, и диска 2, снабженного углублением конической формы, храповыми зубьями и пятой, которой он упирается в неподвижный корпус 3. Ось вращения собачки 4 храпового соединения также закреплена на корпусе. Направление зубьев храпового колеса таково, что диск может свободно вращаться при подъеме и стопориться при опускании груза. При подъеме груза диски 1 и 2 вращаются совместно и храповые зубья не мешают подъему. При остановке, благодаря силе трения между дисками, механизм удерживается от вращения в сторону спуска, так как диск 2 удерживается храповиком.

Для расчета конического грузоупорного тормоза должны быть известны характеристики червячной передачи. Крутящий момент на валу червяка, создаваемый весом транспортируемого груза.

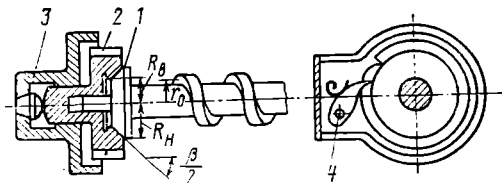


Рис. 103. Схема конического тормоза, замыкаемого весом транспортируемого груза с неразмыкающимися поверхностями трения

$$M'_{гр} = \frac{M_{гр}}{u} \eta,$$

где $M_{гр}$ — момент от силы тяжести груза на валу червячного колеса; u и η — соответственно передаточное число и кпд червячной передачи.

Тормозной момент, развиваемый тормозом,

$$M_{т} = k_{гр} M'_{гр},$$

где $k_{гр} = 1,2$ — коэффициент запаса торможения.

Осевая сила на червяке, создающая момент трения на трущихся поверхностях тормоза,

$$N = \frac{M_{\text{гр}}}{R_{\text{к}}} = \frac{M'_{\text{гр}}}{r_0 \operatorname{tg}(\alpha - \rho)},$$

где $R_{\text{к}}$ — радиус начальной окружности червячного колеса; r_0 — средний радиус червяка; α — угол подъема винтовой линии червяка; ρ — угол трения в червячном зацеплении.

Угол конуса β определяется из выражения

$$\sin \frac{\beta}{2} = \frac{R_{\text{н}} + R_{\text{в}}}{2k_{\text{гр}}R_{\text{н}}} f,$$

где $R_{\text{в}}$ и $R_{\text{н}}$ — внутренний и наружный радиусы трения конуса (см. рис. 103); f — коэффициент трения.

Угол β во избежание заклинивания конусов должен быть несколько больше угла трения трущихся поверхностей конуса.

Согласно правилам Госгортехнадзора, все ручные подъемные механизмы снабжаются устройствами, не допускающими опасное для обслуживающего персонала произвольное вращение рукоятки под действием веса груза. Такие устройства называют безопасными рукоятками. Различают два вида безопасных рукояток. Безопасные рукоятки *первого типа* соединяются непосредственно с грузоупорным тормозом. При спуске груза безопасную рукоятку необходимо все время вращать, прикладывая некоторую силу. Скорость груза зависит от частоты вращения рукоятки. К этому виду относятся рукоятки, сконструированные по типу дискового тормоза (см. рис. 102), замыкаемого весом транспортируемого груза.

Безопасная рукоятка *второго типа* используется в таких ручных механизмах подъема, в которых в силу производственных условий необходимо производить опускание груза со скоростью, превышающей скорость подъема. Она соединяется с тормозом таким образом, что нормально замкнутый тормоз размыкается при нажатии на рукоятку. Вращение рукоятки при этом не требуется. Скорость спуска регулируют силой нажатия на рукоятку. Если на рукоятку нажать очень сильно, то может произойти настолько быстрый спуск, что остановить груз станет трудно или совсем невозможно. Чтобы этого не произошло, рукоятки этого типа обычно снабжают ограничителями скорости.

Если вес пустого крюка окажется недостаточным для преодоления сопротивления в механизме, то для осуществления спуска его придется утяжелить подвешиванием специального груза. Поэтому рукоятки этого типа находят применение только в шестеренных механизмах, в которых потери на трение невелики.

Лебедки с ручным приводом, предназначенные для подъема людей, снабжают безопасными рукоятками первого типа, конструкция которых допускает подъем или спуск со скоростью, не превышающей 20 м/мин.

§ 16. Тормозные устройства для регулирования скорости

Регуляторы скорости предназначены для ограничения скорости опускаемого груза не выше заданного предела. Произвести остановку груза они не могут. Поэтому для остановки груза дополнительно необходим стопорный тормоз. Широкое применение в качестве регулятора скорости находят центробежные тормоза, принцип работы которых состоит в том, что при увеличении скорости тормозного вала возрастает центробежная сила масс элементов тормоза. При этом создается давление на неподвижную часть тормоза, увеличивающее силы трения и тормозной момент. Обычно центробежный тормоз устанавливают на быстроходном валу. Наиболее широко распространены центробежные дисковые тормоза и тормоза с грузами внутри тормозного корпуса. Для расчета центробежного тормоза кроме значения грузового момента $M_{гр}$ на тормозном валу необходимо знать наибольшую частоту вращения n тормозного вала, соответствующую заданной скорости спуска груза.

Центробежный дисковый тормоз (рис. 104, а) состоит из диска 2, закрепленного на валу 1 с помощью шпонки. На втулке диска 2 находится диск 4, имеющий возможность осевого перемещения. Пружина 6, упирающаяся во втулку, стремится раздвинуть диски 2 и 4, в то время как грузы 5 при вращении стремятся эти диски сблизить и зажать находящийся между ними неподвижный фрикционный диск 3.

Сила сжатия пружины при заданной частоте вращения n определяется формулой

$$K = Q \left(\frac{\pi n}{30} \right)^2 \frac{a}{b} r z - \frac{4M_{гр}}{(D_{н} + D_{в}) f i \eta},$$

где Q — масса одного замыкающего груза; $z = 2 \div 6$ — число грузов; a и b — плечи углового рычага; r — расстояние от оси вращения до центра тяжести грузов (при зажатых дисках); i — число пар трущихся поверхностей; $D_{н}$ и $D_{в}$ — соответственно наружный и внутренний диаметры дисков трения; f — коэффициент трения; $M_{гр}$ — момент на валу тормоза при опускании груза; η — коэффициент, учитывающий потери на трение в механической системе тормоза.

Давление на соприкасающихся поверхностях должно удовлетворять условию

$$p = \frac{4}{\pi} \frac{Q (\pi n / 30)^2 r z a / b - K}{D_{н}^2 - D_{в}^2} \leq [p],$$

где допускаемое давление $[p]$ берут из данных табл. 22. Действие дискового центробежного тормоза не зависит от направления вращения вала механизма.

Центробежный тормоз с грузами внутри тормозного корпуса (рис. 104, б) состоит из диска 1 с тремя цапфами 2, закрепленного на валу 3 механизма подъема. На цапфах свободно укреплены замыкающие грузы 5, шарнирно связанные ры-

чагами со втулкой 6, которая также свободно укреплена на ступице диска 1 и соединена с ней спиральной пружиной. Один конец пружины закреплен на ступице, второй — во втулке. При некото-

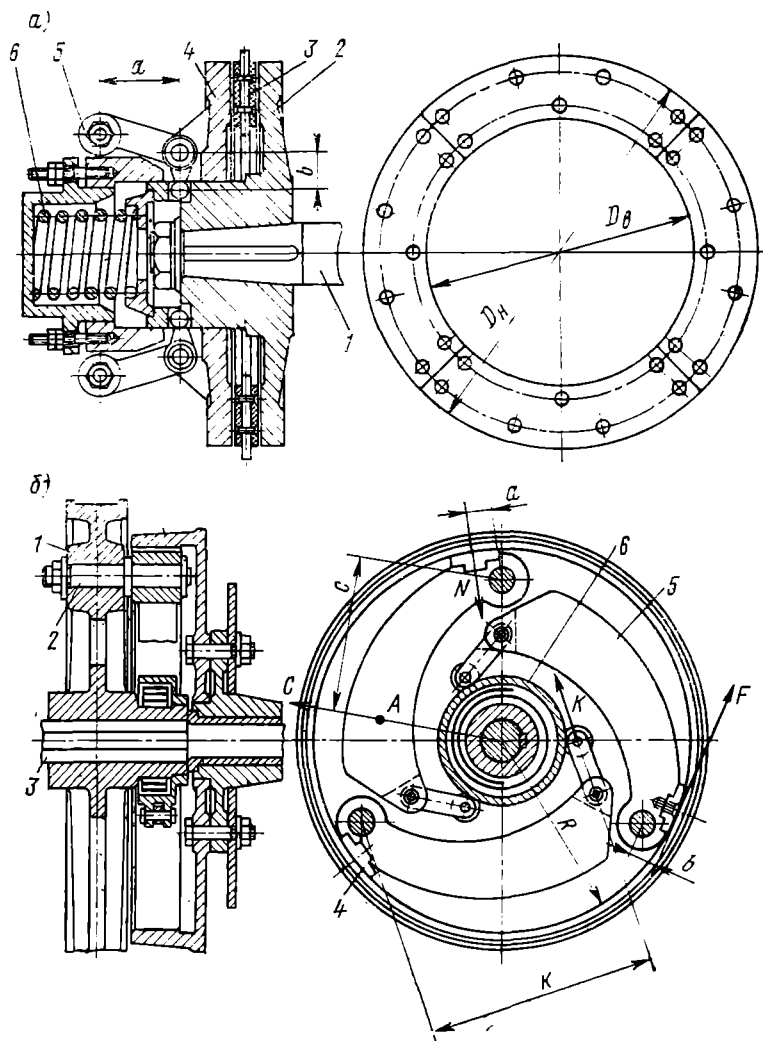


Рис. 104. Центробежные тормоза:
а — дисковый; б — с грузами внутри корпуса

рой частоте вращения вала 3 замыкающие грузы 5, расходясь под действием сил инерции, закручивают спиральную пружину и, поворачиваясь вокруг цапфы 2, прижимаются вкладышами 4 к неподвижному корпусу 7. При уменьшении частоты вращения грузы

спиральной пружиной подтягиваются ко втулке. При конструировании этого тормоза надо стремиться к тому, чтобы центр тяжести всех грузов 5 совпадал с осью вала 3 , а центр тяжести каждого груза (точка A) отстоял возможно дальше от центра вала 3 и от оси своего поворота — цапфы 2 . Масса каждого замыкающего груза, при которой обеспечивается опускание груза с заданной скоростью при частоте вращения n тормозного вала, равна

$$Q = \left(\frac{30}{\pi n} \right)^2 \frac{1}{rc} \left[\frac{M_{\text{гр}}}{zfR} (a + bf) + Kk \right],$$

где z — число тормозных грузов; r — расстояние от центра тяжести груза до оси тормозного вала; a, b, c, k — плечи действия соответственно сил нормального давления вкладыша на корпус, трения, инерции и закручивания спиральной пружины относительно оси поворота тормозных грузов; R — радиус поверхности трения; $K = 50 \div 80$ Н — сила спиральной пружины, действующая на каждый груз; $M_{\text{гр}}$ — момент от силы тяжести опускаемого груза на валу тормоза.

Сила нормального давления фрикционного вкладыша на внутреннюю поверхность трения корпуса

$$N = \frac{Cc - Kk}{a + fb},$$

где $C = Q(\pi n / 30)^2 r$ — центробежная сила от одного замыкающего груза.

Недостатками тормоза данного типа являются быстрый износ вкладышей, трудность регулировки тормоза и работа только при одном направлении вращения вала (торможение при обратном направлении вращения сопровождается резкими толчками и сильным износом вкладышей и поверхности трения корпуса). Центробежные тормоза с грузами внутри корпуса находят широкое применение, например, для приведения в действие ловителей пассажирских и грузовых подъемников.

Характерные недостатки центробежных тормозов, ограничивающие их применение, состоят в том, что они: а) действуют только при достижении механизмом (опускающимся грузом) определенной скорости; б) ограничивая скорость движения, не могут произвести остановку груза; в) медленно опускают грузы малой массы, так как сила тяжести последних не может разогнать тормозной вал до номинальной частоты вращения.

В качестве регуляторов скорости в подъемно-транспортном машиностроении применяют также гидравлические тормоза, использующие силу сопротивления жидкости, обладающей некоторой вязкостью, вращению ротора, снабженного лопастями. Применяя такие тормоза, можно опускать тяжелые грузы с ограниченной скоростью (буровые лебедки, механизмы подъема некоторых типов закалочных кранов и т. п.). Гидравлические тормоза позволяют увеличить скорость движения и массу опускающегося груза до таких значений, при которых механические фрикционные тормо-

за уже не могут работать вследствие перегрева. Гидравлический тормоз значительно облегчает условия работы стопорного тормоза, задачей которого является только совершение относительно небольшой работы торможения для обеспечения полной остановки груза.

Для автоматического поддержания заданной скорости движения употребляют также электроиндукционные тормоза (рис. 105, а), состоящие из неподвижного статора 1 и ротора 2, связанного с валом 3 механизма. В кольцевую проточку ротора 2 входит катушка возбуждения 4, прикрепленная к статору 1. На поверхности ротора имеется несколько глубоких пазов, идущих вдоль образующей цилиндра ротора (на рис. 105, а штриховая линия). При подключении катушки к источнику постоянного тока создается магнитный поток, замыкаемый через статор и ротор, значение которого определяется числом витков катушки возбуждения и силой тока и не зависит от того, вращается ли ротор или он неподвижен. Магнитный поток в каждой данной точке внутренней поверхности статора различен в зависимости от того, проходит ли над этой точкой выступ или паз ротора. Вследствие этого магнитный поток изменяется, и в статоре индуцируются вихревые токи, которые, взаимодействуя с магнитным полем ротора, создают тормозящий момент, стремящийся повернуть статор в направлении вращения ротора. Поглощаемая тормозом энергия превращается в теплоту, так как индуцируемые в статоре вихревые токи нагревают статор. Поэтому необходимо предусмотреть интенсивное охлаждение статора.

В отечественной практике в ряде конструкций кранов, в том числе в башенных, для регулирования скорости механизмов применяют вихревой тормозной генератор ТМ-4.

Все шире применяются в качестве тормозных устройств порошковые электромагнитные тормоза, принцип работы которых основан на использовании механического и молекулярного взаимодействия различного рода магнитных порошков в магнитном поле между неподвижной и подвижной частями тормоза. В этих тормозах (рис. 105, б) линии магнитного поля нормальны к поверхностям тормозных элементов. При относительном сдвиге рабочих поверхностей возникает сопротивление сдвигу от взаимного трения намагниченных частиц порошка, причем сопротивление, а следовательно, и тормозной момент, развиваемый тормозом, тем больше, чем сильнее намагничен порошок. Тормоз состоит из неподвижного статора 1 и соединенного с одним из валов механизма ротора 2. В роторе или в статоре размещают катушку электромагнита 3, а цилиндрический зазор между ротором и статором заполняют ферромагнитным порошком (обычно это карбонильное железо с частицами диаметром 0,004—0,008 мм или порошок, получаемый распылением расплавленного железа, с размером частиц 0,1—0,2 мкм). Так как в этом тормозе кинетическая энергия механизма переходит в тепловую, то порошковый тормоз нуждается в хорошем охлаждении. Как в индукционном, так и в порошковом тор-

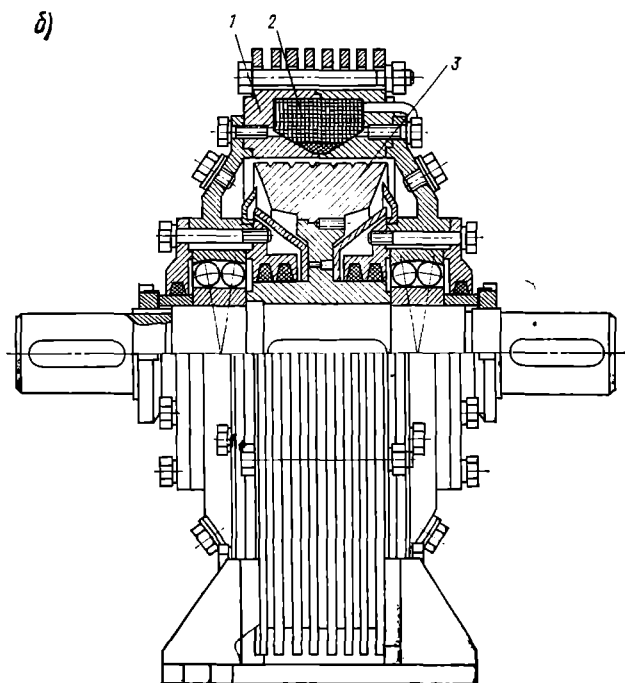
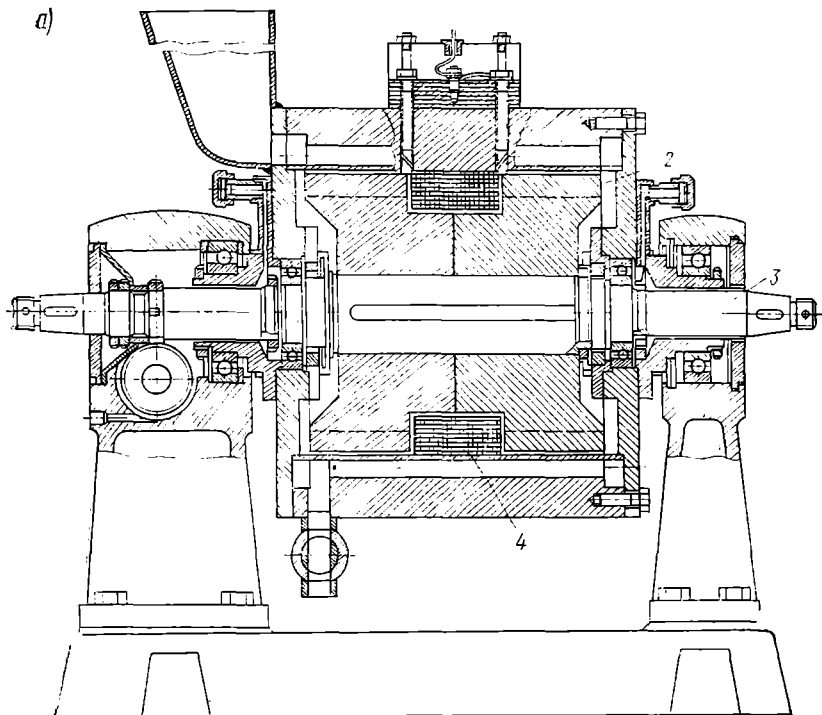


Рис. 105. Регуляторы скорости:

а — электроиндукционный тормоз; б — порошковый электромагнитный тормоз

мозе изменением магнитного потока можно изменять тормозной момент по любому желаемому закону, обеспечивая необходимую плавность процесса торможения.

§ 17. Тепловой расчет тормоза

В процессе торможения кинетическая энергия движущегося груза и вращающихся масс механизма переходит в тепловую энергию и вызывает нагрев тормоза. Одной из задач конструирования тормоза является ограничение нагрева трущихся поверхностей, чтобы их температура не превышала допускаемую для данного фрикционного материала. Недооценка тепловых явлений в тормозах подъемно-транспортных машин может привести к нарушению работы тормоза и даже к аварии, особенно в связи с возросшими скоростями движения, грузоподъемностью и интенсификацией работы.

Одним из методов теплового расчета тормозов подъемно-транспортных машин является метод, основанный на использовании уравнения теплового баланса тормоза при его работе в установившемся тепловом режиме. При расчете по этому методу вводится большое количество допущений и упрощений, однако результаты с достаточной точностью позволяют оценить степень тепловой нагруженности тормоза для большинства случаев практических расчетов. Для проведения расчета рассматривают установившееся тепловое состояние тормоза, т. е. когда количество теплоты, образующееся на трущейся поверхности трения, должно быть равно количеству теплоты, отводимому от тормозного шкпва конвекцией и лученспусканием. В этом состоянии механизм оказывается после длительной работы при повторно-кратковременных включениях.

Количество теплоты, возникающее при торможении, определяется значением кинетической энергии поступательно движущихся и вращающихся масс, а в механизмах подъема также и изменением потенциальной энергии груза весом $G_{гр}$. Мощность (в ваттах), выделяемая тормозом, например, механизма подъема, равна:

$$P = \left[G_{гр}s + \sum \frac{m_i v_i^2}{2} + \sum \frac{J_i \omega_i^2}{2} \right] \frac{h \eta}{3600};$$

для тормоза механизма передвижения

$$P = \left[\sum \frac{m_i v_i^2}{2} + \sum \frac{J_i \omega_i^2}{2} - F_{тр}s \right] \frac{h \eta}{3600}.$$

где s — путь торможения, м; η — кпд механизма, учитывающий, что некоторая часть энергии будет израсходована на преодоление потерь в механизме (на блоках, в опорах, передачах); h — число включений тормоза за 1 ч работы, принимаемое при проверочных расчетах в зависимости от группы режима работы механизмов: для 1, 2, 3-й групп $h=60$, для 4-й — $h=120$, для 5-й — $h=180$, для 6-й — $h=300$; m_i — масса груза и поступательно движущихся эле-

ментов механизма, кг; J_i — момент инерции вращающихся элементов крана, приведенный к тормозному валу, кг·м²; v_i — скорость движения поступательно движущихся элементов, м/с; ω_i — угловая скорость тормозного шкива, при которой начинается торможение, с⁻¹; F_T — сила сопротивления передвижению, Н.

Теплота отводится от тормоза путем лучистого и конвективного теплообмена с окружающей средой. Мощность *лучистого теплообмена* (в ваттах)

$$P_1 = (c_1 A_1 + c_2 A_2) \left[\left(\frac{273 + \theta_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{273 + \theta_2}{100} \right)^4 \right], \quad (24)$$

где $c_1 = 1,5$ Вт/(м²·°С⁴) — коэффициент излучения от полированной поверхности; $c_2 = 5$ Вт/(м²·°С⁴) — коэффициент излучения от матовой поверхности; A_1 — площадь полированной поверхности тормозного шкива, не закрытая тормозными колодками, м²; A_2 — площадь двух боковых (торцевых) матовых поверхностей тормозного шкива, м²; θ_1 — максимально допускаемая температура нагрева для выбранного типа фрикционного материала, °С; $\theta_2 \approx 35^\circ$ С — температура окружающей среды. Условия отвода теплоты от внутренней поверхности шкива значительно хуже, чем от внешней, поэтому в расчете внутренняя цилиндрическая поверхность шкива не учитывается.

Мощность, рассеиваемая при *конвекции*, зависит от того, вращается ли шкив или он неподвижен. Для неподвижного шкива справедлива формула

$$P_2 = \alpha A_3 (\theta_1 - \theta_2) (1 - \text{ПВ}), \quad (25)$$

где $\alpha = 5,8 \div 8,7$ Вт/(м²·°С) — коэффициент теплоотдачи конвекцией в воздушную среду; $A_3 = A_1 + A_2$ — суммарная поверхность шкива, м², не перекрытая колодками; $(1 - \text{ПВ})$ — часть общего времени работы тормоза, в течение которого шкив находится в неподвижном состоянии.

При вращении шкива значение коэффициента α возрастает, так как теплоотвод происходит при одновременном действии естественной и искусственной конвекции. По формуле Нуссельта коэффициент теплоотдачи α , Вт/(м²·°С), в условиях вынужденной конвекции при относительной скорости v_0 , м/с, поверхности трения тормозного шкива равен:

$$\alpha_1 = 7,15 v_0^{0,78}.$$

По боковым поверхностям шкива скорость изменяется пропорционально радиусу. При этом боковую поверхность можно рассматривать как ряд кольцевых поверхностей с площадями $f_1, f_2, f_3, \dots, f_i$, имеющих соответственно скорости $v_1, v_2, v_3, \dots, v_i$, пропорциональные средним радиусам этих поверхностей. Тогда рассеиваемая мощность (в ваттах)

$$P_3 = \text{ПВ} (\theta_1 - \theta_2) 7,15 (A_4 v_0^{0,78} + 2 f_1 v_1^{0,78} + 2 f_2 v_2^{0,78} + \dots + 2 f_i v_i^{0,78}), \quad (26)$$

где A_4 — внутренняя и наружная поверхности обода шкива без площадей, перекрытых колодками.

Суммарная рассеиваемая шкивом мощность

$$P = P_1 + P_2 + P_3$$

должна быть не меньше мощности P_0 , выделяемой на трущихся поверхностях. Сравнивая эти величины, можно установить, достаточны ли принятые размеры тормозного шкива, или необходимо принять меры для увеличения теплоотвода, например, применяя шкив с охлаждающими ребрами или искусственную вентиляцию тормоза. При искусственном обдуве коэффициент теплоотдачи α может быть увеличен до 23 — 30 Вт/(м²·°С).

Большинство грузоподъемных машин работает в сложном цикле нагружения со значительными перерывами в работе. Поэтому возможны случаи, когда механизм останавливают раньше, чем достигается установившаяся температура нагрева. В таких случаях тормоз может быть использован при значительно более интенсивном нагружении, и задача теплового расчета сводится к установлению допустимого времени T непрерывной работы механизма до достижения предельной допускаемой температуры θ_1 . За это время выделяется количество теплоты, равное PT , идущее на нагрев тормозного шкива и элементов тормоза и отводимое в окружающую среду.

На нагрев шкива массой $Q_{ш}$, имеющего теплоемкость $c_{ш}$, расходуется количество теплоты $U = Q_{ш}c_{ш}(\theta_1 - \theta_2)$. Тут условно принято, что вследствие высоких теплоизолирующих свойств фрикционных накладок вся теплота, образующаяся при трении, проходит через шкив, нагревая его.

Одновременно в процессе нагрева шкива теплота отводится от шкива конвекцией и лучеиспусканием при переменной температуре, изменяющейся от температуры окружающей среды θ_2 до максимально допускаемой температуры нагрева θ_1 . Для упрощения расчета можно принять, что теплоотдача происходит при некоторой постоянной средней избыточной температуре, равной $\theta_{ср} = (\theta_1 - \theta_2)/2$. При этой температуре определяется суммарная мощность $P_1 + P_2 + P_3$ по уравнениям (24), (25), (26), и тогда количество теплоты, отводимое за время T , равно:

$$(P_1 + P_2 + P_3)T$$

Уравнение теплового баланса примет в этом случае вид

$$PT = (P_1 + P_2 + P_3)T + U.$$

Отсюда допустимое время непрерывной работы тормоза при нагреве его до допускаемой температуры θ_1 равно

$$T = \frac{U}{P - (P_1 + P_2 + P_3)}.$$

Этот метод теплового расчета, базирующийся на экспериментальных значениях коэффициента излучения и теплоотдачи, опре-

деленных для некоторых частных случаев, и содержащий большое количество допущений (например, нагревающиеся элементы тормоза рассматриваются здесь как материальные точки, хотя на самом деле температура в различных местах тормозного шкива и рычажной системы имеет различные значения), не дает возможность получить точные результаты и может быть использован только для приближенных оценок теплового состояния тормоза.

Невозможность получения точного аналитического решения и ограниченная возможность обобщения результатов экспериментального исследования привели к использованию методов моделирования тепловых процессов, основанных на теории теплового подобия [1]. Этот метод позволяет увязать опытное исследование теплового процесса с его физико-математическим описанием и распространить зависимости, полученные для одного частного явления на многие явления данной группы.

Глава VI

ПРИВОД ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

§ 18. Типы приводов грузоподъемных машин

В зависимости от типа, назначения и характера работы механизма он может иметь машинный или ручной привод. Машинный привод имеет следующие разновидности: электрический, паровой, от двигателя внутреннего сгорания, гидравлический и пневматический; кроме того, в ряде машин находит применение комбинированный привод, например дизель-электрический, электрогидравлический или электропневматический.

В грузоподъемных машинах в основном применяется *электрический привод*, имеющий следующие преимущества: постоянную готовность к действию; возможность установки самостоятельного двигателя в каждом механизме грузоподъемной машины, что значительно упрощает конструкцию и управление механизмами; высокую экономичность; возможность регулирования скорости в значительных пределах, особенно в приводе постоянного тока; реверсирование механизмов; безопасность работы; простота и надежность работы различных предохранительных устройств; возможность работы со значительными кратковременными перегрузками.

Паровой привод в настоящее время не находит применения в грузоподъемных машинах из-за весьма низкого кпд, больших габаритов и массы, необходимости в длительном периоде подготовки паросиловой установки к пуску или расходованию большого количества топлива для обеспечения постоянной готовности к действию. Несравненно более широкое применение, в частности в передвижных кранах, получает *привод от двигателей внутреннего сгорания*. Применяются карбюраторные и дизельные двигатели, работающие на жидком и газообразном топливе. Преимуществами этого типа привода являются: независимость от источников электропитания;

постоянная готовность к работе, относительно небольшие габариты и масса, высокий кпд, экономичность, возможность регулирования скорости механизма. К недостаткам этого вида привода относятся: невозможность пуска двигателя под нагрузкой, что заставляет устанавливать фрикционные муфты, отключающие двигатель от механизма при пуске; необходимость применения двигателей с завышенной мощностью для преодоления пусковых моментов; невозможность реверсирования двигателя. Обычно все механизмы грузоподъемной машины обслуживаются одним двигателем внутреннего сгорания через систему зубчатых передач и муфт, причем привод каждого механизма должен иметь устройства для реверсирования.

Большое распространение в передвижных кранах получает также *дизель-электрический привод*, в котором дизель соединен с электрогенератором, питающим электродвигатели различных механизмов машины. Применение дизель-электрического привода позволяет сочетать преимущества электропривода и привода от двигателя внутреннего сгорания. Недостатками дизель-электрического привода являются: громоздкость, сложность и высокая стоимость установки и эксплуатации привода.

В ряде конструкций кранов на автомобильном ходу для питания электродвигателей механизмов используется мощность основного двигателя автомобиля. В этом случае автомобильный двигатель через коробку отбора мощности приводит в действие генератор, питающий электродвигатели механизмов крана.

Гидравлический привод грузоподъемных машин состоит из электродвигателя или двигателя внутреннего сгорания, приводящего в действие насос, подающий рабочую жидкость в рабочий гидроцилиндр через систему трубопроводов и клапанов управления. Гидропривод компактен, обеспечивает широкий диапазон бесступенчатого регулирования скорости; плавное движение, устраняющее динамические нагрузки; простоту устройств, предотвращающих перегрузку. Все это стало причиной того, что в последнее время гидропривод получает все большее распространение в конструкциях различных грузоподъемных машин, особенно передвижных кранов. Техничко-экономические показатели отечественных и зарубежных образцов кранов с гидравлическим приводом доказывают большую перспективность его использования в самых различных механизмах грузоподъемных машин.

Недостатками гидропривода являются: пониженная экономичность при работе с грузами, масса которых меньше расчетной (так как расход жидкости не зависит от массы груза); сложность подачи рабочей жидкости к приводу передвижной установки; ухудшение работы привода при низких температурах или применение дорогостоящих морозостойчивых жидкостей; большие гидравлические сопротивления трубопроводов; необходимость в тщательном наблюдении за состоянием герметизирующих уплотнений.

В простейших *пневматических приводах* сжатый воздух под давлением (0,5—0,8 МПа) подается в цилиндры-толкатели прямо-

го действия, штоки поршней которых непосредственно действуют на рабочий орган. Для более сложных машин, например пневматолей, используются поршневые или роторные двигатели, приводящие в действие исполнительные механизмы. Подача воздуха производится обычно от компрессорных установок или от воздушных магистралей предприятия с помощью гибких шлангов. Преимуществами пневматического привода являются: плавность работы, простота конструкции, удобство управления, простота обслуживания и ремонта, возможность работы с большой частотой включений, наличие приспособлений, устраняющих перегрузку. К недостаткам пневматического привода следует отнести ограниченный радиус действия передвижных установок вследствие наличия питающего воздухопроводного шланга и снижение кпд установки при работе с грузами малой массы. Пневматический привод еще не нашел широкого применения и его использование в подъемно-транспортных машинах ограничивается механизмами, работающими во взрывоопасной среде, а также на предприятиях, где имеются магистрали сжатого воздуха.

Определение границ рационального применения различных типов привода следует производить на основе анализа экономических и конструктивно-эксплуатационных показателей, из которых основными следует считать себестоимость транспортирования груза, энергоемкость машины, надежность работы независимо от климатических условий, удобство управления, технологичность конструкции.

§ 19. Ручной привод

Для механизмов малой грузоподъемности, работающих с малыми скоростями движения в ненапряженном режиме, а также для механизмов вспомогательного назначения применяется ручной привод. Вручную приводятся механизмы подъема, передвижения и поворота. Расчет всех механизмов ведут по единой методике.

Механизм подъема (рис. 106, а) состоит из барабана диаметром $D_{\text{бар}}$, на который наматывается канат с подвешенным к нему грузом весом $G_{\text{гр}}$, редуктора с общим передаточным числом, равным $u_0 = u_1 u_2$, и приводного элемента — рукоятки длиной l или тягового колеса такого же радиуса, к которым прикладывается сила рабочего F . На валу с одной рукояткой могут одновременно работать один или два человека; на валу с двумя рукоятками — два или четыре; на цепи тягового колеса — не более трех человек. Рабочий момент выражается формулой

$$M_p = \varphi m Fl,$$

где m — число рабочих; φ — коэффициент, учитывающий неодновременность приложения силы при совместной работе нескольких человек (для двух рабочих $\varphi = 0,8$; для трех — $\varphi = 0,75$ и для четырех — $\varphi = 0,7$). Момент сопротивления на валу барабана от веса

груза равен

$$M_c = SD_{\text{бар}}/2,$$

где S — сила натяжения тягового элемента на барабане.

При расчете привода механизма передвижения момент сопротивления на валу ходовых колес $M_c = WD_{\text{х.к}}/2$, где W — сила сопротивления передвижению; $D_{\text{х.к}}$ — диаметр ходового колеса. Для механизма поворота $M_c = \sum M_{ci}$, где M_{ci} — моменты сопротивления от вертикальных и горизонтальных реакций в опорах относительно оси вращения поворотной части крана.

Необходимое передаточное число механизма между входным (приводным) и выходным валами лебедки

$$u_0 = \frac{M_c}{M_{p\eta}},$$

где η — КПД передачи.

Инерционными нагрузками при расчете ручного привода обычно пренебрегают. При расчете следует учитывать, что в зависимости от продолжительности работы сила F , развиваемая рабочим, и скорость движения его руки изменяются. Их средние значения приведены в табл. 23. Сила рабочего, прикладываемая непосредственно к тележке для ее передвижения (толкание), принимается равной 80, 120 и 200 Н при соответствующей продолжительности работы 15, 10 и 5 мин. Наибольшая возможная сила при трогании с места не превышает 500 Н. Сила рабочего на рычаге управления при редкой работе не должна превышать 400 Н.

Таблица 23. Сила и скорость движения руки рабочего

Работа	На рукоятке		На тяговой цепи	
	сила, Н	скорость, м/с	сила, Н	скорость, м/с
Непрерывная (или с кратковременными перерывами) в течение 6—8 ч	80—100	0,9—1,2	120—160	0,6—0,8
Периодическая в течение 6—8 ч с частыми перерывами	150—160	0,7—0,8	180—200	0,5—0,6
Кратковременная (до 5 мин)	До 200	0,5—0,6	300—400	0,3—0,4
Весьма кратковременная (вызов)	До 300	0,3—0,4	До 800	0,1—0,2

Плечо (радиус) вращения рукояток l должно быть не более 400 мм. Ось вращения рукоятки располагают обычно на высоте 900—1100 мм от уровня пола. Если приводной вал расположен на высоте, исключающей применение рукоятки, используют тяговые колеса, приводимые во вращение бесконечной цепью такой длины, что нижняя часть ее петли находится на высоте примерно 0,6 м от поверхности, на которой стоит рабочий, управляющий машиной

(см. рис. 105, б). Для этой цели обычно используют сварную цепь, изготовленную из прутка диаметром 5—6 мм. Диаметр D тягового колеса обычно составляет 300—1000 мм. Колесо имеет направляющие для предотвращения от спадания с него тяговой цепи. Ручка

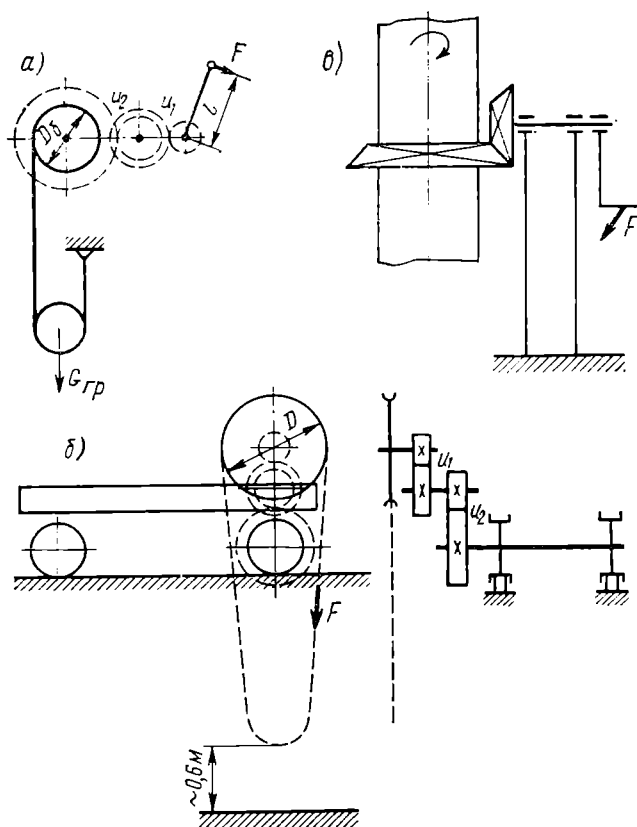


Рис. 106. Схемы механизмов с ручным приводом:

а — механизм подъема; б — механизм передвижения; в — механизм поворота

рукоятки имеет длину 300—350 мм, если колесо вращает один рабочий, и 450—500 мм — при совместной работе двух рабочих. Две рукоятки на одном валу располагают под углом 120 или 90° одна относительно другой.

Плечо приводных рукояток домкратов принимают в пределах 200—250 мм при высоте оси вращения примерно 500 мм от уровня опорной поверхности домкрата. При качающейся рукоятке домкрата длина рукоятки не превышает 800 мм.

При проверке рукояток, педалей и элементов ручного управления на прочность расчет ведут на возможное случайное приложение

ние силы, равной весу рабочего, принимаемой при расчете 800 Н. При ручном механизме с тяговой цепью расчетную силу принимают равной 1200 Н. Скорость подъема груза весом $G_{гр}$ в механизме подъема с ручным приводом определяют из условия равенства работ:

$$v_{гр} = \frac{mFv_p\varphi}{G_{гр}}.$$

Здесь v_p — скорость движения руки рабочего.

Согласно уравнению, скорость подъема груза тем меньше, чем больше его вес. Однако это уравнение справедливо только для груза номинальной массы. Так как скорость руки рабочего изменяется в незначительных пределах, то при постоянном передаточном числе механизма подъем грузов различного веса производится практически с неизменной скоростью; при этом сила F изменяется пропорционально изменению веса груза. Поэтому для увеличения скорости подъема грузов малого веса и пустого крюка в ручных механизмах применяют передачи с переменным передаточным числом или рукоятки с переменным плечом. Время подъема груза на высоту h определяют из уравнения равномерного движения:

$$t = \frac{h}{v_{гр}} = \frac{hG_{гр}}{mFv_p\varphi}.$$

Аналогично скорость передвижения тележки или крана с ручным приводом механизма

$$v_{пер} = \frac{mFv_p\varphi\eta}{W_c},$$

угловая скорость механизма поворота

$$\omega = \frac{mFv_p\varphi\eta}{\Sigma M_{ct}}.$$

§ 20. Электрический привод

Электрический привод состоит из электродвигателя, аппаратуры управления и механической передачи от двигателя к рабочему органу машины. Выбор типа двигателя производится в зависимости от рода тока и номинального напряжения, номинальной мощности и частоты вращения, вида естественной характеристики двигателя и его конструктивного исполнения.

В подъемно-транспортных машинах применяются специальные крановые и металлургические двигатели постоянного тока серии Д и двигатели общепромышленного типа серии 2П, крановые и металлургические асинхронные двигатели переменного тока с фазным ротором серии МТФ и МТН, а также крановые и металлургические двигатели с короткозамкнутым ротором серии МТКФ и МТКН, а в приводах малой мощности применяют асинхронные двигатели единой серии 4А с короткозамкнутым ротором. Так, для привода элек-

троталей, кран-балок и подъемников, а также для привода механизмов передвижения широко используются асинхронные электродвигатели 4А-С с короткозамкнутым ротором и с повышенным скольжением и двигатели 4АР с повышенным пусковым моментом.

В приводах лифтов массового применения используют асинхронные лифтовые электродвигатели с короткозамкнутым ротором; двухскоростные маломощные типов 4АН (защищенные) и 4АФ (с

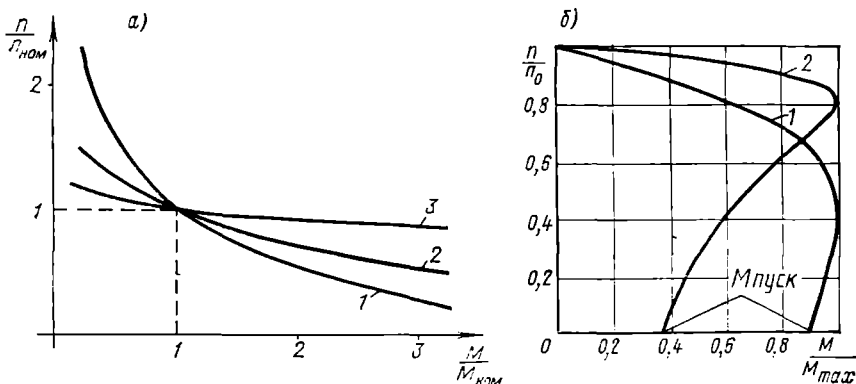


Рис. 107. Механические характеристики электродвигателей:

а — постоянного тока; *б* — переменного тока

принудительной вентиляции). Трехфазные короткозамкнутые одно- и двухскоростные двигатели типа 4АЕ со встроенным тормозом применяют в приводе электроталей и тягачей монорельсовых дорог.

В отечественном краностроении существует тенденция к преимущественному применению двигателей переменного тока, не требующих специальных преобразователей. В отдельных случаях двигатели мощных кранов можно питать постоянным током от индивидуальных преобразователей, но при этом существенно возрастают стоимость и эксплуатационные расходы. Однако двигатели постоянного тока более удобны для использования в грузоподъемных машинах, так как они способны создавать больший пусковой момент, позволяют осуществлять регулирование частоты вращения в широких пределах и могут использоваться с большей частотой включений, чем двигатели переменного тока.

По способу возбуждения двигатели постоянного тока подразделяют на двигатели последовательного, параллельного и смешанного возбуждения. На рис. 107, *а* показаны естественные механические характеристики двигателей постоянного тока, т. е. зависимости между крутящим моментом на валу двигателя и его частотой вращения при подаче номинального напряжения.

Характеристика двигателя называется жесткой, если при изменении момента нагрузки частота вращения двигателя изменяется незначительно. Если же при изменении нагрузки происходит зна-

чительное изменение частоты вращения, то такая характеристика называется мягкой. Наиболее мягкая характеристика у двигателя с последовательным возбуждением (кривая 1). Наиболее жесткой является характеристика двигателя с параллельным возбуждением (кривая 3). Характеристика двигателя со смешанным возбуждением (кривая 2) занимает среднее положение. Максимальный момент двигателей постоянного тока ограничен током короткого замыкания и может во много раз превышать номинальный момент $M_{\text{ном}}$. Однако максимальный момент ограничен условиями нагрева двигателя и механической прочностью двигателя и механизма. Поэтому ГОСТ 184—71 устанавливает предельно допускаемые нагрузки для двигателей с последовательным возбуждением: $M/M_{\text{ном}} = 4 \div 4,5$ номинального момента при номинальной частоте вращения и $M/M_{\text{ном}} = 5 \div 5,5$ при трогании с места.

При опускании груза механизмом, имеющим двигатель постоянного тока, энергия поднятого груза возвращается в сеть (рекуперация энергии), что является также преимуществом двигателей постоянного тока.

Наибольшее применение в механизмах кранов имеют *двигатели с последовательным возбуждением* благодаря мягкой характеристике и высокому значению пускового момента. Движение механизма, оснащенного этим двигателем, при малых нагрузках происходит со значительно более высокими скоростями, чем при грузе номинального веса, что увеличивает производительность машины. При использовании этого двигателя надо учитывать значительное изменение частоты вращения с изменением нагрузки. Это обуславливает минимальное значение нагрузки, соответствующей максимально допустимой частоте вращения ротора двигателя $n_{\text{max}} \leq (3 \div 3,5) n_{\text{ном}}$. Этому соответствует момент нагрузки $M = 0,1 M_{\text{ном}}$.

Двигатели с параллельным возбуждением применяют в тех механизмах, где по условиям технологического процесса требуется постоянный момент на валу и возможность плавно и в достаточно широких пределах регулировать частоту вращения. *Двигатели смешанного возбуждения* используют в тех случаях, когда требуется большой пусковой момент и смягченная характеристика, например, у машин, в которых нагрузка в отдельные моменты может быть близка к нулю. Наиболее часто двигатели смешанного возбуждения применяют в механизмах поворота и передвижения.

Так как использование двигателей постоянного тока требует применения специальных выпрямителей, преобразующих ток промышленной частоты в постоянный, как уже говорилось, предпочтительно устанавливать в подъемно-транспортных машинах асинхронные двигатели переменного тока, питающиеся непосредственно от сети, не требующие дорогих преобразовательных устройств и имеющие меньший вес, габариты и стоимость. Крановые асинхронные двигатели серий МТФ, МТН, МТКФ и МТКН характеризуются повышенной нагрузочной способностью, большими пусковыми моментами при сравнительно небольших пусковых токах, малым временем разгона.

Механическая характеристика этих двигателей в рабочей части жесткая (рис. 107, б), поэтому обычно частоту вращения считают постоянной и не зависящей от нагрузки.

Двигатели с *короткозамкнутым ротором* (кривая 1 на рис. 107, б) более надежны в эксплуатации и более дешевы. Они применяются в тех случаях, когда не требуется плавное регулирование скорости движения механизма. Они применяются, например, для привода электроталей, кран-балок, механизмов кранов, подъемников и всякого рода вспомогательных механизмов, работающих в повторно-кратковременном режиме со сравнительно небольшой частотой включений. Дальнейшее расширение области использования этих двигателей ограничивается их нагревом при повышенной частоте включений, допускаемыми ускорениями механизма в процессе пуска и в некоторых случаях допускаемым значением силы пускового тока.

Двигатели с короткозамкнутым ротором подключают непосредственно к сети, и в момент пуска сила тока в 4—6 раз превышает номинальное значение установившегося движения. Максимальная нагрузка асинхронного двигателя четко ограничена значением его критического (опрокидывающего) момента. Возможность использования двигателя при нагрузках, близких к критическому моменту, ограничивается не только опасностью перехода на неустойчивую часть характеристики, но и резко возрастающими потерями и чрезмерным нагреванием двигателя. Поэтому асинхронный двигатель нельзя нагружать даже кратковременно моментом выше 60% критического момента для двигателей с фазным ротором и выше 60% пускового момента (момента включения) для двигателей с короткозамкнутым ротором.

В практических расчетах принимают, что разгон механизма происходит при некотором условном постоянном значении среднего пускового момента $M_{\text{пуск}}$, развиваемого двигателем в период пуска. Этот средний пусковой момент для двигателей с короткозамкнутым ротором подсчитывают по приведенным в паспорте кратностям пускового $K_{\text{пуск}}$ и максимального K_m моментов. Кратность среднего момента за период пуска

$$K_{\text{ср}} \approx \frac{1}{2} (K_{\text{пуск}} + K_m),$$

Крановое оборудование должно надежно работать при напряжении в сети, составляющем 85% номинального. Поэтому средний пусковой момент двигателя с короткозамкнутым ротором определяют по следующей зависимости:

$$M_{\text{пуск}} = 0,85^2 M_{\text{ном}} K_{\text{ср}}, \quad (27)$$

где $M_{\text{ном}}$ — номинальный момент двигателя.

Возможность применения двигателей с короткозамкнутым ротором необходимо проверять путем расчета, при котором определя-

ют получаемые значения ускорения при пуске, что имеет особое значение для механизмов передвижения, где при приложении пускового момента возможно пробуксовывание ходовых колес по рельсам.

Двигатели с короткозамкнутым ротором имеют следующие недостатки: пусковой момент (а следовательно, и ускорение механизма) при пуске имеет высокое значение, близкое к максимальному, что затрудняет управление и вызывает высокие динамические нагрузки в элементах механизма и раскачивание груза; все пусковые

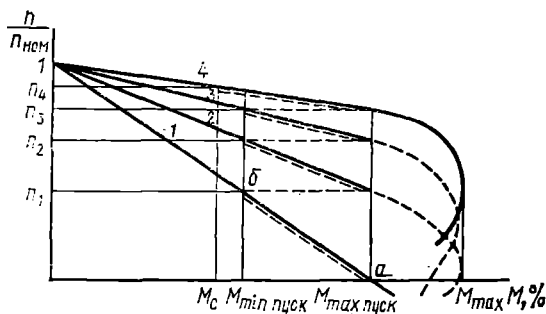


Рис. 108. Схема разгона механизмов с приводом от электродвигателя переменного тока с фазным ротором

потери, пропорциональные кинетической энергии привода, идут на нагрев обмоток самого двигателя, в то время как в двигателе с фазным ротором часть потерь идет на нагрев пусковых сопротивлений, расположенных вне двигателя; затрудненность регулирования частоты вращения приводит к необходимости повышения частоты включений, что также повы-

шает нагрев короткозамкнутых двигателей.

Асинхронные двигатели с *фазным ротором* (кривая 2 на рис. 107, б) имеют несколько большую массу, габариты и стоимость, зато потери энергии в обмотках при переходных процессах меньше, чем у двигателей с короткозамкнутым ротором. Поэтому их рационально применять при более напряженном режиме работы. Они, как и двигатели постоянного тока, включаются в сеть через регулируемые сопротивления (реостаты). В зависимости от значения сопротивления разгон двигателя осуществляется по одной из *искусственных характеристик* (рис. 108). В начальный момент сила тока ограничена максимальным сопротивлением. Характеристика 1 двигателя наиболее крутая. Разгон двигателя происходит по линии а—б, где частота вращения его возрастает от нуля до η_1 . После этого сопротивление уменьшают и двигатель переходит на другую характеристику 2, по которой его разгоняют до частоты вращения η_2 . Затем снова сопротивление уменьшают, сила тока возрастает и разгон двигателя происходит по характеристике 3 до частоты вращения η_3 . И, наконец, после отключения всех сопротивлений двигатель переходит на естественную характеристику 4, при которой и работает с частотой вращения η_4 , соответствующей моменту сопротивления при подъеме данного груза.

Электродвигатели с фазным ротором применяются для привода механизмов большинства кранов, подъемников, некоторых экскаваторов. Недостатком их является то, что у них нельзя получить

жесткие искусственные механические характеристики при малых частотах вращения.

Максимальный пусковой момент $M_{\text{мах пуск}}$ двигателей постоянного и переменного тока с фазным ротором ограничен искусственными (реостатными) характеристиками, и максимальный момент в период пуска принимают в пределах $(1,8 \div 3,2) M_{\text{ном}}$. Для этих двигателей средний пусковой момент с достаточной для практических расчетов точностью определяется формулой

$$M_{\text{пуск}} = \frac{M_{\text{мах пуск}} + M_{\text{мин пуск}}}{2}. \quad (28)$$

С целью обеспечения разгона механизма рекомендуется принимать $M_{\text{мин пуск}} \geq 1,25 M_{\text{с}}$. При практических расчетах рекомендуется [24] принимать следующие значения пускового момента электродвигателя:

Тип электродвигателя	Пусковой момент $M_{\text{пуск}}$
Трехфазный с фазным ротором	$(1,5 \div 1,6) M_{\text{ном}}$
Трехфазный с короткозамкнутым ротором	$(0,7 \div 0,8) M_{\text{мах}}$
Постоянного тока с параллельным возбуждением	$(1,7 \div 1,8) M_{\text{ном}}$
Постоянного тока с последовательным возбуждением	$(1,8 \div 2,0) M_{\text{ном}}$
Постоянного тока со смешанным возбуждением	$(1,8 \div 1,9) M_{\text{ном}}$

Здесь $M_{\text{ном}}$ и $M_{\text{мах}}$ — соответственно номинальный и максимальный моменты двигателя, указанные в паспорте. Большие величины относятся к двигателям с повышенным скольжением.

По конструктивному исполнению электродвигатели подразделяются в зависимости от способа крепления и вида защиты от воздействия окружающей среды. Двигатели выпускаются с вертикальным и горизонтальным расположением вала; с корпусом, имеющим для крепления специальные лапы или фланец. Некоторые двигатели имеют одновременно и лапы и фланец. Фланцевые двигатели широко используются в приводе электроталей и некоторых лебедок. В ряде случаев используются так называемые встраиваемые двигатели, не имеющие станины, подшипниковых щитов и вала. Такие двигатели встраиваются непосредственно в корпус машины, например в барабан электротали (см. рис. 10).

Все большее применение в кранах и электротелях получают двухскоростные электродвигатели, позволяющие переключением пар полюсов изменять частоту вращения ротора и получать две скорости движения механизма.

Рассматривая характеристики двигателей, следует различать двигательный и тормозной режимы их работы. В *двигательном ре-*

жиге приводятся в движение рабочие органы машины и происходит подъем груза, передвижение крана или тележки. В *тормозном режиме* двигатель замедляет движение машины или препятствует развитию чрезмерно высокой скорости (например, при опускании груза). При работе в двигательном режиме направление вращения двигателя совпадает с действием момента. В тормозном режиме

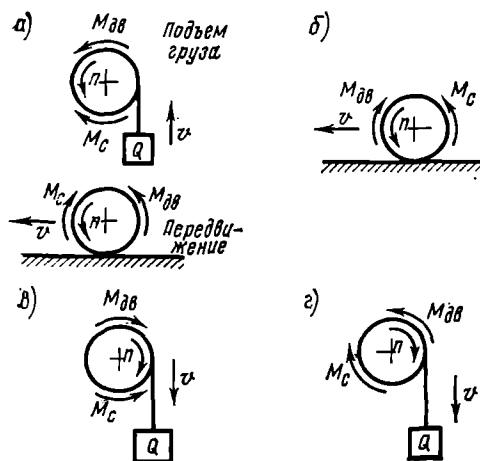


Рис. 109. Режимы работы электродвигателей грузоподъемных машин:

а — двигательный режим; *б* — электроторможение при передвижении; *в* — силовой спуск малых грузов — двигательный режим; *г* — тормозной спуск груза

момент двигателя направлен против направления вращения. Примерами работы двигателя в тормозном режиме являются ограничение скорости спуска тяжелых грузов, электрическое торможение крана или тележки перед остановкой.

Рассмотрим различные режимы работы, изображенные на рис. 109. Примем за положительное направление вращения против хода часовой стрелки. Тогда при подъеме груза (*а* — вверх) момент двигателя $M_{дв}$ положителен, момент сопротивления M_c отрицателен.

При работе двигателя в механизме передвижения и поворота (*а* — вниз), когда двигатель преодолевает момент сопротивления, мо-

мент двигателя также положителен, а момент сопротивления отрицателен. Если же при горизонтальном движении имеется ветровая нагрузка, помогающая движению, а двигатель противодействует движению (*б*), то при этом осуществляется тормозной режим работы двигателя и его момент становится отрицательным, а момент сопротивления положительным.

При опускании тяжелых грузов (*г*) двигатель развивает тормозной момент, направленный против направления движения. В этом случае момент двигателя является отрицательным и это опускание называется тормозным. Если же опускается легкий груз, вес которого не может преодолеть момент сопротивления в механизме, то двигатель развивает момент, направленный в сторону движения груза (*в*). В этом случае момент двигателя положителен и такое опускание называется силовым. Момент сопротивления трения в элементах привода в этом случае отрицательный.

Так как работа электропривода грузоподъемных машин происходит в повторно-кратковременном режиме с частыми пусками и остановками, то весьма важно обеспечить защиту электродвигателя и пусковой аппаратуры от перегрузки и перегрева. Поэтому все

машины снабжаются различными автоматическими защитными и блокировочными устройствами. Электроприводы, имеющие двигатели с фазным ротором, снабжаются устройствами, обеспечивающими автоматический контроль за режимом пуска электродвигателей. Управление электродвигателями подъемно-транспортных машин осуществляется с помощью контроллеров, магнитных пускателей, контакторов или релейно-контакторных систем.

Подвод тока к электродвигателям производится через троллей, гибкие кабели и кольцевые токоприемники. Чаще всего в мостовых кранах, перегрузочных мостах, монорельсовых тележках и т. п. применяют троллей, изготовленные из стального проката или проволоки круглого сечения. В качестве токосъемных элементов используются чугунные или графитовые башмаки, скользящие по поверхности троллея, или ролики, катящиеся по поверхности проволоки. Гибкие кабели используются при движении машин на небольшие расстояния и с невысокой скоростью (см. рис. 17). Для подвода тока к вращающимся механизмам используют кольцевые токоприемники, закрепляемые на колонне крана.

Правильный выбор мощности электродвигателя имеет большое значение: двигатель недостаточной мощности перегревается и преждевременно выходит из строя (перегрузка двигателя с хлопчатобумажной и шелковой изоляцией на 25% сокращает его срок службы с 20 лет до нескольких месяцев, а перегрузка на 50% приводит двигатель в негодность в течение нескольких часов); установка двигателя завышенной мощности экономически нецелесообразна и, кроме того, приводит к снижению его энергетических показателей (кпд и коэффициента мощности у асинхронных двигателей), может привести к повышенному износу и даже поломке элементов механизма.

Особенности работы электропривода грузоподъемных машин, т. е. переменная нагрузка, работа в повторно-кратковременном режиме с большой частотой включений, сложный цикл работы, предъявляют специфические требования к выбору мощности электродвигателя. Он должен удовлетворять следующим основным требованиям:

при работе в повторно-кратковременном режиме с заданной продолжительностью включения в течение неограниченного периода времени двигатель не должен перегреваться;

пусковой момент электродвигателя должен быть достаточен для обеспечения разгона механизма с заданным ускорением. В то же время мощность выбранного двигателя не должна быть чрезмерно большой, чтобы чрезмерно большие ускорения не влияли отрицательно на работу механизма.

В зависимости от характера выполняемой механизмом работы различают три режима нагрева электродвигателя: *продолжительный*, при котором двигатель успевает нагреться до установившейся температуры динамического равновесия; *кратковременный*, при котором температура двигателя за время работы не достигает установившегося значения, а паузы между включениями настолько

велики, что двигатель успевает охладиться до температуры окружающей среды; *повторно-кратковременный*, при котором двигатель за время одного включения не успевает нагреться до установившейся температуры, а за время паузы не успевает охладиться до температуры окружающей среды. В последнем случае при каждом следующем включении двигатель начинает работу при температуре, несколько превышающей начальную температуру предыдущего включения. Спустя некоторое время температура двигателя начинает колебаться между некоторыми наименьшим и наибольшим значениями, остающимися при дальнейшей работе неизменными. По одному из этих трех режимов производят выбор мощности электродвигателя. Так, для двигателей продолжительного режима в паспорте на электродвигатель указывается номинальная мощность без ограничения времени их работы. Для двигателей кратковременного режима указывается несколько значений времени работы и для каждого значения указывается номинальная мощность. Выбор двигателей, работающих в этих режимах, производится по условию, чтобы расчетная мощность не превышала номинальную мощность двигателя.

Для грузоподъемных машин наиболее характерным является работа двигателя в повторно-кратковременном режиме. В этом случае для нескольких номинальных значений относительной продолжительности включения ($PВ=15, 25, 40$ и 60%) приведены соответствующие значения номинальных мощностей при продолжительности цикла не более 10 мин. При большей продолжительности цикла режим работы считается продолжительным ($PВ=100\%$). С увеличением относительной продолжительности включения номинальная мощность, номинальный момент и номинальная сила тока одного и того же двигателя устанавливаются меньшими.

Если фактическая продолжительность включения соответствует одному из перечисленных режимов нагрева и если момент сопротивления остается неизменным, то по каталогу выбирают двигатель при заданном значении $PВ$ с номинальной мощностью не ниже расчетной. Если фактическое значение $PВ_{ф}$ не равно номинальному значению, то ближайшее к требуемой мощности $P_{ф}$ значение номинальной мощности $P_{ном}$ для асинхронных двигателей и двигателей с параллельным возбуждением находят по зависимости

$$P_{ном} = P_{ф} \sqrt{PВ_{ф} / PВ_{ном}} \quad (29)$$

В большинстве случаев нагрузка грузоподъемных машин и длительность их рабочих периодов и пауз в процессе работы неодинаковы. Для расчета следует построить нагрузочную диаграмму двигателя, т. е. зависимость мощности или крутящего момента от времени за период цикла работы механизма. Каждому периоду работы, т. е. каждому моменту нагрузки M_c мощности P , соответствуют определенные потери и количество теплоты, выделяемое в двигателе. Чтобы электродвигатель не перегревался, его *эквивалентная по нагреву (среднеквадратичная) мощность*, определяемая с учетом значений моментов, развиваемых двигателем в различные

периоды работы механизма с различными по весу грузами, не должна превышать номинальной мощности при данной продолжительности включения. Для того чтобы оценить работу механизма по подъему грузов различного веса в условиях повторно-кратковременного режима, нужно привести эту работу к эквивалентному по нагреву режиму с неизменяемой нагрузкой и той же относительной продолжительностью включения ПВ.

Среднеквадратичный момент, не изменяемый в течение цикла и эквивалентный по значению потерь действительной переменной нагрузке, определяется по уравнению

$$M_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{M_{\text{пуск}}^2 \Sigma t_{\text{п}} + \Sigma M_{\text{с}}^2 t_{\text{у}}}{\Sigma t}}, \quad (30)$$

где $M_{\text{пуск}}$ — средний пусковой момент; $\Sigma t_{\text{п}}$ — сумма времен разгона механизма в различные периоды работы и с различной нагрузкой; $M_{\text{с}}$ — момент статического сопротивления при данной нагрузке; $t_{\text{у}}$ — время установившегося движения при этой нагрузке; Σt — общая сумма времен включения электродвигателя за один цикл, учитывающая периоды установившегося и неустановившегося движения.

Средний пусковой момент двигателя $M_{\text{пуск}}$ является постоянной величиной, определяемой характеристиками двигателя и не зависящей от характера выполняемой механизмом работы. При другой нагрузке на механизм и изменении характера работы (подъем или опускание груза) постоянство среднего пускового момента вызывает изменение времени разгона механизма $t_{\text{п}}$. Это время зависит от параметров двигателя (его махового момента, пускового момента, частоты вращения) и от параметров самого механизма. Поэтому определение среднеквадратичного момента можно сделать только для выбранного двигателя, применяя метод последовательных приближений, определяя сначала ориентировочно необходимую мощность по статической мощности при работе механизма с номинальным грузом.

Необходимо отметить, что формула (30) является приближенной, так как степень нагрева электродвигателя пропорциональна не развиваемому моменту, а силе потребляемого тока. Прямой пропорциональности между моментом и силой тока нет ни у асинхронных двигателей, ни у двигателей постоянного тока с последовательным возбуждением. Однако в практических расчетах этой неточностью обычно пренебрегают. Если же необходимо получить точный результат, по паспортным характеристикам двигателей следует определить силу тока при данном моменте и в формулу (30) подставить вместо значений моментов соответствующие значения силы тока.

Среднеквадратичную мощность, кВт, электродвигателя за период цикла с учетом пусковых периодов определяют по зависимости

$$P_{\text{ср}} = M_{\text{ср}} n / 9550, \quad (31)$$

где n — частота вращения вала двигателя, об/мин, при моменте $M_{\text{ср}}$, Н·м. По этой мощности выбирают двигатель.

Если фактическое значение относительной продолжительности включения $PВ_{\text{ф}}$, при котором работает механизм, отличается от номинального значения $PВ_{\text{ном}}$, то необходимо величину $P_{\text{ср}}$ привести к мощности при номинальном значении относительной продолжительности включения по формуле (29) и по ней выбрать двигатель. Для обеспечения нормальной работы выбранный двигатель должен иметь номинальную мощность при заданной продолжительности включения не меньше, чем найденная по формуле (31).

Кроме того, должно быть соблюдено соотношение

$$M_{\text{ном}} K_M \geq M_{\text{max}},$$

где K_M — кратность максимального момента двигателя, приводимая для асинхронных двигателей в паспорте, а для двигателей постоянного тока определяемая по искусственным характеристикам; $M_{\text{ном}}$ — номинальный момент двигателя; M_{max} — максимальный фактический момент сопротивления в механизме, определенный при работе с номинальным грузом и включающий в себя момент статического сопротивления, инерционные моменты вращающихся и поступательно движущихся масс механизма и груза.

При выборе двигателя по приведенной методике его нагрев не превышает допустимого значения, а ускорения при пуске выдерживаются в заданных пределах. Если периоды разгона имеют существенное значение по сравнению со временем работы двигателя с установившейся скоростью ($t_{\text{п}} \geq \frac{t_y}{60}$), то необходимо учесть ухудшение условий охлаждения при переходных процессах. Тогда формула (30) примет вид

$$M_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{M_{\text{пуск}}^2 \sum t_{\text{п}} + \sum M_{\text{с}}^2 t_y}{\beta \sum t_{\text{п}} + \sum t_y}}, \quad (32)$$

где β — коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения в процессе пуска ($\beta = 0,85 \div 0,99$ для закрытых двигателей; $\beta = 0,65 \div 0,78$ для закрытых двигателей с ребрами на корпусе при наличии внешнего обдува и $\beta = 0,62 \div 0,68$ для защищенных и открытых двигателей с вентилятором на валу).

Для двигателей с короткозамкнутым ротором необходима также проверка выбранного электродвигателя по допускаемой частоте включений, определяющей тепловой режим работы двигателя.

Кратко суммируя изложенное, можно привести последовательность подбора двигателя:

1. По заданному графику работы механизма определяют фактическое значение $PВ_{\text{ф}}$.

2. Определяют статическую мощность двигателя при работе механизма с номинальным грузом в соответствии с указаниями, приведенными в главах, где рассматриваются отдельные механизмы грузоподъемных машин. Статическую мощность пересчитывают на

номинальное значение $P_{Вном}$ по уравнению (29) и по этой мощности производят предварительный выбор двигателя по каталогу.

3. Для выбранного двигателя определяют средний пусковой момент $M_{пуск}$.

4. В соответствии с графиком работы механизма определяют статический момент M_c , а также время пуска t_n по уравнениям, приведенным в соответствующих главах для отдельных механизмов, и время установившегося движения t_y при работе с различными грузами.

5. По уравнению (30) или (32) определяют среднеквадратичный момент, а по уравнению (31) — среднеквадратичную мощность. По этой среднеквадратичной мощности производят окончательный подбор двигателя по каталогу.

§ 21. Гидравлический привод

В настоящее время гидравлический привод находит все более широкое применение в механизмах грузоподъемных машин благодаря ряду преимуществ, к которым кроме перечисленных в § 18 относятся: большая перегрузочная способность по мощности и по моменту; возможность передавать большие моменты и мощности при малых размерах и массе гидropередачи; возможность реверсирования и частых переключений скорости движения; возможность дистанционного управления работой машины, регулирование и автоматизация рабочего процесса с помощью относительно простых средств; малый момент инерции механизма, элементы которого вращаются с большими ускорениями; возможность одновременно подвода энергии к нескольким рабочим механизмам; устойчивая работа при любых скоростных режимах; высокая износоустойчивость элементов привода.

Гидравлический привод устанавливают на стреловых самоходных кранах на безрельсовом и железнодорожном ходу, а в отдельных случаях на плавучих, порталных, судовых и мостовых кранах. Применение гидравлических приводов в механизмах подъема, поворота и изменения вылета стрелы позволило существенно увеличить производительность кранов, так как скорость поворота и подъема может автоматически регулироваться в зависимости от веса транспортируемого груза, предельное значение которого также устанавливается автоматически в зависимости от вылета стрелы. Так как гидрофицированные механизмы кранов могут работать при постоянно включенном и вращающемся с постоянной частотой электродвигателе, то появляется возможность применять наиболее надежные и дешевые электродвигатели с короткозамкнутым ротором.

Гидравлический привод имеет приводной двигатель, насос, подающий рабочую жидкость в гидродвигатель, исполнительный механизм и систему трубопроводов и клапанов управления. Давление жидкости в приводах современных грузоподъемных машин достигает 25 МПа. Увеличение давления способствует уменьшению габари-

ритов передачи и потерь на трение, но одновременно повышает требования к надежности герметизирующих уплотнений.

Гидродвигатели, преобразующие энергию потока жидкости в механическую энергию, и насосы подразделяются на *роторные и неротационные*. К числу неротационных гидродвигателей относятся силовые цилиндры, которые значительно проще конструктивно, более дешевы и надежны в работе, чем роторные гидродвигатели. В этих приводах жидкость, нагнетаемая насосом в силовой цилиндр, перемещает в нужном направлении поршень со штоком и части машины, соединенные со штоком. При этом наиболее просто осуществить прямолинейное возвратно-поступательное движение, которое может быть преобразовано во вращательное. В случае необходимости совершения работы на большом пути применения силовых цилиндров становится нецелесообразным и используют роторные гидродвигатели с вращательным выходным движением, подразделяемые на гидродвигатели низкого и высокого момента.

Применение в грузоподъемных машинах высокомоментных гидродвигателей, позволяющих приводить механизм в движение непосредственно от вала гидродвигателя без использования редукторов, является весьма перспективным. Однако низкомоментные гидродвигатели имеют в несколько раз большую глубину регулирования частоты вращения ротора, чем высокомоментные. Плавное, бесступенчатое регулирование частоты вращения вала гидродвигателя достигается изменением расхода жидкости (использованием насосов регулируемой подачи), изменением рабочего объема двигателя и дросселированием (изменением потока рабочей жидкости, подводимой к гидродвигателю). В механизмах подъема применение гидропривода обеспечивает плавное регулирование скоростей подъема и спуска в весьма широком диапазоне: при применении гидромашин лопастного типа — в 15 раз, гидромашин поршневого типа — в 25 раз.

Механизмы грузоподъемной машины с гидравлическим приводом могут иметь как индивидуальный привод, так и работать от группового привода при питании нескольких гидродвигателей от одного насоса.

Групповой привод характерен для машин малой грузоподъемности, а также для случаев, когда механизмы вместе с гидродвигателями перемещаются друг относительно друга. При групповом приводе возможна как поочередная, так и одновременная работа механизмов в зависимости от выбранной подачи насоса и мощности привода. Существенным отличием гидравлического привода от электропривода и привода от двигателей внутреннего сгорания является отсутствие жесткой связи между приводным двигателем и рабочим органом механизма. Это его свойство предохраняет привод и рабочий орган от перегрузок, но в то же время неизбежно влечет утечки, уменьшающие частоту вращения вала гидродвигателя или скорость перемещения поршня гидроцилиндра. В результате невозможно остановить вал гидродвигателя торможением приводного

электродвигателя, если на вал гидродвигателя действует статическая нагрузка.

Так как для большинства механизмов грузоподъемных машин перемещение рабочего органа при выключенном приводе является нежелательным, то основным критерием пригодности гидропривода для механизмов грузоподъемных машин является возможность работы со статической нагрузкой при ограниченном перемещении ее при остановленном приводе. В роторных гидродвигателях поршневого типа утечки, вызывающие перемещение груза, составляют 2—3%, а в лопастных двигателях они могут даже превышать 10%. Поэтому если опускание груза со скоростью, составляющей 2—10% номинальной, недопустимо, то для удержания поднятого груза следует установить тормоз на валу барабана. В механизмах передвижения и поворота нет статической нагрузки и нет необходимости в установке тормоза, а полную остановку механизма можно производить, останавливая ведущий вал гидросистемой.

В механизмах изменения вылета качающейся или телескопической стрелы передвижных кранов и кранов экскаваторов обычно применяется гидропривод поступательного движения. Эта система обеспечивает существенное упрощение конструкции механизма. Очень часто совмещают качание стрелы с телескопическим выдвижением части ее, что повышает маневренность крана и позволяет при большом вылете обеспечить малые размеры механизма.

Гидропривод находит все большее применение в мостовых кранах. Так, на рис. 110, а показан механизм передвижения крана с высокомоментным гидродвигателем. Электродвигатель 1 приводит в движение аксиально-поршневой насос 2, от которого жидкость под давлением передается в гидродвигатель 4. За счет перепада давлений на входе и выходе гидродвигателя его ротор вращается и через вал 5 приводит во вращение ходовое колесо 6. Для предохранения механизма от перегрузки установлен предохранительный клапан 3. Ходовое колесо каждой концевой балки моста приводится во вращение своим механизмом. Для синхронизации движения при различных нагрузках на концевых балках установлены дроссели.

Гидропривод с высокомоментным гидродвигателем в механизмах передвижения мостовых кранов имеет следующие преимущества перед электрическим приводом: у них более простая конструкция механической части и электрической схемы; отсутствуют редукторы, муфты, трансмиссия, тормоза; имеется плавная регулировка скорости без изменения электродвигателей с регулируемой частотой вращения; возможность бесступенчатого изменения скорости при постоянном моменте на валу гидродвигателя; процесс пуска и торможения происходит без динамических нагрузок в упругих звеньях механизма, что благоприятно влияет на работу крана, подкрановых путей и зданий цехов; по сравнению с приводом с реостатным регулированием, наиболее распространенным в краностроении, значительно более высокий КПД почти во всем диапазоне

регулирования скоростей, примерно на 20% меньшая масса и стоимость.

При использовании низкомоментного гидродвигателя в механизме передвижения требуется установка редуктора для обеспечения

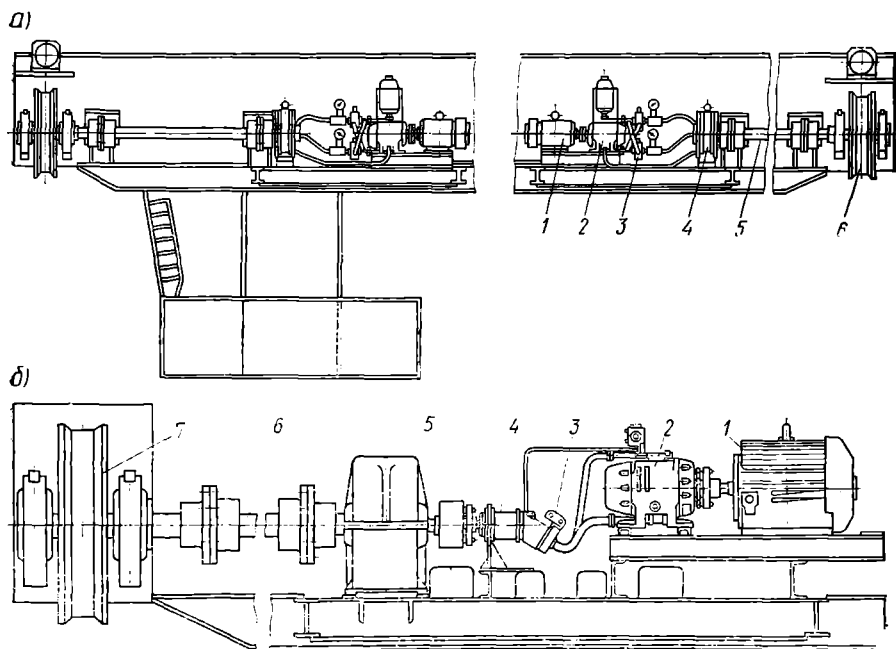


Рис. 110. Гидравлический привод механизма передвижения мостового крана: а — с высокомоментным гидродвигателем; б — с низкомоментным гидродвигателем

необходимой рабочей скорости (рис. 110, б). Электродвигатель 1 приводит в движение насос 2, откуда по трубопроводу рабочая жидкость под давлением поступает в гидродвигатель 4. Вращательное движение вала гидродвигателя через редуктор 5 и трансмиссионный вал 6 передается на приводное ходовое колесо 7. Установки тормоза в этом механизме передвижения не требуется, так как регулирование скорости осуществляется изменением объема подаваемой жидкости. Предохранительный клапан 3 защищает элементы механизма от перегрузок.

Механизмы подъема монтажных кранов, в которых необходимо создание весьма малых скоростей при посадке груза и плавного пуска при подъеме тяжелых грузов, также снабжаются гидроприводом (рис. 111). Приводной двигатель 1 через муфту 2 вращает вал регулируемого гидронасоса 3 типа ПД, который нагнетает жидкость в высокомоментный гидродвигатель 4 типа МР-Т4/10 со встроенным дисковым тормозом. Этот тормоз выполнен так, что

торможение гидродвигателя осуществляется механически — сжатием фрикционных дисков пружинами, а размыкание тормоза гидравлическим способом — подведением давления под плунжеры, которые сжимают пружины и разводят диски. При прекращении подачи

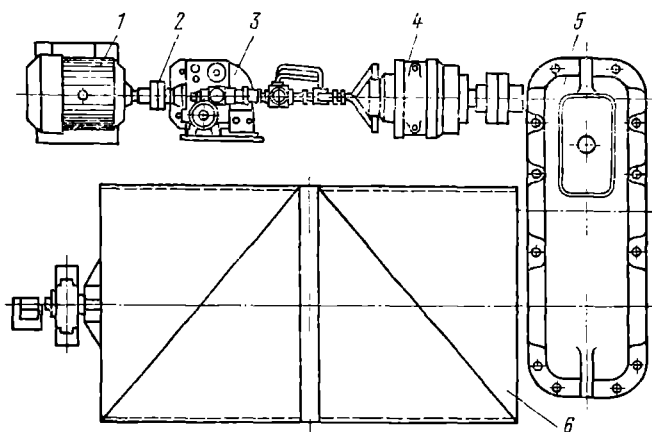


Рис. 111. Гидравлический привод механизма подъема монтажного крана

жидкости или при обрыве трубопровода груз надежно удерживается тормозом. Вращение от выходного вала гидродвигателя 4 через редуктор 5 передается на барабан 6. В отличие от ранее применявшейся схемы с электроприводом здесь удалось избавиться от одного редуктора и достичь глубины регулирования 1 500, которая недостижима при использовании других типов передач.

В данном механизме применена *замкнутая гидравлическая схема* с номинальным давлением жидкости 10 МПа. Так как приводной электродвигатель запускается при нулевой подаче насоса, то создаются благоприятные условия пуска и торможения, что позволяет применять более дешевые электродвигатели общего назначения.

Глава VII

МЕХАНИЗМЫ ПОДЪЕМА ГРУЗА И ИЗМЕНЕНИЯ ВЫЛЕТА СТРЕЛЫ

§ 22. Схемы механизмов подъема груза

Обычно механизмы подъема (рис. 112) состоят из зубчатого цилиндрического или червячного редуктора 1, соединенного через муфту 3 с электродвигателем 4, и тормозного устройства 2. Выходной вал редуктора соединяется с барабаном 5. На барабане закреплен гибкий грузовой элемент, соединенный с грузозахватным устройством. Соединение валов механизмов рекомендуется выпол-

нять с помощью зубчатых муфт. Допускается также применение упругих втулочно-пальцевых муфт (рис. 113, а). Соединение двигателя с редуктором часто выполняется с применением вала-вставки (рис. 113, б), позволяющей создать наиболее удобное расположение элементов механизма на металлоконструкции тележки. У механизмов подъема, имеющих неразрываемую кинематическую связь барабана с двигателем, в качестве тормозного шкива можно использовать одну из полумуфт соединения двигателя с редуктором. Если эта муфта является упругой (втулочно-пальцевая, пружинная и т. п.), то по правилам Госгортехнадзора в качестве тормозного шкива можно использовать только полумуфту, находящуюся на валу редуктора. При этом упругие элементы муфты при торможении не нагружены и срок службы их увеличивается.

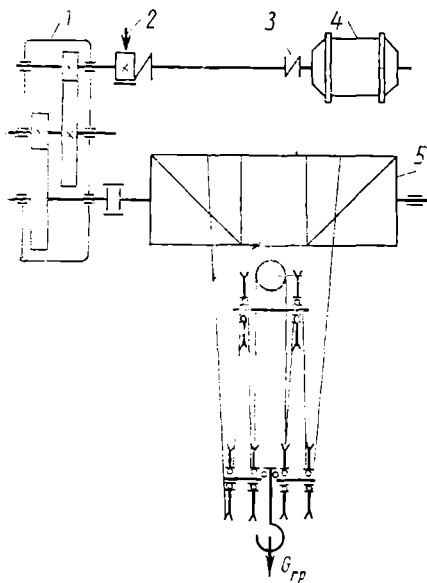


Рис. 112. Схема механизма подъема с электрическим приводом

Муфты подбираются по каталогам и справочникам, исходя из расчетного крутящего момента $M_p = kM_{ном}$, где $M_{ном}$ — номинальный длительно действующий момент; k — коэффициент динамичности или

режима работы, устанавливаемый в зависимости от конструкции и режима работы механизма: для кранов и подъемников при электрическом приводе $k=3÷5$.

У механизмов с фрикционными или кулачковыми включаемыми муфтами (обычно если от одного двигателя приводится несколько механизмов, например в автомобильных кранах и т. п.) тормозной шкив должен быть неподвижно скреплен с барабаном или установлен на валу, имеющем жесткую кинематическую связь с барабаном.

Согласно правилам Госгортехнадзора механизмы подъема груза и изменения вылета стрелы выполняют так, что опускание груза или стрелы возможно только двигателем. Механизмы грузоподъемных машин, оборудованные кулачковыми, фрикционными муфтами или другими приспособлениями для переключения диапазонов скоростей рабочих движений, проектируют так, что самопроизвольное включение или расцепление муфт невозможно. У лебедки подъема груза и стрелы, кроме того, исключается возможность переключения скорости под нагрузкой, а также отключение механизма лебедки без предварительного наложения тормоза. Применение

фрикционных и кулачковых муфт в механизмах, предназначенных для подъема людей, расплавленного или раскаленного металла, ядовитых и взрывчатых веществ, не допускается.

Виды соединений барабана с редуктором оказывают существенное влияние на конструктивные и эксплуатационные характеристики

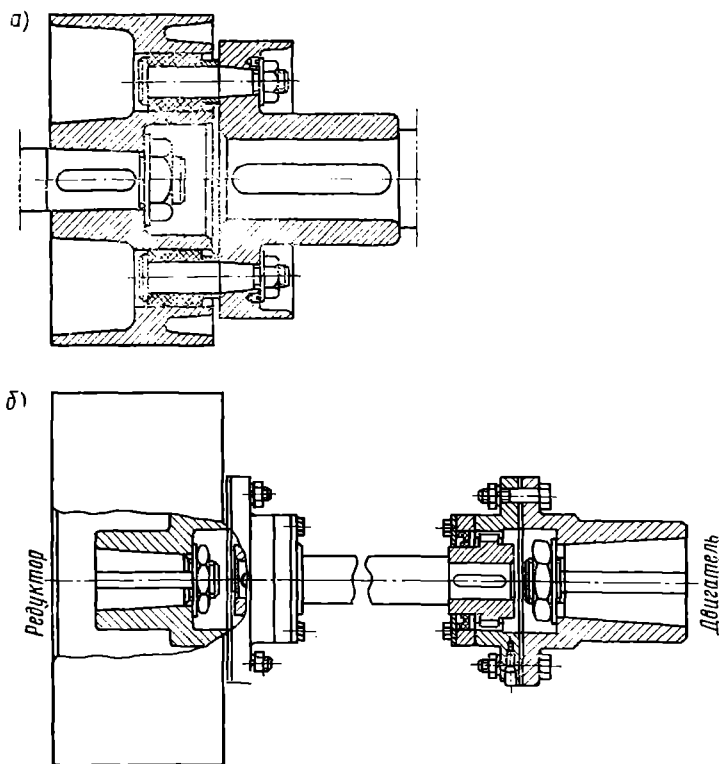


Рис. 113. Муфты с тормозным шкивом:

а — конструкция муфты МУВП; *б* — соединение электродвигателя с редуктором посредством вала-вставки и зубчатой муфты

ки механизма подъема. Существует несколько вариантов выполнения этого узла. Одним из вариантов является схема с валом барабана, установленным на двух самостоятельных опорах, а вал барабана соединен с валом редуктора посредством муфты (рис. 114, *а*). Так как опоры барабана и редуктор независимы, то при сборке возможно возникновение некоторых погрешностей. Поэтому конструкция соединительной муфты должна компенсировать эти погрешности. Весьма удобно применение для этой цели зубчатой муфты МЗП, допускающей значительное относительное смещение соединяемых валов, что упрощает процесс монтажа механизма.

Соединения, выполненные по данной схеме, отличаются надежностью в работе, удобством монтажа и обслуживания механизма,

но имеют относительно большие габариты. Уменьшить размеры можно, применяя двух- и трехпорные валы механизма подъема, в которых вал барабана является одновременно выходным валом редуктора. Двухпорный вал (рис. 114, б) получается весьма тяжелым. Кроме того, неточность установки опор барабана приводит

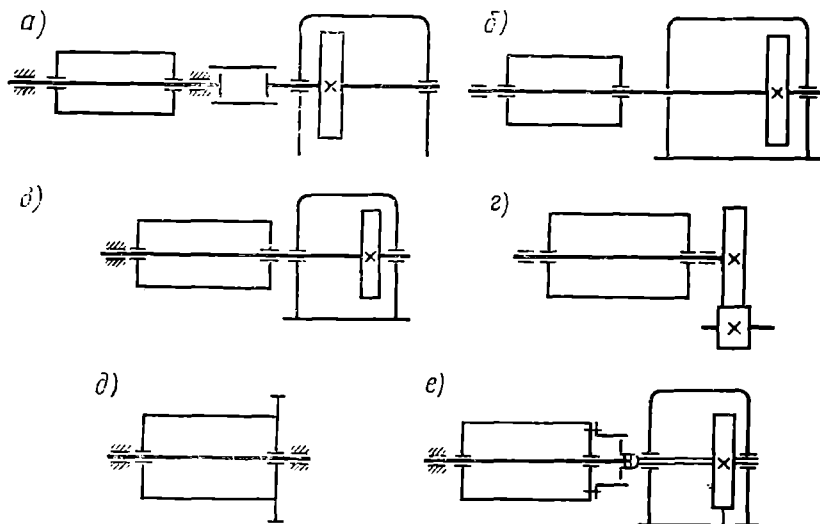


Рис. 114. Схемы соединения барабана с редуктором

к нарушению точности зацепления в редукторе. Трехпорный вал (рис. 114, в) очень чувствителен к неточностям монтажа. В обоих случаях становится невозможной сборка отдельно редуктора и нарушается принцип блочности конструкции, в связи с чем эти две схемы не получили широкого применения.

В некоторых конструкциях крутящий момент на барабан передается с помощью открытой зубчатой пары. В этом случае зубчатое колесо закрепляют на валу барабана (рис. 114, г) или венец колеса устанавливают непосредственно на барабане (рис. 114, д). Так как высокую надежность и износостойчивость зубчатых передач можно получить, размещая их в закрытом корпусе, то эти схемы не находят широкого применения и используются только в ручных и специальных механизмах (например, в двухбарабанных приводах литейных кранов). Для получения статической определенности схемы крепления валов и создания блочной и компактной конструкции наиболее рациональна установка одной из опор оси барабана внутри консоли выходного вала редуктора (рис. 114, е). Конструктивное выполнение этого узла показано на рис. 115. Конец выходного вала редуктора выполняют в виде половины зубчатой муфты; вторая половина муфты укреплена на барабане. В этом случае

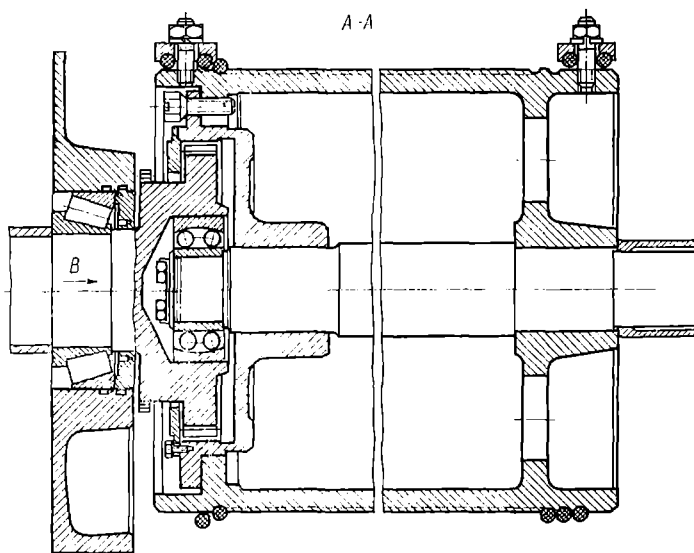
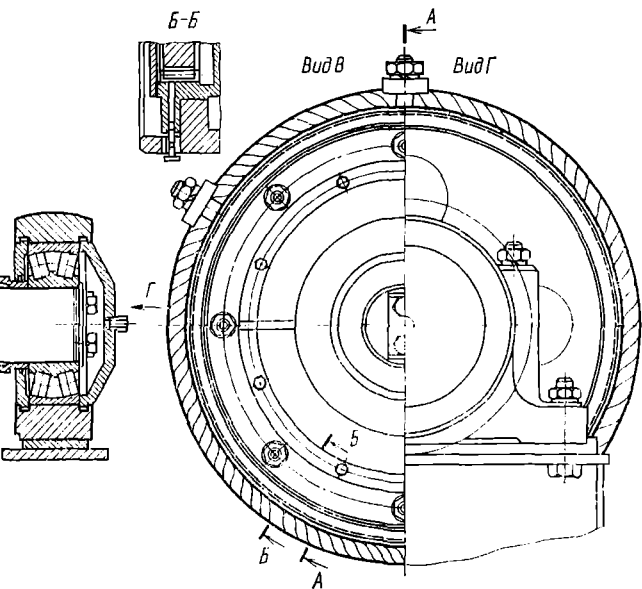


Рис. 115. Типовая конструкция соединения барабана с валом



редуктора с помощью зубчатой муфты

и вал редуктора, и ось барабана установлены на двух опорах. Ось барабана работает только на изгиб.

На конструкцию механизма подъема оказывает существенное влияние кратность полиспаста. Кратность полиспаста выбирают по результатам конструктивного анализа схемы механизма. В кранах, где канат наматывается на барабан, не проходя через направляющие блоки (например, в мостовых кранах), для обеспечения подь-

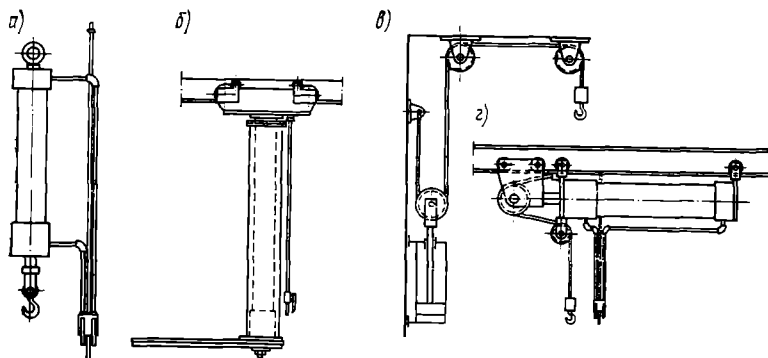


Рис. 116. Пневматические грузоподъемные устройства

ема груза в вертикальном направлении применяют сдвоенные полиспасты. Если канат перед навивкой на барабан проходит через направляющие блоки, обычно применяют одинарные полиспасты с более высокой, чем у сдвоенных полиспастов, кратностью.

Подвес груза на одной ветви каната (без полиспаста) применяют только в кранах малой грузоподъемности (1—3 т). В стреловых (портальных) кранах, имеющих большую высоту подъема груза, подвес на одной ветви применяется при грузоподъемности 5 и даже 10 т. При грузоподъемности до 25 т обычно применяют двух-, трех- и четырехкратные полиспасты. А при еще больших грузоподъемностях кратность полиспаста достигает 12. Полиспасты с нечетной кратностью могут вызвать перекося крюковой подвески, поэтому полиспасты с четной кратностью с этой точки зрения более предпочтительны. Механизмы подъема кранов различной грузоподъемности за счет изменения кратности полиспаста можно унифицировать по крутящему моменту и мощности электродвигателя, т. е. применять в кранах различной грузоподъемности электродвигатели одинаковой мощности, одинаковые редукторы, барабаны, блоки, канаты, тормоза и т. п.

Широкое распространение получают механизмы подъема с пневмоприводом (рис. 116). Для работы во взрывоопасной среде такие подъемники снабжаются цепями из специальной стали и бронзовыми грузовыми крюками, в которых при трении не возникают искры.

Пневматические поршневые подъемники могут иметь вертикальное или горизонтальное расположение рабочего цилиндра. Они работают при давлении воздуха в пределах 0,2—1,2 МПа; грузоподъ-

емность их колеблется от 10 кг до 5 т, диаметр рабочих цилиндров 30—300 мм; высота подъема до 2000 мм. Подъемник, схема которого изображена на рис. 116, а, имеет цилиндр двойного действия. Управление осуществляется с помощью двухкнопочного распределителя, соединенного с цилиндром двумя воздухопроводами. Скорость подъема регулируется бесступенчато; в любом положении крюка подъемник можно остановить. В зависимости от грузоподъемности и диаметра воздухопровода скорость подъема составляет 0,1—0,3 м/с.

Подъемник с консольным грузозахватным устройством (рис. 116, б) рассчитан на нагружение изгибающим и опрокидывающим моментами. Грузоподъемная консоль жестко закреплена на дополнительной полноповоротной направляющей трубе, перемещающейся по наружной поверхности пневматического цилиндра; направляющая труба присоединена к штоку поршня. Тележка для подвески подъемника выполнена двухрельсовой.

Расположение узлов подъемников с использованием отклоняющих роликов и полиспастов показано на рис. 116, в. Тут высота подъема крюка в два раза больше, чем ход поршня. Значительная высота подъема при минимальных габаритных размерах подъемника достигается при схеме с горизонтальным расположением рабочего цилиндра (рис. 116, г). Горизонтальное движение штока преобразуется с помощью отклоняющих роликов в вертикальное движение крюка. При чисто обработанных рабочих поверхностях цилиндра и поршня и при хорошем качестве герметизирующих уплотнений кпд пневматических поршневых подъемников достигает 0,9—0,93. При наличии встроенного полиспаста высота подъема груза может достигать 9 м.

В кранах, оборудованных грузовым электромагнитом, механизм подъема должен иметь еще специальный барабан для гибкого кабеля, подающего электроэнергию к магниту. Кабельный барабан 2 (рис. 117) располагается на отдельном валу и приводится в движение от вала грузового барабана 4 с помощью цепной или зубчатой передачи 1. От электросети ток подается к вращающемуся барабану 2 через кольцевой токосъемник 3 со скользящими контактами.

Механизмы подъема кранов-штабелеров выполняются с использованием канатных или цепных грузовых элементов. Наибольшее применение получают канатные механизмы подъема, в которых широко используются нормализованные узлы и элементы других грузоподъемных машин. Часто в качестве механизма подъема используются электрические тали с микроприводом, что обеспечивает точную установку груза в ячейках стеллажей. В кранах-штабелерах, управляемых из кабины, поднимающейся вместе с грузовым захватом, обычно применяют канаты как более надежный, чем цепь, грузовой элемент. Встречаются конструкции, где привод подъема груза выполняют цепным, а привод подъема кабины — канатным. При малых высотах подъема груза применяют цепные механизмы подъема со скоростным полиспастом, оборудованные гидроцилиндрами, как в механизмах подъема погрузчиков (см.

рис. 42). В этом случае гидроцилиндр располагается вертикально на колонне крана, и плунжер цилиндра, поднимающийся вверх, оборудован двумя подвижными блоками, через которые перекинуты две грузовые пластинчатые цепи, прикрепленные к грузовой каретке.

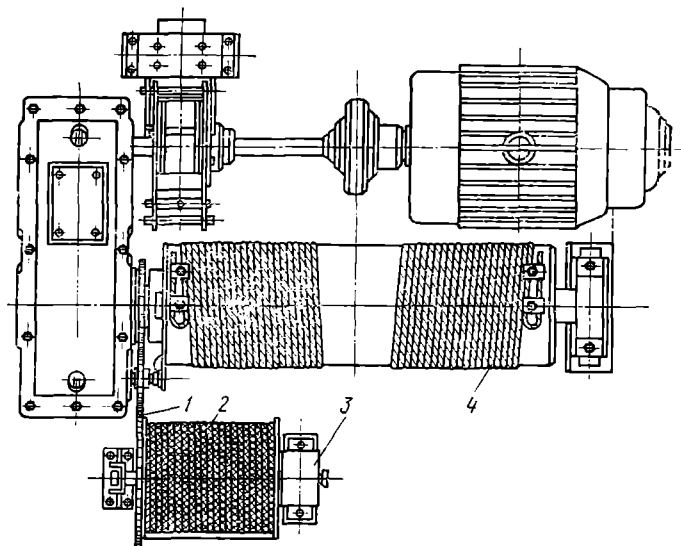
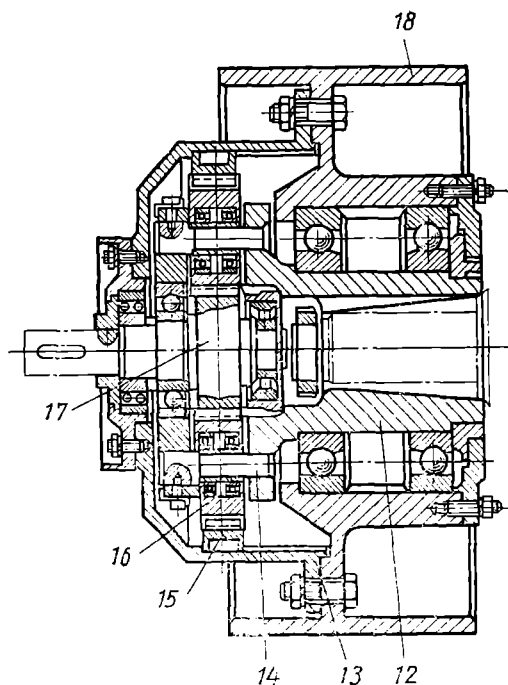


Рис. 117. Механизм подъема крана с электромагнитным грузозахватывающим устройством

Грейферные лебедки двухканатных грейферов имеют два барабана — один для подъемного, другой для замыкающего каната. При этом барабаны должны вращаться независимо друг от друга. Так, при зачерпывании груза на барабан наматывается замыкающий канат, а подъемный канат имеет слабину даже при заглублении грейфера. При подъеме и опускании грейфера оба барабана вращаются совместно. При раскрытии висящего грейфера барабан подъемного каната неподвижен, а барабан замыкающего каната вращается на спуск. При раскрытии поднимающегося или опускающегося грейфера необходимо, чтобы вращались оба барабана, но с различной частотой вращения. Наибольшее применение имеют грейферные лебедки, состоящие из двух одноптипных однобарабанных лебедок с независимыми электродвигателями. Такие лебедки весьма просты по устройству и несложны в эксплуатации.

Во многих случаях в механизмах подъема грузоподъемных машин необходимо изменить скорость подъема и опускания груза в зависимости от характера выполняемой операции и от массы груза. Эта необходимость вызвала появление многоскоростных грузовых подъемных механизмов. Так, в механизме подъема мостового крана две скорости получают благодаря применению двух приводных



а — кинематическая схема механизма; **б** — планетарная муфта

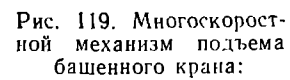
207

включается вспомогательный двигатель 10, наружный обод планетарной муфты 6 затормаживается тормозом 7, а тормоза 4 и 9 размыкаются.

Если тормоз 7 планетарной муфты при работе основного электродвигателя из-за какой-либо неисправности не размыкается и наружный обод муфты остается заторможенным, то ротор вспомогательного двигателя вращается с повышенной частотой вращения, что может вызвать поломку двигателя. Для устранения такой опасности механизм снабжен двумя центробежными выключателями 11 и 3. Выключатель 3 замыкает цепь управления при двойной частоте вращения ротора основного электродвигателя и останавливает механизм при выходе из строя планетарной муфты или при неисправности ее тормоза во время работы на малой скорости от вспомогательного электродвигателя. Выключатель 11 размыкает цепь управления при двойной частоте вращения ротора вспомогательного двигателя и останавливает механизм подъема при неисправности тормоза 9 при работе на основной скорости.

Конструкция планетарной муфты показана на рис. 118, б. Водило 12 посажено на вал ротора основного двигателя. На двух осях 14 водила закреплены сателлиты 16, находящиеся в зацеплении с центральным колесом 17 и зубчатым венцом 15, неподвижно закрепленным на корпусе 13. Корпус соединен винтами с тормозным шкивом 18. Вал центрального колеса 17 соединяется с выходным валом цилиндрического редуктора 8 (рис. 118, а), быстроходный вал которого соединен с валом вспомогательного двигателя. При включении вспомогательного двигателя вращение передается через центральное колесо и сателлиты на водило, которое через вал основного двигателя и редуктор приводит во вращение барабан. При этом тормоз 7 замкнут и зубчатый венец 15 планетарной муфты неподвижен. При работе только основного двигателя 5 вращение передается водилу 12, а от него сателлитам. Центральное колесо 17 остается неподвижным, так как тормоз 9 вспомогательного двигателя замкнут. Сателлиты, катясь по центральному колесу, приводят во вращение зубчатый венец 15. Тормоз 7 планетарной муфты разомкнут и обод ее вращается свободно. Описанная система обеспечивает получение посадочных скоростей в 10—12 раз меньше основной скорости. Использование планетарных передач позволяет создать механизмы, отличающиеся особой компактностью.

На рис. 119, а представлена кинематическая схема многоскоростного механизма подъема крана, обеспечивающая получение двух скоростей подъема и трех скоростей спускания, что позволяет точно устанавливать груз на необходимой высоте. Механизм состоит из двух одинаковых двигателей 9 и 12 с короткозамкнутым ротором, двухступенчатых редукторов 7 и 1, барабана 5 со встроенной в него планетарной передачей, конструкция которой показана на рис. 119, б. Благодаря планетарной передаче можно варьировать частоту вращения барабана. При включении одного из двигателей, например двигателя 12, при разомкнутом тормозе 13 (двигатель 9 выключен и тормоз 8 замкнут) шестерня 11, вращаясь



а — кинематическая схема;
б — разрез по барабану с
планетарным редуктором



вместе с валом 2, приводит во вращение находящуюся с ней в зацеплении шестерню 3, которая, в свою очередь, находится в зацеплении с шестерней 4 (на рис. 119, б шестерни 3 и 4 показаны в разрезе условно смещенными). Шестерня 4 обегает вокруг шестерни 10, которая остается неподвижной, так как электродвигатель 9 и вал 6 не вращаются. В этом случае барабан 5 вращается с частотой, обеспечиваемой передаточным числом редуктора 1 и планетарной передачей. При вращении обоих электродвигателей в одну сторону шестерни 10 и 11 также вращаются в одну сторону и частота вращения барабана увеличивается пропорционально передаточному отношению редуктора 7. При вращении электродвигателей, а следовательно, и шестерен 10 и 11 в разные стороны частота вращения барабана уменьшается. Таким образом, при опускании груза наименьшая посадочная скорость получается при включении обоих двигателей в разных направлениях; наибольшая скорость — при включении обоих двигателей в одном направлении и средняя скорость — при включении одного из двигателей. При подъеме груза используются две скорости: первая — при работе одного двигателя и вторая — при работе обоих двигателей, вращающихся в одном направлении.

В электроталях часто применяется так называемый микропривод, обеспечивающий получение малых посадочных скоростей (рис. 120). Таль имеет основной двигатель, встроенный в барабан (см. рис. 10), дающий возможность поднимать груз со скоростью 8 м/мин. Микропривод для получения малых скоростей 1; 0,6; 0,5 м/мин состоит из двигателя 1 малой мощности и соединяется через зубчатую пару 2 и электромагнитную дисковую муфту сцепления 3 с быстроходным валом механизма подъема. При работе основного двигателя вал микропривода вращается вхолостую, муфта разомкнута, а зубчатая пара 2 неподвижна. При включении двигателя микропривода одновременно включается электромагнитная муфта 3 и вращение передается от микродвигателя через зубчатую пару 2 на вал редуктора механизма подъема.

Для получения низкой скорости плавной посадки груза при производстве монтажных работ широко используются серийно выпускаемые отечественной промышленностью вихревые тормозные генераторы типа ТМ-4 и ТМ-4А, позволяющие снижать скорость опускания на 80%. Можно также снижать скорость подтормаживанием механизма фрикционным тормозом [1].

В механизмах подъема лифтов в настоящее время широко применяют лебедки с канатоведущими шкивами (см. рис. 6), в которых тяговая сила создается за счет трения между канатом и ручьем шкива. Передачи от электродвигателя к канатоведущему шкиву лебедки могут быть редукторные и безредукторные. В *редукторных лебедках* вал шкива за счет применения зубчатых или червячных передач вращается со значительно меньшей частотой вращения, чем вал электродвигателя. В *безредукторных лебедках* канатоведущий шкив и шкив тормозного устройства размещаются на валу ротора тихоходного электродвигателя постоянного тока, работаю-

щего по так называемой системе генератор — двигатель. Благодаря отсутствию механических передач конструкция безредукторной лебедки получается более компактной, несмотря на то, что тихо-

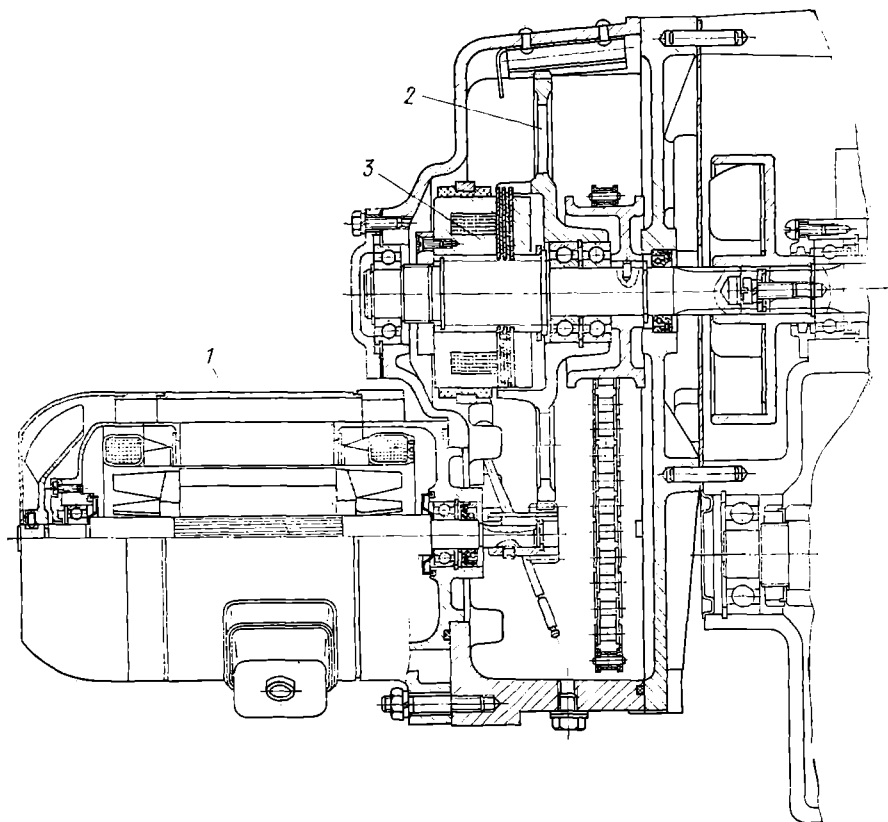


Рис. 120. Микропривод тали ТЭ

ходный электродвигатель имеет значительно бoльшие размеры, чем обычный электродвигатель той же мощности. Безредукторные лебедки получили широкое применение при скоростях движения кабин от 2 м/с и выше. Для меньших скоростей предпочтительны редукторные лебедки.

§ 23. Установившееся движение, пуск и торможение механизма подъема

При установившемся движении момент на валу двигателя при подъеме номинального груза

$$M_{ст} = \frac{S_{max} m D_{бар}}{2 u_m \eta_m} = \frac{G_{гр} D_{бар}}{2 a u_m \eta_0}, \quad (33)$$

где $S_{\max}$ — натяжение каната на барабане, определенное при подъеме номинального груза весом $G_{\text{гр}}$ (включая вес грузозахватного устройства); m — число канатов, навиваемых на барабан (при одинарных полиспастах $m=1$, при сдвоенных — $m=2$); $D_{\text{бар}}$ — диаметр барабана, измеренный по центру сечения каната; η_m — значение кпд механизма без полиспаста при номинальном грузе; $\eta_0 = \eta_m \eta_{\text{пол}}$ — кпд всего механизма, включая полиспаст; a — кратность полиспаста; u_m — передаточное число механизма.

Мощность двигателя (в киловаттах) при подъеме номинального груза весом $G_{\text{гр}}$, Н, с установившейся скоростью $v_{\text{гр}}$, м/с, определяют по формуле

$$P_{\text{ст}} = \frac{G_{\text{гр}} v_{\text{гр}}}{1000 \eta_0}. \quad (34)$$

При опускании груза момент от веса груза на валу двигателя

$$M_{\text{гр}} = \frac{G_{\text{гр}} D_{\text{бар}}}{2 a u_m} \eta_0.$$

При расчете механизмов подъема, оборудованных тормозами с электрогидравлическими толкателями, следует иметь в виду, что вследствие длительного процесса замыкания этого тормоза скорость опускающегося груза при разгоне под действием силы тяжести груза за время замыкания тормоза может существенно (до 20%) возрасти по сравнению с номинальной скоростью.

Кпд механизма может быть принят постоянным только при незначительном изменении нагрузки. С уменьшением нагрузки значение кпд уменьшается, так как при работе с малыми грузами момент потерь на трение в элементах механизма составляет значительную часть момента сопротивления. Ориентировочные значения кпд механизмов подъема при подъеме грузов, отличных от номинального, можно принимать по экспериментальному графику (рис. 121).

В период пуска кроме статического момента двигатель преодолевает также силы инерции груза и вращающихся элементов привода. Согласно принципу Даламбера, уравнение приведенных к валу двигателя моментов при пуске имеет вид

$$M_{\text{пуск}} = \pm M_{\text{ст}} + M_{\text{ин1}} + M_{\text{ин2}}, \quad (35)$$

где $M_{\text{пуск}}$ — средний пусковой момент: для двигателя с короткозамкнутым ротором он определяется формулой (21), а для двигателей переменного тока с фазным ротором и двигателей постоянного тока — формулой (28); $M_{\text{ст}}$ — момент статического сопротивления, определяемый формулой (33); $M_{\text{ин1}}$ — момент от сил инерции вращающихся элементов привода; $M_{\text{ин2}}$ — момент от сил инерции груза. Момент статического сопротивления $M_{\text{ст}}$ определяется изменением потенциальной энергии груза. При подъеме груза происходит увеличение потенциальной энергии, т. е. статический момент от груза $M_{\text{ст}}$ препятствует движению (в уравнении знак «+»). При

опускании происходит уменьшение потенциальной энергии (в уравнении знак «—»). В последнем случае разгон системы осуществляется при совместном действии момента двигателя и статического момента груза.

При рассмотрении в данном курсе **неустановившихся (переходных) процессов** движения механизмов грузоподъемных машин принят ряд допущений и упрощений. Так, например, не учитывается влияние упругости элементов привода, металлоконструкций и грузовых гибких органов, т. е. они все рассматриваются как абсолютно жесткие. Кроме того, надо иметь в виду и то обстоятельство, что пусковой момент согласно изменению фактических искусственных характеристик может существенно отличаться от условно принятой средней величины. Однако для большинства практических расчетов по определению времени пуска и торможения эти допущения обеспечивают вполне приемлемую точность расчетов. Когда требуется более точно определить динамические нагрузки в элементах механизма и металлоконструкции, необходимо учитывать наличие упругих связей в рассматриваемой системе.

Момент сил инерции $M_{ин1}$ вращающихся масс механизма, отнесенный к валу электродвигателя, состоит из моментов сил инерции массы вала с ротором и масс остальных валов, приведенных к валу двигателя. Так как при передаче динамических моментов через редукторы и полиспасты в элементах механизма возникают потери на трение, пропорциональные передаваемому моменту, то при приведении моментов инерции, действующих на различных ступенях передачи, следует учитывать кпд каждой ступени:

$$M_{ин1} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + J_2 \frac{d\omega_2}{u_{1-2}\eta_{1-2}dt} + \dots + J_i \frac{d\omega_i}{u_{1-i}\eta_{1-i}dt}, \quad (36)$$

где $J_1, J_2, \dots, J_i$ — моменты инерции масс, расположенных соответственно на первом, втором и i -м валах; $\frac{d\omega_1}{dt}, \frac{d\omega_2}{dt}, \dots, \frac{d\omega_i}{dt}$ — угловые ускорения соответственно первого, второго и i -го валов; u_{1-2} и η_{1-2} — передаточное число и кпд между первым и вторым валами; u_{1-3} и η_{1-3} — передаточное число и кпд между первым и третьим валами и т. д.

Если предположить, что изменение скорости в процессе пуска происходит по линейному закону, т. е. ускорение постоянно, то выражение

$$\frac{d\omega_i}{dt} \text{ можно заменить выражением } \frac{\omega_i}{t_n} = \frac{\pi n_i}{30 t_n}, \quad n_i — \text{но-}$$

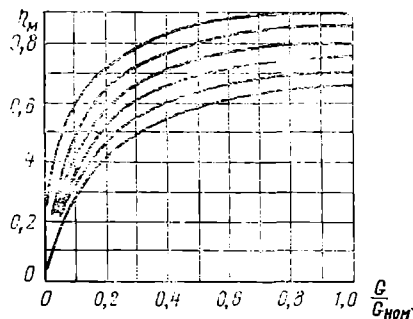


Рис. 121. Зависимость кпд механизма η_m от относительной нагрузки $G/G_{ном}$

минальная частота вращения i -го вала, об/мин; t_n — время пуска. Тогда выражение (36) можно представить в виде

$$M_{ин1} = J_1 \frac{\pi n_1}{30 t_n} + J_2 \frac{\pi n_2}{30 t_1 u_{1-2} \gamma_{1-2}} + \dots + J_i \frac{\pi n_i}{30 t_n u_{1-i} \gamma_{1-i}}.$$

Приведя частоту вращения i -го вала к первому валу по выражению

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{1-2}}; \quad n_3 = \frac{n_1}{u_{1-3}}; \dots; \quad n_i = \frac{n_1}{u_{1-i}},$$

получаем

$$M_{ин1} = J_1 \frac{\pi n_1}{30 t_n} + J_2 \frac{\pi n_1}{30 t_n u_{1-2}^2 \gamma_{1-2}} + \dots + J_i \frac{\pi n_1}{30 t_n u_{1-i}^2 \gamma_{1-i}}.$$

Для механизмов грузоподъемных машин сумма всех членов правой части этого выражения, кроме первого, не превышает 10—20% значения первого члена. Поэтому это выражение можно упростить; выражая момент в ньютонах на метр, получаем

$$M_{ин1} = (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_n}, \quad (37)$$

где коэффициент $1,1 \div 1,2$ учитывает влияние маховых масс второго и последующих валов.

Определяя значение момента силы инерции груза в процессе пуска груза на подъем, полагаем, что он движется с постоянным линейным ускорением $j = v_{гр}/t_n$. Чтобы сообщить грузу массой Q такое ускорение, к нему необходимо приложить силу

$$F = Q \frac{v_{гр}}{t_n}.$$

Эта сила создает на барабане диаметром $D_{бар}$ крутящий момент

$$M_F = \frac{F D_{бар}}{2 a \gamma_{пол}} = \frac{Q v_{гр} D_{бар}}{2 a \gamma_{пол} t_n},$$

где a — кратность полистава; $\eta_{пол}$ — КПД полистава. Если частоту вращения барабана выразить в оборотах в минуту, то скорость груза $v_{гр}$, м/с, можно представить в виде

$$v_{гр} = \frac{\pi D_{бар} n_{бар}}{60 a},$$

тогда

$$M_F = \frac{\pi Q D_{бар}^2 n_{бар}}{120 a^2 t_n \eta_{пол}}.$$

Момент M_F , приведенный к валу двигателя, является моментом от силы инерции груза массой Q :

$$M_{ин2} = \frac{M_F}{u_M \eta_M} = \frac{\pi Q D_{бар}^2 n_{бар}}{120 a^2 t_{п} u_M \eta_M \eta_{пол}},$$

где u_M и η_M — соответственно передаточное число и КПД механизма от вала барабана до вала двигателя.

Выразив частоту вращения барабана через частоту вращения первого вала $n_{бар} = n_1 / u_M$, получим

$$M_{ин2} = \frac{Q D_{бар}^2 n_1}{38,2 u_M^2 a^2 t_{п} \eta_0},$$

где $\eta_0 = \eta_M \eta_{пол}$ — общий КПД механизма и полиспаста.

Тогда выражение для пускового момента (Н·м) примет вид

$$M_{пуск} = M_{ст} + (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_{п}} + \frac{Q D_{бар}^2 n_1}{38,2 u_M^2 a^2 t_{п} \eta_0}. \quad (38)$$

Как видно из формулы (38), пусковой момент является функцией времени пуска, причем чем меньше время пуска $t_{п}$, тем больший пусковой момент необходим для разгона всех масс. Разгон движущихся масс крановых механизмов подъема производится с ускорениями, назначаемыми в зависимости от вида груза и типа крана:

Краны	Ускорение, м/с ²
Монтажные краны и краны для работы с расплавленным металлом	0,1
Краны механосборочных цехов	0,2
Краны металлургических цехов (кроме кранов, работающих с расплавленным металлом)	0,5
Грейферные краны	0,8

Согласно нормам Госгортехнадзора максимальные ускорения и замедления кабины лифта при нормальных условиях работы не должны превышать: для больничных лифтов 1 м/с², для остальных — 2 м/с².

В процессе торможения механизма подъема замедление и остановка движущихся масс производится за счет совершения работы тормозом, при этом потери в механизме способствуют замедлению движущихся масс, уменьшая необходимую работу торможения. В процессе торможения кинетическая энергия вращающихся и поступательно движущихся масс переходит в теплоту.

Уравнение моментов для процесса торможения имеет вид

$$M_T = \pm M_{т.ст} + M_{т.ин1} + M_{т.ин2},$$

где M_T — номинальный момент, развиваемый тормозом; $M_{т.ст}$ — статический момент от груза при торможении, знак которого зависит от направления движения груза перед торможением: при тор-

мождении поднимающегося груза момент от груза на тормозном валу способствует остановке механизма (знак «—»); при торможении опускающегося груза этот момент противодействует остановке (знак «+»). Момент от веса груза на тормозном валу при торможении

$$M_{т.ст} = \frac{SD_{бap}m}{2u_{st}} \eta_m$$

отличается от момента при пуске тем, что кпд в данном случае находится в числителе, так как потери в механизме уменьшают работу, совершаемую тормозом при остановке груза и механизма.

Выражение для определения момента от сил инерции вращающихся элементов привода при торможении аналогично выражению этого момента при пуске, но вместо значения времени пуска в формулу подставляют время торможения:

$$M_{т.ин1} = (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_\tau}.$$

То же относится к выражению момента от силы инерции груза при торможении:

$$M_{т.ин2} = \frac{QD_{бap}^2 n_1 \tau_0}{38,2 u_{st}^2 a^2 t_\tau},$$

где значение кпд находится в числителе.

Полное выражение уравнения моментов при торможении имеет вид

$$M_\tau \pm M_{т.ст} = (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_\tau} + \frac{QD_{бap}^2 n_1 \tau_0}{38,2 u_{st}^2 a^2 t_\tau}. \quad (39)$$

По этому уравнению определяется при известном тормозном моменте время торможения. Необходимый тормозной момент M_τ по уравнению (39) не определяется.

Для лифтов замедления устанавливаются правилами Госгортехнадзора: максимальное замедление при остановке лифтов кнопкой «Стоп» не должно превышать 3 м/с², а для лифтов грузоподъемностью 1 т со скоростью движения 4 м/с допускается замедление 5 м/с². Максимальное замедление при посадке кабины или противовеса на ловители или буфера не должно превышать 25 м/с².

Все механизмы подъема снабжаются автоматически действующими тормозами нормально закрытого типа (с электромагнитным или электрогидравлическим приводом), размыкающимися при включении двигателей привода. Если эти механизмы имеют фрикционные или кулачковые муфты включения, то согласно правилам Госгортехнадзора они могут снабжаться управляемыми нормально закрытыми тормозами, сблокированными с муфтой включения, чтобы предотвратить произвольное опускание груза или стрелы. Механизмы подъема с ручным приводом снабжаются автоматически

действующими тормозами, замыкаемыми весом транспортируемого груза.

Применение в механизмах подъема груза и подъема стрелы управляемых тормозов нормально открытого типа и тормозов постоянно замкнутых (неуправляемых) не допускается, исключение составляют случаи, когда такой тормоз используется как дополнительный. При этом в расчет принимают только тормозной момент основного тормоза.

Тормоз должен быть установлен на звене механизма, жестко соединенном с барабаном или связанном с ним зубчатой или червячной передачей. Для уменьшения тормозного момента и габаритных размеров тормоза его обычно устанавливают на приводном валу механизма или возможно ближе к нему, поскольку в этом случае на тормозном валу действует меньший момент от груза и, следовательно, требуется меньший тормозной момент. Кроме того, при такой установке тормоз разгружает звенья кинематической цепи от инерционных сил (наибольшим запасом кинетической энергии обладает приводной вал с ротором двигателя). Если момента одного тормоза недостаточно, то на другом конце вала, где установлен тормоз, или на каком-либо другом валу механизма устанавливают второй тормоз. Первый вариант более предпочтителен, так как оба тормоза могут быть идентичными; во втором случае тормоза развивают разные по значению тормозные моменты. Самотормозящие червячные передачи в механизме подъема не заменяют тормозов, так как по мере изнашивания червячная пара теряет свойства самоторможения [20].

Момент, развиваемый тормозом механизма подъема, должен обеспечить удержание груза в неподвижном состоянии на весу с определенным коэффициентом запаса торможения:

$$n_T = M_T / M_{T,ст},$$

где M_T — момент, создаваемый тормозом; $M_{T,ст}$ — статический крутящий момент, создаваемый номинальным грузом на тормозном валу и определенный с учетом способствующих удержанию груза потерь в полиспасте и механизме. Статический крутящий момент при торможении определяют по формуле

$$M_{T,ст} = \frac{GD_{бар} \gamma_0}{2au_M},$$

где G — вес номинального груза вместе с грузозахватным устройством; a — кратность полиспаста; u_M — передаточное число механизма от вала барабана до тормозного вала; γ_0 — общий кпд механизма подъема, учитывающий потери в полиспасте, на барабане, в обводных блоках и в механических передачах. При определении величины $M_{T,ст}$ принимают максимальное значение кпд.

Коэффициент запаса торможения n_T для кранов, в механизмах подъема которых установлен один тормоз, принимают по нормам Госгортехнадзора в зависимости от типа привода и группы режима работы (табл. 24).

Т а б л и ц а 24. Значения коэффициента запаса торможения n_T

Тип привода	Ручной		Машинный		
Группа режима работы по ГОСТ 25835—83	1	2—3	4	5	6
Режим работы по правилам Госгортехнадзора	Легкий		Средний	Тяжелый	Весьма тяжелый
Запас торможения	1,5		1,75	2,0	2,5

Механизмы подъема грузоподъемных машин, транспортирующих расплавленный и раскаленный металл и шлак, ядовитые и взрывчатые вещества, должны быть оборудованы двумя тормозами, действующими независимо друг от друга. В этом случае коэффициент запаса торможения каждого тормоза $n_T \geq 1,25$. Если механизм подъема имеет два привода, то на каждом приводе должно быть установлено не менее чем по одному тормозу с тем же запасом торможения. В случае установки на каждом приводе двух тормозов коэффициент запаса торможения каждого тормоза $n_T \geq 1,1$. Тормозной момент определяется при указанных коэффициентах запаса торможения в предположении, что весь груз удерживается одним тормозом. Если в механизмах подъема с ручным приводом необходима установка двух тормозов, один из них может быть заменен самотормозящей передачей. В лебедках с электрическим приводом, предназначенных для подъема людей, применяют нормально закрытый колодочный тормоз. Коэффициент запаса торможения этого тормоза должен быть не менее двух. Торможение кабины лифта может быть одноступенчатым, т. е. замедление и остановка ее происходят под действием тормозного момента механического тормоза, и двухступенчатым, когда снижение скорости движения производится действием тормозного момента двигателя, а остановка — замыканием механического тормоза. Тормозной момент механического тормоза при одноступенчатом торможении определяется по установленному Госгортехнадзором максимальному значению замедления [21] (см. также с. 215).

В связи с тем что тормозной момент определяют по номинальному грузу, остановка механизма при работе с грузами меньшей массы, учитывая, что тормозной момент не изменяется, происходит более резко. Это приводит к появлению повышенных динамических нагрузок в элементах механизма, расположенных между валом, на котором установлен тормоз, и грузовым барабаном. При установке в механизме подъема тормоза, замыкаемого весом транспортируемого груза, и стопорного тормоза (например, в электроталях) значение коэффициента запаса торможения стопорного тормоза должно быть не менее 1,25, а грузоупорного — не менее 1,1. Так как создаваемый грузоупорным тормозом момент пропорционален весу транспортируемого груза, то остановка грузов различной массы происходит практически с одинаковым замедлением. Одновременная установка в механизме подъема и стопорного и грузоупорного

тормозов уменьшает динамические нагрузки в элементах механизма при опускании груза; повышает долговечность передач, особенно быстроходных ступеней; позволяет опускать груз с большой скоростью; уменьшает размеры стопорного тормоза, что в свою очередь позволяет уменьшить габариты механизма, нагрузку и нагрев электродвигателя, так как при опускании груза двигатель преодолевает лишь потери в элементах механизма. Указанные преимущества полностью компенсируют некоторые усложнение и удорожание конструкции механизма.

Наиболее опасные динамические нагрузки при работе механизма подъема возникают в начале подъема груза с подхватом, когда груз рывком отрывается от опоры. В момент отрыва груза весом $G_{гр}$ грузозахватное устройство имеет некоторую скорость v установившегося движения. Нарастание нагрузки в канатах полиспаста происходит за весьма короткое время с большим ускорением, и значение нагрузки зависит от скорости подъема, массы металлоконструкции и приведенной жесткости системы, включающей в себя как жесткость грузовых органов, так и жесткость металлоконструкции крана. До отрыва груза динамическая сила, воспринимаемая гибким грузовым элементом, нарастает по линейному закону, а после отрыва груза вследствие влияния упругих колебаний системы — по закону, близкому к синусоидальному. Если принять металлоконструкцию абсолютно жесткой, то максимальное значение динамической нагрузки

$$F_{\max} = G_{гр} + v\sqrt{QC_{\kappa}}$$

и коэффициент динамичности

$$\mu = \frac{F_{\max}}{G_{гр}} = 1 + \frac{v\sqrt{QC_{\kappa}}}{G_{гр}},$$

где Q — масса груза; C_{κ} — коэффициент, учитывающий влияние жесткости канатов. При определении значения коэффициента жесткости средние значения модуля упругости принимаются равными $(1,1 \div 1,3) \cdot 10^5$ МПа для канатов с органическим сердечником и $1,4 \cdot 10^5$ МПа для канатов с металлическим сердечником.

Увеличение рабочей скорости приводит к соответствующему увеличению коэффициента динамичности и значений динамических нагрузок, которые могут вдвое превышать статические нагрузки. Это заставляет увеличивать запасы прочности всех деталей механизма и металлоконструкции крана.

Колебания всего крана вместе с грузом, возникающие при больших динамических нагрузках, затрудняют его эксплуатацию. Для снижения динамических нагрузок в конструкциях механизмов подъема иногда применяют пружинные, пневматические, гидравлические или гидропневматические амортизаторы, смягчающие динамические нагрузки на грузозахватном устройстве или на гибком грузовом элементе. Пружинные амортизаторы эффективны только на кранах малой грузоподъемности, так как пружины обладают

высокой жесткостью. С этой точки зрения лучше применять пневматические или гидравлические амортизаторы. Они существенно уменьшают приведенную жесткость системы, увеличивают время нарастания нагрузки в грузовом элементе, уменьшают время затухания и амплитуду колебаний системы и способствуют повышению устойчивости свободностоящих поворотных кранов. Динамические нагрузки при применении этих устройств составляют 20—30% статической нагрузки.

Динамические нагрузки, приложенные к полиспаду, могут быть приближенно определены по зависимости

$$F_{\text{дин}} = (G_{\text{гр}} + G) \alpha,$$

где $G_{\text{гр}}$ — вес полезного груза; G — вес подвижных частей крана, связанных с грузозахватным устройством; α — коэффициент, зависящий от скорости:

Скорость подъема, м/мин	Скоростной коэффициент α
Менее 6 . . .	0
От 6 до 20	0,1
Свыше 20	0,2

Для определения динамического крутящего момента на *быстроходном валу* можно принять условную динамическую нагрузку, приложенную к грузозахватному элементу, равной

$$F_{\text{дин.усл}} = (G_{\text{гр}} + G) k_{\text{дв}},$$

где $k_{\text{дв}}$ зависит от типа двигателя: для привода от двигателя с короткозамкнутым ротором $k=4$. В остальных случаях $k=2$.

§ 24. Выбор электродвигателя механизма подъема

При конструировании механизма подъема одной из важных задач является подбор электродвигателя. Ниже приведен порядок его проведения.

1. Определяют статическую мощность $P_{\text{ст}}$ при подъеме номинального груза по формуле (34).

2. По каталогу электродвигателей выбирают двигатель с учетом заданной группы режима работы (а значит, и соответствующей относительной продолжительности включения ПВ) так, чтобы его номинальная мощность была равна или несколько меньше, чем $P_{\text{ст}}$. Если действительное значение ПВ не соответствует указанному в каталоге, то статическую мощность пересчитывают по формуле (29) для ближайшего номинального значения ПВ.

3. Производят проверку выбранного двигателя на нагрев по среднеквадратичной мощности. Для этого последовательно определяют:

моменты, развиваемые электродвигателем при установившемся движении при подъеме и опускании грузов. Для процесса подъема пользуются формулой (33). При подъеме груза, отличающегося по

массе от номинального, в эту формулу подставляют вместо $S_{\max}$ натяжение каната S , создаваемое весом поднимаемого груза, и вместо номинального значения кпд подставляют величину η_m — кпд механизма, соответствующее весу поднимаемого груза (рис. 121).

При торможении двигателем при опускании груза электродвигатель развивает момент

$$M_{\text{сп}} = \frac{S_{\text{бар}} D_{\text{бар}} m}{2u_m} \eta_m, \quad (40)$$

где $S_{\text{бар}}$ — натяжение каната на барабане при опускании груза; η_m — значение кпд, определенное по рис. 121, при соответствующем весе спускаемого груза; m — число канатов, наматываемых на барабан;

средний пусковой момент электродвигателя. Для электродвигателей переменного тока с короткозамкнутым ротором средний пусковой момент определяют по формуле (27). Для электродвигателей переменного тока с фазным ротором и для двигателей постоянного тока пользуются формулой (28).

Пусковой момент выбранного двигателя является постоянной величиной, определяемой характеристиками двигателя. При изменении нагрузки и характера работы механизма подъема (подъем или опускание) при постоянном пусковом моменте время разгона изменяется. Так, например, при подъеме груза с уменьшением нагрузки уменьшается момент статического сопротивления и большая часть пускового момента двигателя идет на разгон движущихся масс самого механизма, что приводит к уменьшению времени разгона. При опускании груза, наоборот, время разгона уменьшается при увеличении массы груза;

время пуска при различных технологических процессах работы механизма. Необходимо определить время пуска при подъеме и опускании порожнего грузозахватного приспособления, а также время пуска при подъеме и опускании груза заданной массы. Определение времени пуска для этих случаев производится по формуле (38) при подстановке в нее значений моментов сопротивления, моментов инерции массы груза, кпд и т. п., соответствующих весу груза, для которого проводят расчет. На практике время пуска при опускании номинального груза принимается равным нулю из-за действия большого движущего момента, равного сумме максимального момента двигателя и момента от груза;

время движения с установившейся скоростью. Его определяют по уравнению установившегося движения $t_y = H/v$, где H — высота подъема (опускания) груза для данных условий работы; v — скорость установившегося движения. При работе двигателя переменного тока с жесткой характеристикой скорость установившегося движения не зависит от массы груза и принимается равной номинальной скорости. При работе двигателя постоянного тока частота вращения ротора зависит от нагрузки. Действительную скорость

движения при заданной массе груза определяют по механическим характеристикам двигателей, приводимых в паспорте;

среднеквадратичный момент, эквивалентный действительной переменной нагрузке. Его определяют по формуле (30), а среднеквадратичную мощность по уравнению (31). Если номинальная мощность выбранного двигателя оказывается равной или больше найденной среднеквадратичной мощности, перегрева двигателя не происходит и выбор двигателя можно считать законченным. Если окажется, что номинальная мощность выбранного двигателя меньше среднеквадратичной мощности, то для данного привода берут двигатель большей мощности.

4. По уравнению равномерно ускоренного движения определяют фактическое ускорение номинального груза при подъеме:

$$j = \frac{v_{\text{гр}}}{t_{\text{п}}},$$

где $v_{\text{гр}}$ — номинальная скорость груза; $t_{\text{п}}$ — время разгона при подъеме груза номинального веса [см. уравнение (38)].

Значения величины j должны соответствовать приведенным на с. 215.

§ 25. Механизмы изменения вылета стрелы

Изменение вылета стреловых и поворотных кранов производят либо перемещением тележки по горизонтальному или наклонному поясу стрелы (см. рис. 33), либо изменением наклона стрелы крана в вертикальной плоскости. Механизмы первого типа аналогичны механизмам передвижения и рассматриваются ниже, в главе VIII. Здесь же рассмотрим только механизмы изменения вылета качанием стрелы. Эти механизмы могут иметь как гибкую, так и жесткую связь привода со стрелой. *Механизмы с гибкой связью* (с применением канатного полиспаста) применяются для кранов с неуровненной стрелой. В этом случае для изменения вылета к стреле необходимо приложить силу F (рис. 122); ее определяют из уравнения моментов всех сил, действующих на стрелу при вылете L , относительно точки O :

$$\sum M_O = G_{\text{гр}}L + G_{\text{с}}b - Fh - Se + W_{\text{г}}H + W_{\text{с}}c = 0,$$

где $G_{\text{гр}}$ — вес груза; $G_{\text{с}}$ — вес стрелы; S — натяжение каната механизма подъема груза; $W_{\text{г}}$ и $W_{\text{с}}$ — ветровые нагрузки рабочего состояния, действующие соответственно на груз и на стрелу; b , h , e , H , c — плечи действия сил по рис. 122.

Отсюда

$$F = \frac{G_{\text{гр}}L + G_{\text{с}}b - Se + W_{\text{г}}H + W_{\text{с}}c}{h}.$$

Увеличение плеча h и плеча e относительно оси поворота стрелы приводит к уменьшению требуемой силы F . Для кранов, работаю-

щих с высокими скоростями, кроме действия указанных сил необходимо учитывать влияние центробежных сил груза и стрелы.

По конструкции механизмы изменения вылета с канатным полиспастом аналогичны механизмам подъема. Они включают двигатель, редуктор, барабан, тормозное устройство. В зависимости от грузоподъемности и конструкции крана полиспаст изменения вылета может быть различной кратности. Максимальное натяжение

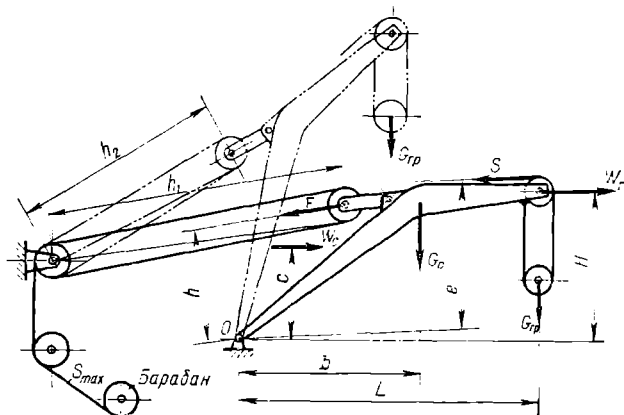


Рис. 122. Схема механизма изменения вылета стрелы с гибкой связью

каната на барабане, соответствующее максимальному вылету стрелы, по аналогии с механизмом подъема определяют по формуле

$$S_{\max} = \frac{F}{a \eta_{\text{п}} \eta t_1},$$

где a — кратность полиспаста; $\eta_{\text{п}}$ — кпд полиспаста; η — кпд направляющего блока; t_1 — число направляющих блоков механизма.

Как было показано выше, при изменении вылета стрелы натяжение каната также меняется в связи с изменением моментов от веса груза и стрелы. Чтобы момент на валу двигателя был постоянным, можно применять конический или с более сложным очертанием поверхности барабан. При изменении вылета от максимального до минимального значения расстояние между осями обойм полиспаста уменьшится на величину $\Delta h = h_1 - h_2$ (рис. 122). Тогда средняя скорость намотки каната на барабан $v_{\text{кан}} = \frac{\Delta h a}{t}$ где $\Delta h a$ — длина каната, наматываемого на барабан; t — время изменения вылета.

По силе F или силе натяжения каната S механизма изменения вылета, определенным для крайних и нескольких промежуточных положений стрелы, строится диаграмма загрузки привода, по ней можно определить среднеквадратичный момент и требуемую по

условиям нагрева мощность двигателя. С увеличением угла наклона стрелы к горизонтали плечи действия вертикальных сил уменьшаются, а плечи горизонтальных сил и тяговой силы подъемного каната увеличиваются. Обычно натяжение каната механизма изменения вылета имеет максимальное значение в крайнем нижнем положении стрелы, постепенно уменьшаясь по мере ее подъема.

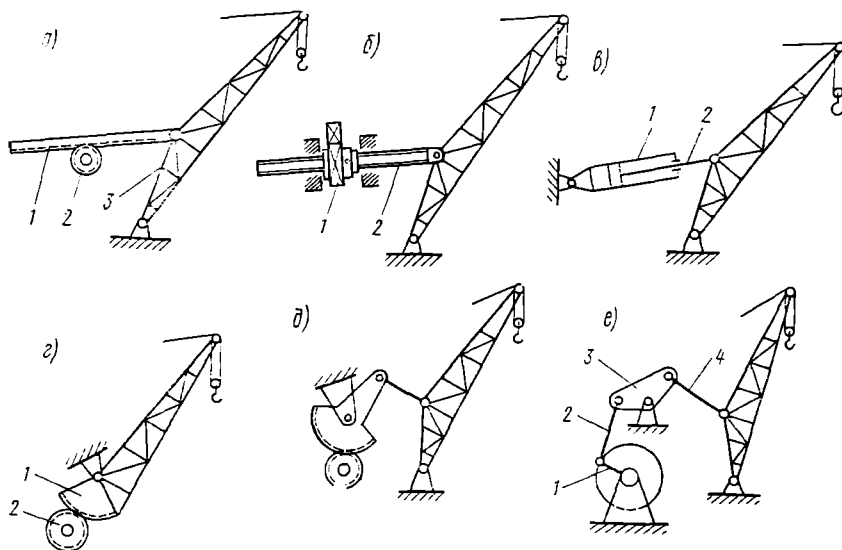


Рис. 123. Схемы механизмов изменения вылета

Наибольшая мощность (кВт) при установившемся движении, соответствующая максимальному вылету при силе $S_{\max}$ (Н),

$$P_{\max} = \frac{S_{\max} v_k}{1000 \gamma_m}$$

Подъем стрелы вверх ограничивается концевым выключателем, так чтобы при максимальном угле наклона стрела не могла опрокинуться назад под действием ветровой нагрузки, натяжения канатов механизма подъема и сил инерции. Опрокидывание стрелы может также произойти при обрыве груза, когда стрела получает импульс, равный потенциальной энергии сил упругости стрелы и каната под действием веса груза.

Схемы механизмов с жесткой кинематической связью со стрелой приведены на рис. 123. Самым распространенным является реечный механизм (рис. 123, а), характеризующийся малой массой и простотой изготовления. Он состоит из зубчатой или цевочной рейки 1, перемещаемой приводной шестерней 2 в качающихся направляющих. Рейка шарнирно соединена со стрелой 3. Винтовой механизм (рис. 123, б) состоит из приводной гайки 1 и

винта 2, шарнирно соединенного со стрелой. Гайка 1 вместе с приводным механизмом и двигателем расположена на шарнирных опорах, что дает возможность гайке и винту поворачиваться относительно горизонтальной оси в процессе подъема стрелы. Масса винтового механизма примерно такая же, как и у реечного, но он сложнее и дороже в изготовлении и требует тщательного ухода за резьбовым соединением. Гидравлический механизм (рис. 123, в) состоит из качающегося гидроцилиндра 1, шток 2 поршня которого соединен со стрелой. Этот механизм обеспечивает весьма плавную работу, но он более сложен в изготовлении и эксплуатации.

Секторный механизм (рис. 123, г) имеет зубчатый сектор 1, находящийся в зацеплении с ведущей шестерней 2. Этот механизм обеспечивает постоянную угловую скорость качания стрелы и весьма низкое опускание стрелы. Однако эта конструкция тяжела и громоздка. Секторно-кривошипный механизм (рис. 123, д) несколько проще и легче секторного.

Кривошипно-шатунный механизм (рис. 123, е) состоит из кривошипа 1 и шатуна 2, соединенного с коромыслом 3. Коромысло соединяется тягой 4 со стрелой. Этот механизм надежен и безопасен в работе, особенно если крайние положения стрелы соответствуют мертвым точкам кривошипного механизма — в этом случае исключается возможность падения или запрокидывания стрелы на кран. Это один из самых тяжелых механизмов.

Механизмы с жесткой кинематической связью со стрелой позволяют предотвратить самопроизвольное движение стрелы под действием горизонтальных сил — ветровой нагрузки, сил инерции, а также сил, возникающих при отклонении грузовых канатов от вертикали. При расчете таких механизмов, так же как и при расчете механизмов с гибкой связью, для крайних и нескольких промежуточных положений стрелы вычисляют силу, действующую на соединительное звено механизма (рейку, винт, шток гидравлического цилиндра и т. п.), по значению которой определяют необходимую мощность привода.

Для разгрузки привода момент $G_c l$ от веса стрелы уравновешивают моментом $G_{пр} a$ от веса противовеса, располагаемого на стреле по другую сторону оси качания стрелы или же связанного со стрелой системой рычагов (рис. 124). При качании стрелы, если плечо l ее центра тяжести удаляется от оси качания, плечо a центра тяжести противовеса также увеличивается.

Так как качание простой стрелы приводит к подъему или опусканию груза, то в кранах, работающих с высокими скоростями, например в порталных кранах, для уменьшения необходимой мощности привода применяют также устройства, обеспечивающие перемещение груза при изменении вылета стрелы по траектории, близкой к горизонтали. В этом случае мощность двигателя механизма расходуется главным образом на преодоление трения в шарнирах стрелы, перекачивания канатов по блокам и преодоление ветровой и инерционной нагрузок. Такие стреловые устройства устанавлива-

ют на прямых стрелах и на стрелах с шарнирно сочлененными укосинами. При прямых стрелах горизонтальное перемещение груза при изменении вылета обеспечивается канатными уравнительными устройствами, вызывающими перекачивание подъемного каната по блокам и соответствующее изменение длины подвеса груза, так что груз остается практически на одной и той же высоте независи-

мо от положения стрелы. Эти устройства выполняют в виде уравнительных полиспастов или уравнительных барабанов.

В системе с *уравнительным полиспастом* (вверху на рис. 125) подъемный канат 3 проходит через грузовой 1 и уравнительный 2 полиспасты. При качании стрелы, благодаря системе полиспастов, при изменении расстояния h между неподвижной обоймой А и обоймой В на головке стрелы соответственно изменяется длина H подвеса груза при неизменной общей длине L подъем-

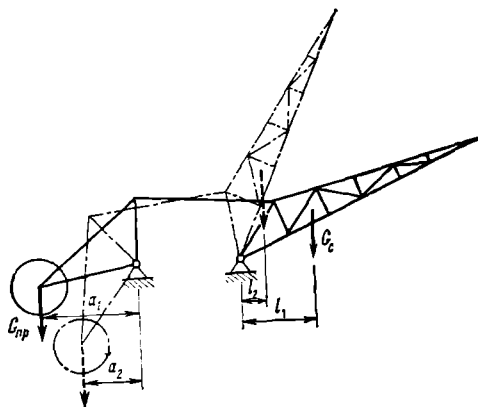


Рис. 124. Схема уравнивания стрелы

ного каната в обоих полиспастах, т. е.

$$L = a_1 h + a_2 H = \text{const},$$

где a_1 и a_2 — кратности соответственно уравнительного и подъемного полиспастов. При изменении вылета стрелы уменьшение длины каната в уравнительном полиспасте приводит к увеличению длины каната в подъемном полиспасте

$$(h - h_1) a_1 = (H_1 - H) a_2.$$

Подбором места расположения обоймы А относительно оси О поворота стрелы и выбором соотношения кратностей полиспастов можно обеспечить практически горизонтальное перемещение груза при изменении вылета стрелы. Такая система проста в изготовлении и удобна в монтаже. Недостатками ее являются большая длина подъемного каната и повышенный его износ от перекачивания по блокам при изменении вылета.

В системе с *уравнительным барабаном* барабан механизма подъема, связанный через планетарную передачу с механизмом изменения вылета, получает дополнительное вращение при качании стрелы, увеличивая или уменьшая длину подвеса груза. Эта система более сложна в конструктивном отношении, но обеспечивает точное горизонтальное перемещение груза.

В системах с *шарнирно сочлененными укосинами* стрела на своем верхнем конце снабжается консольным хоботом прямолинейной

или профилированной формы. При прямолинейном хоботе (посредине на рис. 125) система представляет собой шарнирный четырехзвенник с неизменными сторонами, у которого продленный конец одной стороны (хобота) описывает при качании стрелы сложную кривую (лемнискату), имеющую отдельные участки, близкие к горизонтальным прямым.

Размеры элементов укосины выбирают из условия обеспечения достаточно пологой траектории движения конца хобота. Для этого выбирают длины стрелы и консоли хобота такими, чтобы при максимальном и минимальном вылетах конец хобота находился на одной и той же высоте. Если подъемный канат направлен параллельно стреле или оттяжке, то траектория движения груза при изменении вылета является горизонтальным участком лемнискаты. Если же канат проходит между стрелой и оттяжкой, то для траектории движения хобота выбирается наклонный участок лемнискаты, а горизонтальное движение груза достигается за счет перекатывания канатов по блокам.

При профилированном хоботе (внизу на рис. 125) с гибкой оттяжкой 4, огибающей криволинейную часть хобота 5, закрепленной одним концом на хоботе. Кинематически эта система представляет собой также шарнирный четырехзвенник с переменной длиной стороны s и оттяжки d . При повороте хобота

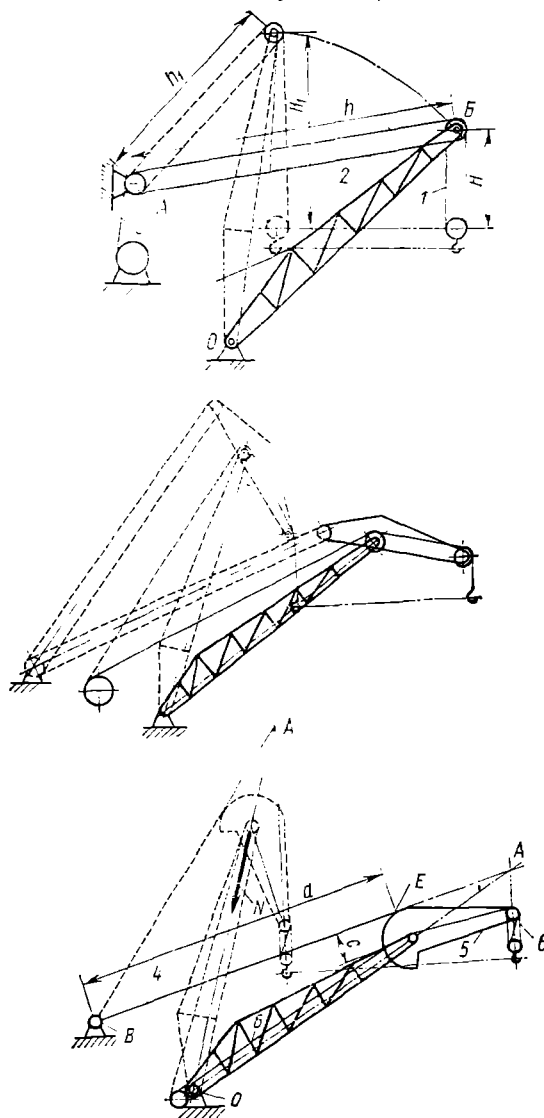


Рис. 125. Схемы устройств для обеспечения горизонтального перемещения груза при изменении вылета стрелы

канат 4 перекачивается по его криволинейной части, что приводит к смещению точки касания E . Подъемный канат 6, направленный параллельно оси стрелы, при качании стрелы не перемещается по блокам. При соответствующем профиле криволинейного участка хобота конец хобота и груз перемещаются горизонтально. Необходимо, чтобы при всех положениях укосины направления действия веса груза, приложенного к концу хобота, и силы натяжения оттяжки пересекались в точке A , лежащей на оси стрелы. Тогда стрела будет в равновесии, так как равнодействующая N проходит через опорный шарнир O стрелы. Построение профиля хобота удобно производить графически из условия равновесия стрелы. Профилированный хобот сложен и дорог в изготовлении, но обеспечивает точное горизонтальное передвижение груза и разгружает стрелу от изгиба неуравновешенным моментом.

Все механизмы изменения вылета, как и механизмы подъема, снабжаются тормозами нормально закрытого типа, автоматически замыкающимися при включении привода. Применение в механизмах изменения вылета управляемых тормозов нормально открытого типа и постоянно замкнутых тормозов не допускается. Коэффициент запаса торможения должен быть не менее 1,5. При этом момент на тормозном валу, создаваемый весом стрелы, противовеса, наибольшим рабочим грузом и ветровой нагрузкой рабочего состояния определяется в таком положении стрелы, при котором этот момент имеет максимальное значение. Тормоз должен быть проверен на удержание ненагруженной стрелы в любом ее положении при ветровой нагрузке нерабочего состояния с запасом торможения $n_{т1} \geq 1,15$. Кроме того, надо проверить время торможения механизма, которое при действии момента $M_{\max}$ не должно превышать 4—5 с, а при отсутствии груза, ветра и невращающемся кране должно быть не менее 1,5 с, поскольку слишком резкое торможение приводит к появлению высоких динамических нагрузок и возникновению колебаний, что снижает сопротивление усталости элементов механизма и металлоконструкции. При опасности больших ветровых нагрузок рекомендуется применять двухступенчатое торможение с выдержкой между ступенями нарастания тормозного момента, чтобы устранить излишне резкое торможение при отсутствии ветра. Для снижения динамических нагрузок допускается установка двух тормозов, замыкаемых автоматически, с запасом торможения не менее 1,1 для одного тормоза и не менее 1,25 — для другого.

Механизмы изменения вылета стрелы грузоподъемных машин, транспортирующих расплавленные и раскаленные металлы, ядовитые и взрывчатые вещества и т. п., имеют по два тормоза. Коэффициенты запаса торможения каждого тормоза, согласно правилам Госгортехнадзора, имеют те же значения, что и для механизма подъема (см. § 23).

В передвижных стреловых кранах на автомобильном или гусеничном ходу изменение вылета с помощью качания стрелы в вертикальной плоскости сопровождается применением телескопических стрел (см. рис. 36), состоящих из основной и подвижных

секций, количество которых на кранах большой грузоподъемности достигает четырех. Выдвижением секций достигается увеличение длины стрелы, а значит, и увеличение вылета и возможной высоты подъема груза. В настоящее время созданы краны с телескопической стрелой грузоподъемностью до 200 т. Телескопические стрелы чаще всего выполняются в виде балочных конструкций коробчатой формы. На рис. 126 показана стрела автокрана 4903 (см. рис. 36, а), представляющая собой телескопическую балку с разгруженным поршневым гидроцилиндром 2. Телескопическая балка состоит

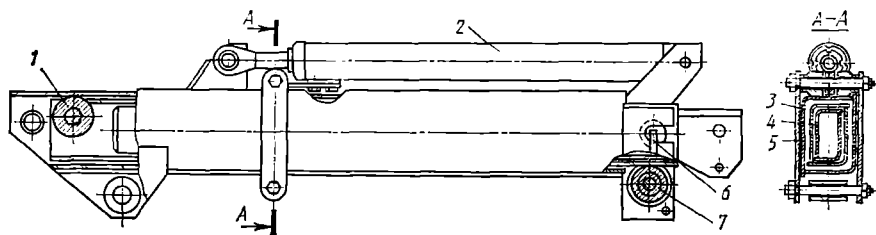


Рис. 126. Стрела автокрана 4903

из наружной балки 5, средней балки 3, перемещающейся с помощью гидроцилиндра 2, и внутренней балки 4, перемещающейся и фиксируемой в пяти положениях вручную с помощью специальной рукоятки 6. В процессе работы средняя балка 3 перемещается совместно с подвешенным на крюке грузом. Для уменьшения силы на перемещение балок предусмотрены два катка — передний 7, установленный на наружной балке 5, и задний 1, установленный на балке 3. Все балки закрытого профиля выполнены сваркой из листового проката.

Преимуществом телескопических стрел является возможность быстро подготовить кран к работе с длинной стрелой. Перемещение подвижных секций с грузом на крюке позволяет производить строительные и монтажные работы в помещениях ограниченного объема. Для выдвижения секций наибольшее применение находят длинноходовые гидроцилиндры двустороннего действия. Обычно для перемещения каждой секции используется свой гидроцилиндр, причем имеются механизмы, обеспечивающие независимое перемещение секций в любой последовательности, а также одновременное выдвижение всех секций. Кроме гидравлических механизмов применяются также канатные и цепные механизмы, однако в процессе работы в канате возникают остаточные деформации, для компенсации которых необходимы специальные натяжные устройства, поэтому канатные механизмы не получили широкого распространения.

§ 26. Устройства, обеспечивающие безопасность работы

Для обеспечения безопасной работы механизмов подъема и изменения вылета стрелы грузоподъемные машины оборудуются автоматически действующими ограничителями, выключаю-

щими механизмы, если груз или стрела приближаются к положению, представляющему опасность для работающих людей, а также если масса груза превышает грузоподъемность крана. Механизмы подъема с электрическим приводом снабжаются концевыми выключателями

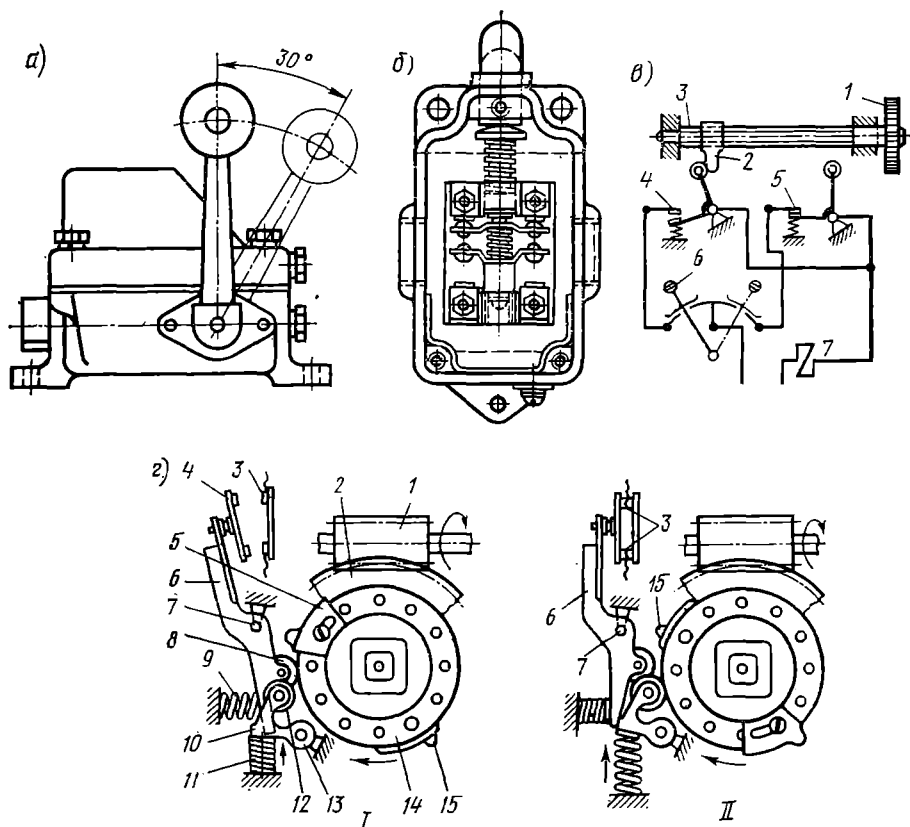


Рис. 127. Концевые выключатели:

а — рычажный типа KV-501; б — кнопочный; в — шпильный; г — выключатель типа ВУ

чателями, срабатывающими при подходе груза к крайнему верхнему (а иногда и нижнему) положению. Концевой выключатель устанавливают так, что после остановки грузозахватного устройства при подъеме без груза зазор между грузозахватным устройством и упором составляет у электроталей не менее 50 мм, а у всех других грузоподъемных машин — не менее 200 мм. При ограничении хода в одну сторону обычно применяют рычажные или кнопочные концевые выключатели (рис. 127, а, б). При достижении грузозахватным устройством крайнего положения оно поворачивает рычаг или нажимает кнопку выключателя: это приводит к отключению электродвигателя механизма и к одновременному

замыканию тормоза, что обеспечивает своевременную остановку грузозахватного устройства. Электрическая схема предусматривает возможность пуска механизма только в обратном направлении.

При необходимости ограничения хода механизма в обоих направлениях движения применяют шпиндельный выключатель (рис. 127, *в*), шпиндель-винт 3 которого получает вращение от одного из валов механизма через зубчатую или цепную передачу 1. По винтовой резьбе шпинделя перемещается гайка 2, размыкающая своим поводком контакты 4 или 5 в конечных положениях, соответствующих предельному верхнему и нижнему положениям грузозахватного устройства. При этом независимо от положения ручки контроллера 6 происходит разрыв цепи управления и контактор 7 выключает силовую цепь электродвигателя, что приводит к остановке механизма. При переводе рукоятки контроллера 6 в положение, показанное на рисунке пунктиром, благодаря замкнутым контактам 5 контактор 7 включает двигатель, и механизм совершает обратный ход, перемещая гайку 2 от контакта 4 вправо. При этом контакты 4 снова замыкаются.

Передаточное число передачи 1 должно быть подобрано так, чтобы за время перемещения грузозахватного устройства от крайнего нижнего до крайнего верхнего положения гайка 2 перешла по шпинделю 3 от одного крайнего положения до другого.

Более компактным является конечный выключатель типа ВУ (рис. 127, *г*), в котором винтовая передача с длинным шпинделем заменена червячной передачей. Кулачковая шайба 14 закреплена на оси червячного колеса 2. Червяк 1 получает вращение от одного из валов механизма подъема. На шайбе установлены кулачки 15 (включающий) и 5 (выключающий), замыкающие (положение II) или размыкающие (положение I) контакты цепи управления. Соответствующим подбором передаточного числа передачи и установкой кулачков на шайбе можно обеспечить выключение контактов 3 при достижении грузозахватным устройством крайних положений. При двустороннем ограничении движения на шайбе 14 должно быть установлено два комплекта кулачков.

Контакты 3 замыкаются подвижными контактами 4, укрепленными на рычаге 6, поворачивающемся на оси 7. До подхода включающего кулачка 15 контакты 3 под действием пружины 9 на рычаг 6 находятся в разомкнутом положении. При вращении шайбы по ходу часовой стрелки кулачок 15 действует на ролик 8, рычаг 6 поворачивается, пружина 9 сжимается и контакты замыкаются. Во включенном состоянии контакты 4 удерживаются защелкой 10, вращающейся относительно оси 13 под влиянием сжатой пружины 11. При нажатии кулачком 5 на ролик 12 защелки 10 рычаг 6 освобождается от защелки, что приводит к размыканию контактов 3.

В условиях высокой влажности, запыленности, вибраций выключатели контактного типа ненадежны и недолговечны. В этих условиях применяют бесконтактные электронные, магнитные, индукционные и ультразвуковые выключатели.

Ограничитель высоты подъема с конечным выключателем, устанавливаемый на кранах мостового типа, показан на рис. 128, а. Рычаг конечного выключателя 1 типа КУ, установленного в цепи управления, удерживается в положении, когда контакты замкнуты, весом специального груза 3, подвешенного к нему на тросике 2. При достижении грузозахватным устройством 4 крайнего верхнего положения оно приподнимает груз 3, ослабляя натяжение тросика

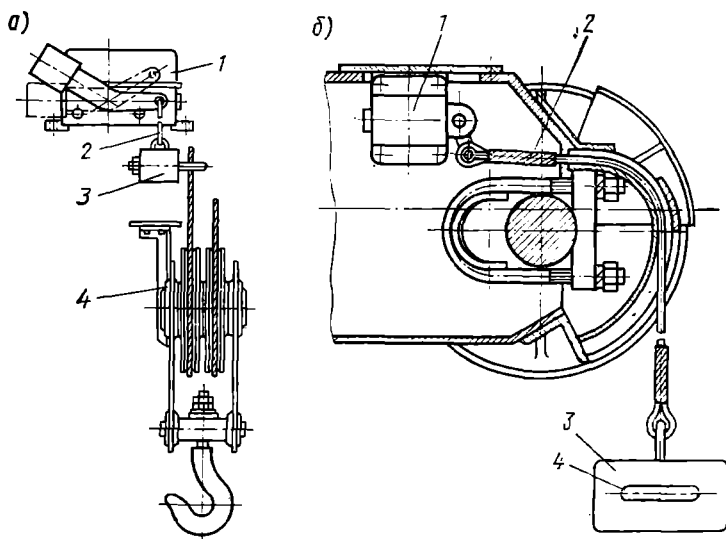


Рис. 128. Установка ограничителей высоты подъема груза

2. Под действием пружины, имеющейся в конечном выключателе, его контакты размыкаются, выключая электродвигатель механизма подъема.

В башенных кранах контакты конечного выключателя 1 (рис. 128, б) удерживаются в замкнутом положении также за счет веса специального грузика 3, подвешенного на тросе 2. Во избежание раскачивания грузика 3 на нем имеется скоба 4, сквозь которую проходит неподвижный конец грузового каната (на рисунке не показан). На рис. 129, а показана установка рычажного концевого выключателя 1, ограничивающего подъем стрелы 2.

Стреловые краны снабжаются также указателями вылета стрелы и грузоподъемности, соответствующей этому вылету (рис. 129, б). Этот указатель, укрепленный сбоку на стреле крана, состоит из массивных, шарнирно подвешенных стрелок 2 и 4, концы которых указывают величины вылета и массу допускаемого груза, нанесенные на шкале 1 и 3.

На стреловых кранах с изменяющимся вылетом стрелы должны быть установлены упоры или другие устройства, предохраняющие стрелу от запрокидывания, которое может произойти, например, при обрыве грузового каната или при выпадении груза из стропов.

В кранах с электрическим приводом эти упоры оборудуются конечными выключателями. Для кранов, не имеющих электрического привода, должно быть предусмотрено специальное устройство для отключения механизма подъема стрелы перед подходом ее к упору. При этом стрела через рычажную систему воздействует на педаль сцепления и отключает двигатель от трансмиссии.

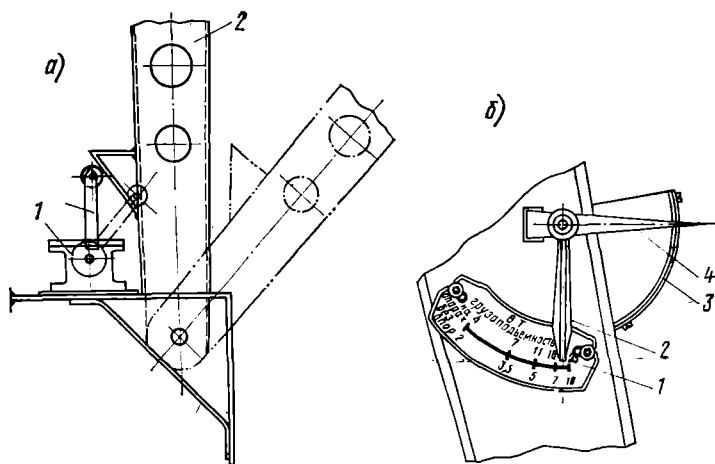


Рис. 129. Ограничитель хода стрелы (а) и указатель вылета стрелы (б)

Если технология производства работ не исключает возможности перегрузки крана, которая может вызвать обрыв гибких грузовых элементов, поломку крюков и других деталей механизма, образование трещин и остаточных деформаций в металлоконструкции и опрокидывание стреловых передвижных кранов, то для предотвращения этой перегрузки механизмы подъема грузоподъемных машин снабжаются *ограничителями грузоподъемности*, автоматически выключающими двигатель механизма подъема, если масса груза превышает номинальную грузоподъемность более чем на 10% для стреловых и башенных кранов и более чем на 15% — для порталных кранов. Ограничитель грузоподъемности крана мостового типа не должен допускать перегрузку более чем на 25%.

При подъеме номинального груза (в пусковом периоде) на кран и, следовательно, на ограничитель грузоподъемности действует нагрузка $F_{\max}$, равная сумме статической и динамической сил (кривая 1 на рис. 130). Затем постепенно колебание нагрузки уменьшается, и нагрузка становится равной статической силе $F_{\text{ном}}$, соответствующей номинальной нагрузке. Максимальная статическая нагрузка, на которую настраивают ограничитель грузоподъемности при подъеме груза, соответствует нагрузке $F_{\max}$. Настройка должна быть такой, чтобы при подъеме номинального груза с минимальным ускорением не происходило срабатывание ограничителя. Одна-

ко при подъеме номинального груза с большим ускорением ограничитель должен сработать, прекращая подъем. При подъеме предельного груза весом $F_{\text{пред}}$ с минимальным ускорением (кривая 2) ограничитель срабатывает. После затухания колебаний динамической нагрузки, когда на ограничитель действует только статическая составляющая веса $F_{\text{пред}}$, ограничитель также не позволяет включить механизм подъема. Поэтому сила, вызывающая срабатывание ограничителя грузоподъемности, находится в интервале между суммой $F_{\text{стат}}$ статической и минимальной динамической сил при подъеме номинального груза и статической силой $F_{\text{пред}}$ при подъеме предельного груза.

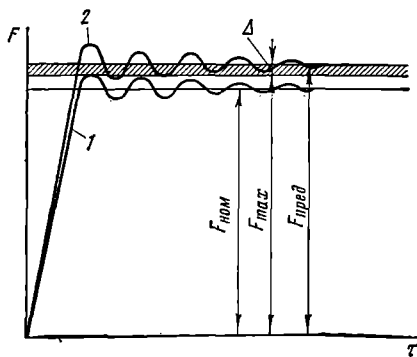


Рис. 130. Изменение силы, действующей на ограничитель грузоподъемности в процессе подъема груза

Чем больше разница между этими силами (заштрихованная зона Δ на рис. 130), тем больше поле допуска на значение силы срабатывания ограничителя. Для устойчивой работы ограничителя грузоподъемности необходимо, чтобы минимальная динамическая нагрузка, воспринимаемая ограничителем, не превышала $F_{\text{пред}}$, или же в конструкции ограничителя должно быть предусмотрено устройство (датчик времени), не позволяющее ограничителю сработать в период действия динамической нагрузки, превышающей $F_{\text{пред}}$.

Существуют автоматические ограничители грузоподъемности с электрическими элементами для преобразования механических величин (электромеханические ограничители) и ограничители, не содержащие электрических элементов (механические, гидравлические и комбинированные). Наиболее распространены *электромеханические ограничители*. Ограничители грузоподъемности обычно состоят из датчика силы и исполнительного (отключающего) органа. По устройству датчиков, воспринимающих и уравнивающих действующие на кран силы, различают *пружинные, грузовые, торсионные и электрические ограничители*. Опыт эксплуатации показывает, что наиболее точны торсионные и электрические датчики.

Датчики могут быть связаны с различными элементами крана. На рис. 131 представлена конструкция пружинного ограничителя грузоподъемности, использующая блок 5 грузового каната 6, установленный на коротком плече рычага 4, имеющего ось поворота в точке А. Второе плечо рычага соединено штоком с пружиной 2. При увеличении нагрузки на канат пружина 2 сжимается и при превышении допускаемой величины планка 1 нажимает на шток конечного выключателя 3, разрывая цепь управления механизмом

На рис. 131 представлена конструкция пружинного ограничителя грузоподъемности, использующая блок 5 грузового каната 6, установленный на коротком плече рычага 4, имеющего ось поворота в точке А. Второе плечо рычага соединено штоком с пружиной 2. При увеличении нагрузки на канат пружина 2 сжимается и при превышении допускаемой величины планка 1 нажимает на шток конечного выключателя 3, разрывая цепь управления механизмом

подъема и останавливая его. На кранах с гидроприводом функцию ограничителя грузоподъемности может выполнять предохранительный клапан.

Для стреловых кранов, грузоподъемность которых зависит от вылета стрелы, применяют *ограничители грузового момента*, реагирующие не только на вес поднимаемого груза, но и на изменение

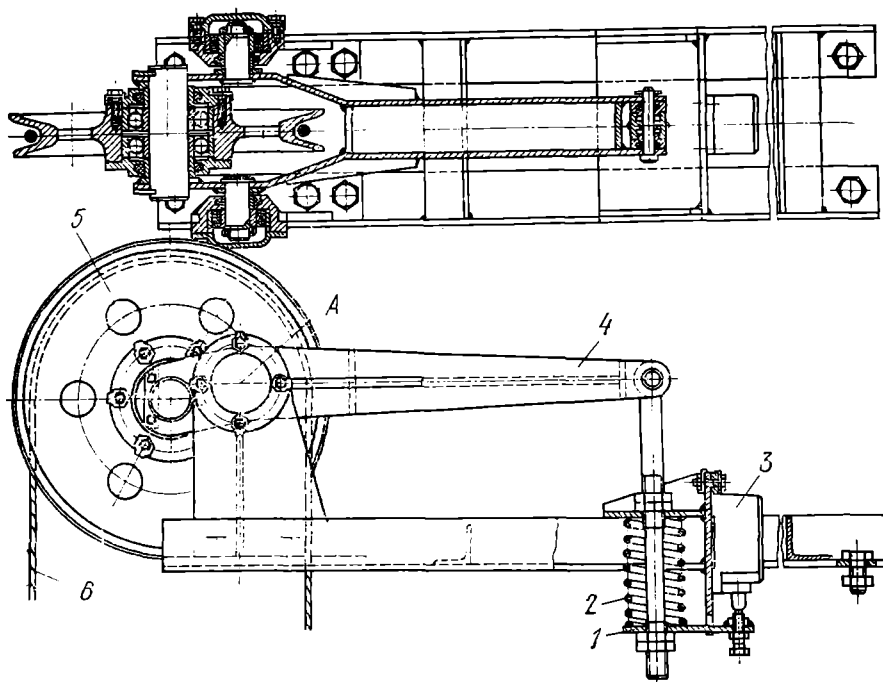


Рис. 131. Пружинный ограничитель грузоподъемности

вылета, если опрокидывающий момент достигает предельного значения. *Электрический ограничитель грузового момента* состоит из трех элементов: датчика силы, датчика угла наклона стрелы и релейного блока. Датчик силы 3 (рис. 132, а) устанавливается между распорками 2 и растяжками 4, соединяющими стрелу с подвижной обоймой 1 полиспаста подъема стрелы. Силоизмерительным элементом датчика является упругое кольцо, растягивающееся под действием сил в растяжках, пропорциональных весу поднимаемого груза. Деформация кольца с помощью передаточного механизма преобразуется в угловое перемещение и вращает ось потенциометра. Таким образом, линейная деформация кольца преобразуется в электрический сигнал.

Датчик угла наклона 7 (рис. 132, б) устанавливается на кронштейне 8 на одной линии с осью поворота стрелы и связан поводком 6 с пальцем 5, укрепленным на стреле. При изменении наклона

стрелы поворачивается вал датчика, связанный с осью потенциометра. В данном ограничителе грузового момента используется принцип сравнения электрических сигналов, подаваемых датчиками силы и угла наклона стрелы. Прибор срабатывает при одинаковых электрических сигналах, что соответствует наличию максимально допустимой нагрузки при данном вылете.

Торсионный ограничитель грузового момента (рис. 133) состоит из торсионного стального вала 3, жестко закрепленного одним

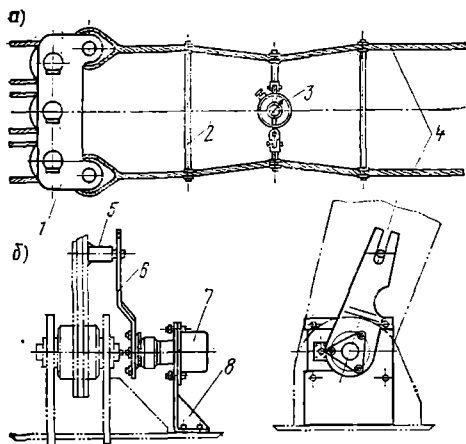


Рис. 132. Ограничитель грузового момента стрелового крана:

а — установка датчика силы; б — установка датчика угла наклона стрелы

концом в стальной трубе 9. На втором конце торсионного вала, имеющего возможность свободно поворачиваться в подшипнике 10, закреплена серьга 2, соединенная с неподвижным концом каната 1 стрелового полиспаста. Угол закручивания торсионного вала, а значит, и угол поворота укрепленного на нем рычага 4 находятся в пределах упругих деформаций и пропорциональны силе, возникающей в стреловом полиспасте при подъеме груза. Эта сила зависит от веса поднимаемого груза при данном вылете стрелы. Если она превышает допустимую нагрузку,

рычаг 4 нажимает на микровыключатель 5 и размыкает электрическую цепь управления краном, а также одновременно включает аварийные звуковой и световой сигналы. Громкость звуковой сигнализации должна не менее чем на 10 дБ превышать уровень шума окружающей среды.

Чтобы ограничитель срабатывал при любом вылете стрелы в случае перегрузки крана более чем на 10%, в конструкцию ограничителя введено корректирующее устройство 6 (рис. 133), выполненное в виде кулачка, шарнирно укрепленного под микровыключателем и связанного рычагом 7 со стрелой 8 крана. При изменении вылета стрелы кулачок поворачивается и приподнимает или опускает качающуюся площадку, на которой установлен микровыключатель, что приводит к изменению зазора между рычагом 4 и штоком микровыключателя, а следовательно, и к изменению возможного угла закручивания торсионного вала и допустимой нагрузки на кран при данном вылете стрелы.

Для большинства кранов период затухания вертикальных колебаний груза находится в пределах 0,4—1 с. В течение первого полуцикла в конструкции могут возникать динамические силы, которые вместе со статической силой от веса груза могут создать опро-

кидывающий момент, превышающий по своему значению восстанавливающий момент. Однако опрокидывание передвижного крана происходит только в том случае, если опрокидывающий момент не только *по значению*, но и *по времени действия* может переместить центр тяжести крана в точку неустойчивого равновесия. Это время значительно больше одного полупериода действия динамической нагрузки, и, следовательно, кратковременные перегрузки не являются опасными для устойчивости крана и не должны вызывать срабатывание ограничителя грузового момента. Поэтому сигнал от релейного блока в сеть управления краном подается с некоторой задержкой по времени, что обеспечивает нормальную работу крана в периоды неустановившегося движения груза. В кранах с телескопической стрелой ограничитель грузового момента должен иметь три датчика, реагирующих на *вес* груза, *угол наклона* стрелы и на *длину* выдвинутых секций стрелы. Сигналы от всех трех датчиков суммируются и определяют возможность работы крана.

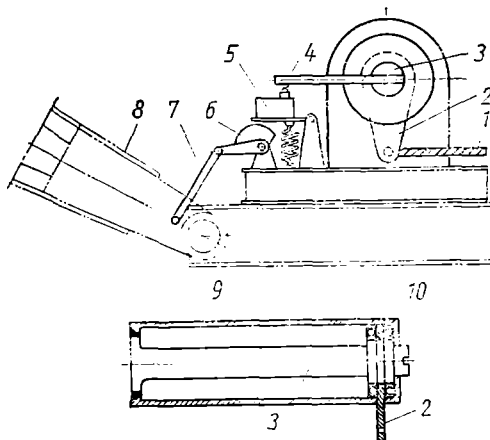


Рис. 133. Торсионный ограничитель грузового момента

На кранах, имеющих неогражденные троллейные провода, должны быть предусмотрены выключатели, устанавливаемые на дверях и люках, автоматически отключающие напряжение на троллеях при выходе лиц обслуживающего персонала на галереи, лестницы, площадки, прилегающие к троллеям.

Особые требования в отношении безопасности предъявляются к лифтам. Кабину (а иногда и противовес) снабжают специальными устройствами — ловителями, автоматически останавливающими кабину при уменьшении натяжения канатов или при превышении предельной скорости опускания. В зависимости от скорости движения кабины применяются *ловители жесткого действия* (роликовые, клиновые, эксцентрикковые), обеспечивающие практически мгновенную остановку кабины (применяются при скорости движения кабины до 1 м/с), и *ловители плавного торможения* (ими оборудуются лифты, движущиеся со скоростью более 1 м/с, а также больничные лифты, независимо от скорости движения).

Эксцентрикковый ловитель (рис. 134) имеет эксцентрик 2, расположенные по обеим сторонам кабины на общей оси 4 и удерживаемые от поворота и соприкосновения с направляющей 1 гибкой тягой 7, соединенной с подъемным канатом 6. При ослаблении по

какой-либо причине каната 6 эксцентрики 2 под действием пружины 3 поворачиваются и, входя в контакт с направляющей 1, зажимают ее между эксцентриком и противоположной стороной направляющего башмака 5, останавливая кабину.

В качестве ловителей плавного торможения часто применяются клещевые ловители (рис. 135). Они устанавливаются на оси 5 на

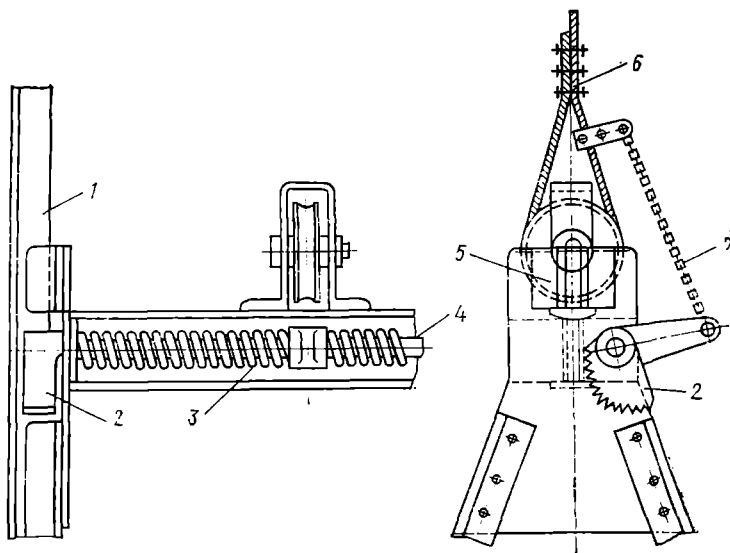


Рис. 134. Эксцентрикловый ловитель

нижней части рамы кабины. На коротких плечах клещей с одной стороны направляющей 6 расположена самоустанавливающаяся тормозная колодка 3, а с другой стороны — клиновидная колодка 7. Между колодкой 3 и направляющей 6 имеется пространство, в котором расположен клин 2. Для уменьшения трения при передвижении клина по колодке 7 применена роликовая обойма 1. Между длинными плечами клещей расположена сжатая пружина 4. При перемещении клина 2 вверх относительно колодки 7 происходит заклинивание направляющей 6; при этом под действием клина короткие плечи захвата расходятся, а длинные плечи сходятся, дополнительно сжимая пружину 4. Увеличение силы зажатия направляющей 6 происходит до того момента, пока колодка 3 вместе с кабиной не переместится относительно клина 2, удерживаемого силами трения на направляющей 6, до упора на клине 2. Наибольшее значение сжатия направляющей определяется установленной силой сжатия пружины 4. Если к моменту достижения колодкой упора на клине кабина еще не остановится, то с этим наибольшим сжатием клещевой ловитель перемещается по направляющей до полной остановки кабины.

Путь торможения кабины, т. е. расстояние, проходимое кабиной от начала сжатия колодками направляющей до полной остановки кабины, задается нормами Госгортехнадзора [25] в зависимости от номинальной скорости движения. Ловитель вступает в действие после срабатывания ограничителя скорости (рис. 136, а). Бесконечный канат 4, огибающий блок 5 ограничителя скорости и натяжной

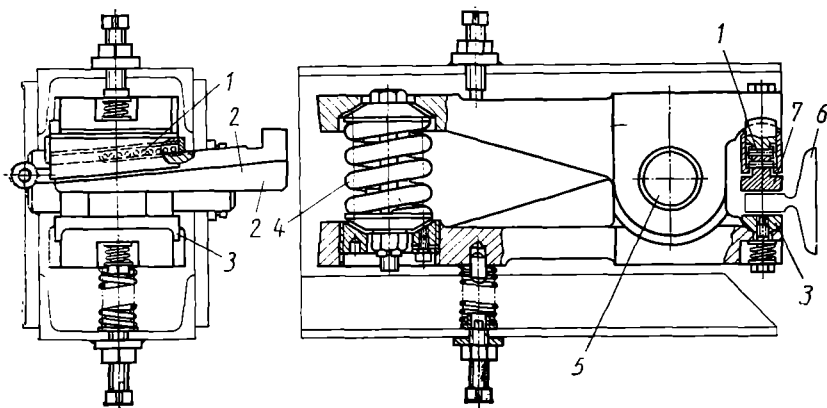


Рис. 135. Клещевой ловитель

блок 1, соединен зажимом 7 с рычагом 9, ось вращения которого закреплена на кабине 12. При движении кабины с номинальной скоростью зажим 7 увлекает за собой канат 4, заставляя вращаться механизм ограничителя скорости с заданной частотой вращения. Если кабина (или противовес, если ловитель установлен для остановки противовеса) движется со скоростью больше номинальной, срабатывает устройство 6, зажимающее канат 4 и останавливающее его движение, а так как кабина продолжает опускаться, то зажим 7, останавливаясь, поворачивает рычаг 9 по часовой стрелке. При этом через систему рычагов и тяг клинья 3 и 10 ловителей поднимаются вверх, заклинивая направляющие 2 и 11 и останавливая кабину. В исходном положении рычаг 9 удерживается от поворота пружиной 8. Ограничитель скорости срабатывает, если скорость опускания кабины превысит номинальную скорость движения не менее чем на 15% и не более чем на 40% — для лифтов с номинальной скоростью до 1,4 м/с включительно; не более чем на 33% — для лифтов с номинальной скоростью более 1,4 и до 4 м/с включительно; не более чем на 25% — для лифтов с номинальной скоростью более 4 м/с. У лифтов с номинальной скоростью движения до 0,5 м/с допускается приведение в действие ловителей при скорости не более 0,7 м/с.

В систему ловителей входит ограничитель скорости (рис. 136, б) центробежного типа. Он состоит из корпуса 17, жестко установленного в машинном отделении (см. поз. 3 на рис. 13). На неподвиж-

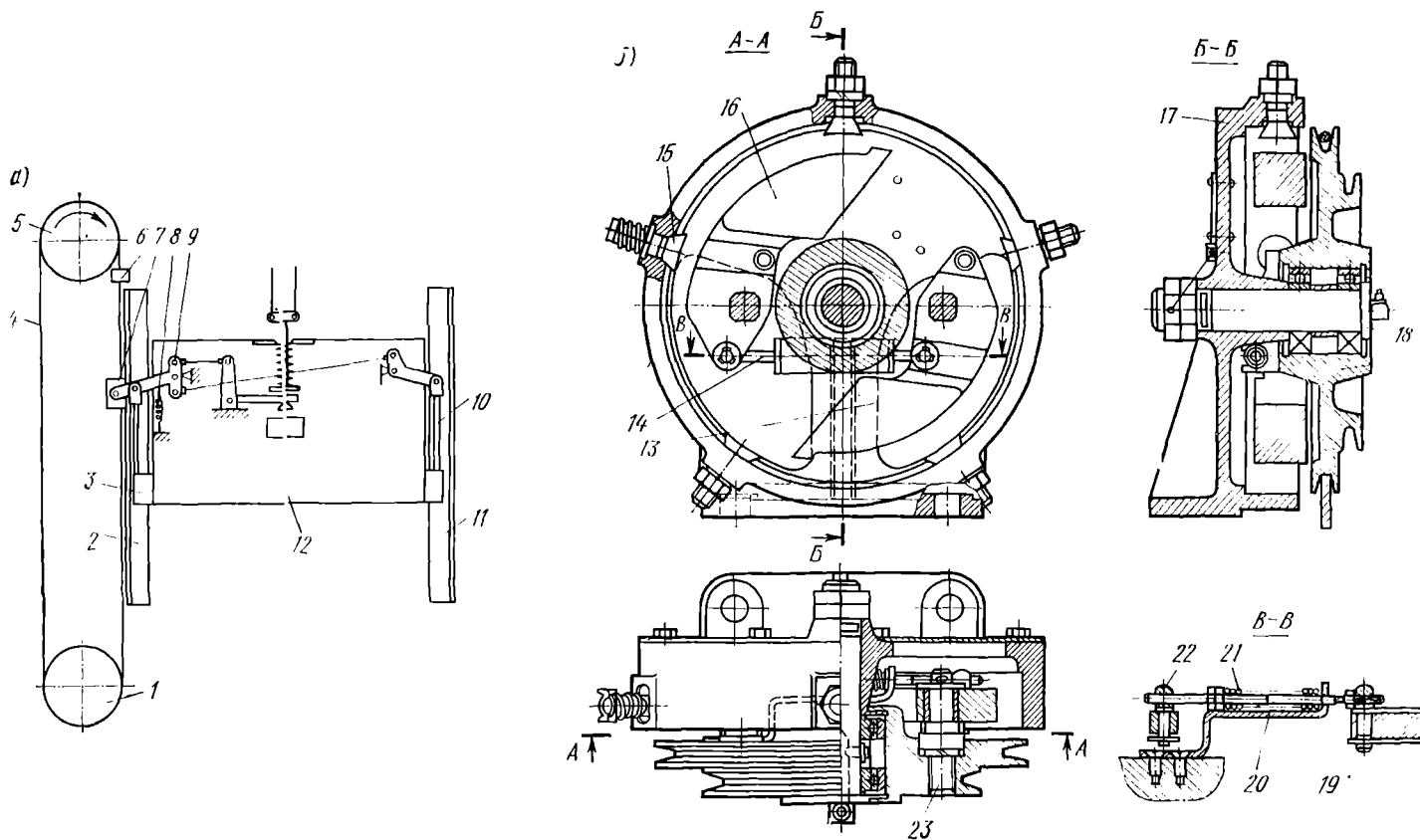


Рис. 136. Система аварийной остановки лифта:

а — схема совместной работы ограничителя скорости и ловителей; б — устройство ограничителя скорости

ной оси 18 на подшипниках качения установлен шкив 5, имеющий два ручья различных диаметров для каната (ручей меньшего диаметра используется для инспекторской проверки действия ограничителя и ловителей). Со шкивом 5 соединены оси 23, на которых расположены центробежные грузы 13 и 16, соединенные между собой тягой 14, позволяющей регулировать расстояние между пальцами 19 и 22. На поверхности шкива 5 со стороны грузов закреплен держатель 20, между концом которого и гайками тяги 14 расположена предварительно сжатая пружина 21. Тяга 14 соединяет грузы 13 и 16 так, что усилие пружины 21 притягивает грузы к оси вращения шкива.

В корпусе 17 закреплены упоры 15, образующие выступы на внутренней цилиндрической поверхности корпуса. При перемещении каната 4 ограничителя вместе с кабиной 12 шкив 5 под действием сил трения между канатом и шкивом вращается с частотой, соответствующей скорости каната, а следовательно, и скорости кабины. Вместе со шкивом вращаются и грузы 13 и 16. Возникающая центробежная сила стремится повернуть грузы вокруг осей 23 в сторону корпуса 17, но этому препятствует пружина 21. Если же скорость кабины превысит допускаемую, то силы пружины 21 оказываются недостаточны и грузы поворачиваются. При этом они зацепляются за упоры и шкив останавливается, натягивая канат ограничителя, что приводит к срабатыванию рычажной системы ловителя и захвату направляющих кабины клещами ловителя. Для проверки надежности сцепления каната со шкивом при движении кабины один из упоров 15 делают подвижным и при испытаниях его вдвигают внутрь корпуса до соприкосновения с центробежными грузами при номинальной скорости движения кабины.

Для ограничения хода кабин лифтов в нижней части шахт размещают либо жесткие упоры, либо упругие (пружинные или гидравлические) буферы, рассчитанные на остановку кабины с нагрузкой, на 10% превышающей номинальную грузоподъемность и движущейся со скоростью, допускаемой предохранительными устройствами. Согласно нормам Госгортехнадзора максимальное замедление при посадке кабины, а также противовеса на ловители или буфер не должно превышать 25 м/с^2 . Двери шахт и кабин должны иметь блокировку, исключающую возможность движения кабины при открытых дверях и позволяющую открывать двери только при полном совпадении уровней пола кабины и выходной площадки.

Глава VIII

МЕХАНИЗМЫ ПЕРЕДВИЖЕНИЯ

Механизмы передвижения служат для перемещения груза в горизонтальной плоскости. Различают два типа принципиально отличных схем механизмов передвижения. Механизмы с приводными ходовыми колесами расположены непосредственно на перемещаемом объекте (на тележке или мосту крана);

механизмы с канатной или цепной тягой расположены отдельно от перемещаемого объекта и соединяются с ним посредством гибкого элемента (канатом, цепью).

§ 27. Конструкции механизмов передвижения с приводными колесами

Краны и крановые тележки опираются на ходовые колеса. Колеса, соединенные с приводом, являются приводными (ведущими), а остальные колеса — холостыми (ведомыми). Возможны случаи,

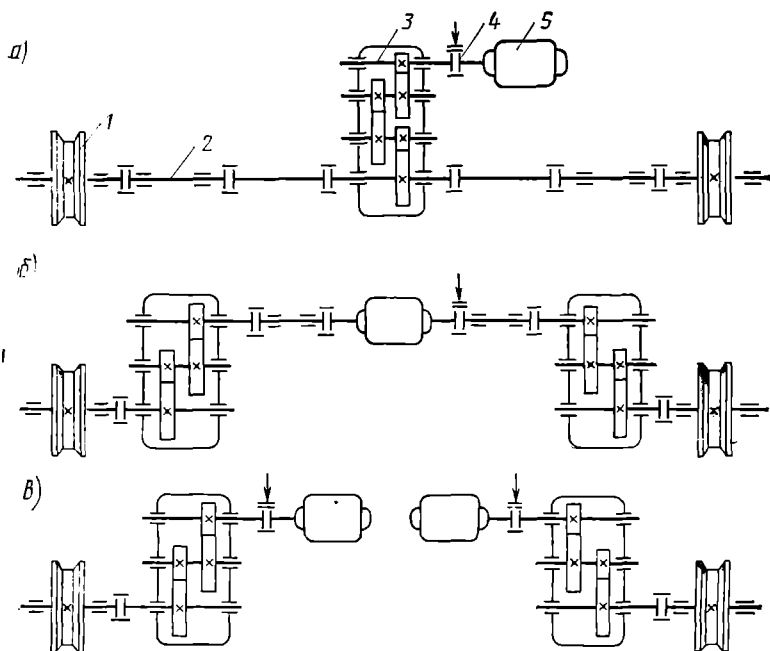


Рис. 137. Схемы механизмов передвижения кранов:

а — с тихоходным трансмиссионным валом; б — с быстроходным трансмиссионным валом; в — с раздельным приводом

когда на одном кране имеются два привода, а иногда все колеса крана являются приводными. Такие механизмы передвижения применяются, например, в металлургических кранах, работающих с расплавленным или раскаленным металлом. При выходе из строя одного из приводов начатая технологическая операция завершается с помощью другого механизма.

Механизмы передвижения мостовых кранов имеют несколько конструктивных разновидностей.

Механизмы передвижения с центральным приводом с тихоходным трансмиссионным валом (рис. 137, а). Здесь на средней части

моста устанавливают привод механизма передвижения, состоящий из двигателя 5, муфты 4 и редуктора 3. Выходной вал редуктора соединяют с трансмиссионным валом 2, собранным из отдельных секций. Секции соединены между собой муфтами и установлены на подшипниках, укрепленных на площадке моста крана. Посредством муфт трансмиссионный вал также соединяется с валами приводных ходовых колес 1. Трансмиссионный вал имеет ту же частоту вращения, что и ходовые колеса, и передает большой крутящий момент. Поэтому вал, муфты и опоры вала имеют большие размеры, что вызывает утяжеление механизма. Тормоз 3 устанавливают на муфте 4 или на свободном конце вала двигателя.

Механизм передвижения с центральным приводом с быстроходным трансмиссионным валом (рис. 137, б). При этой схеме трансмиссионный вал имеет ту же частоту вращения, что и двигатель, и передает минимальный крутящий момент. Размеры муфт, подшипников и диаметр трансмиссионного вала получаются небольшими. Необходимое передаточное число привода получают с помощью двух одинаковых редукторов, установленных около концевых балок моста крана. Выходные валы редуктора соединяются с валом ходовых колес посредством муфты. Несмотря на наличие двух редукторов (а не одного, как в предыдущей схеме), механизм при значительных пролетах получается более легким. Однако из-за высокой частоты вращения трансмиссионного вала необходима высокая точность его изготовления и монтажа, а также проведение балансировки. металлоконструкция моста в этом случае также должна иметь повышенную жесткость. Конструкция муфт должна позволять компенсировать деформации площадок, возникающие в процессе работы крана под нагрузкой. При использовании двигателей постоянного тока их включают по схеме с параллельным или смешанным возбуждением. Применение двигателей с последовательным возбуждением не рекомендуется, так как при движении моста без груза частота вращения двигателя может превысить допустимую для данного вала, а это в свою очередь может привести к разрушению вала.

Механизм передвижения со среднеходовым трансмиссионным валом. Он состоит из одного двигателя и одного редуктора, располагаемых посередине моста. На ходовых колесах укреплены зубчатые венцы, соединенные с шестернями, расположенными на концах трансмиссионного вала. Вследствие наличия открытой тихоходной зубчатой пары, отличающейся малой долговечностью, эти механизмы не нашли широкого применения.

Механизмы передвижения с раздельным приводом. Наличие трансмиссионного вала увеличивает трудоемкость изготовления крана и его массу и требует проведения весьма точного монтажа. Чтобы устранить эти недостатки, применяют раздельный привод концевых балок моста (рис. 137, в). По этой схеме каждая концевая балка моста имеет самостоятельный привод, причем приводы, расположенные на различных концевых балках, связаны только металлоконструкцией крана.

Если на одну из опорных (концевых) балок моста нагрузка меньше, чем на другую, то частота вращения двигателя на этой опоре несколько увеличивается и опора начинает забегать вперед относительно более нагруженной опоры. Но при этом первый дви-

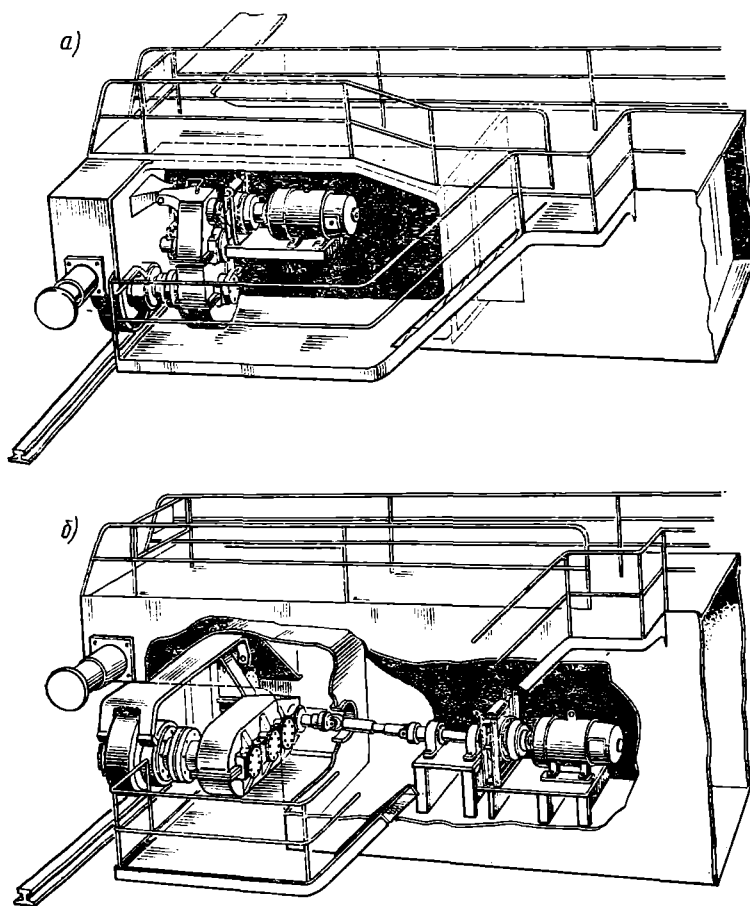


Рис. 138. Раздельный привод механизма передвижения мостового крана:

а — с вертикальным редуктором; б — с горизонтальным редуктором

гатель начинает испытывать передаваемую через металлоконструкцию моста повышенную нагрузку и разгружает двигатель второй опоры, за счет чего частота вращения первого двигателя уменьшается, а частота вращения второго двигателя увеличивается, пока они не выравняются. Таким образом, в процессе движения крана с раздельным приводом происходит перераспределение нагрузки между обоими двигателями. Хотя схема механизма с раз-

дельным приводом требует наличия двух двигателей, двух тормозов и двух редукторов, она наиболее дешева, имеет малую массу и проста в изготовлении.

Исследование механизмов передвижения с раздельным приводом показывает, что этот привод обеспечивает нормальную работу

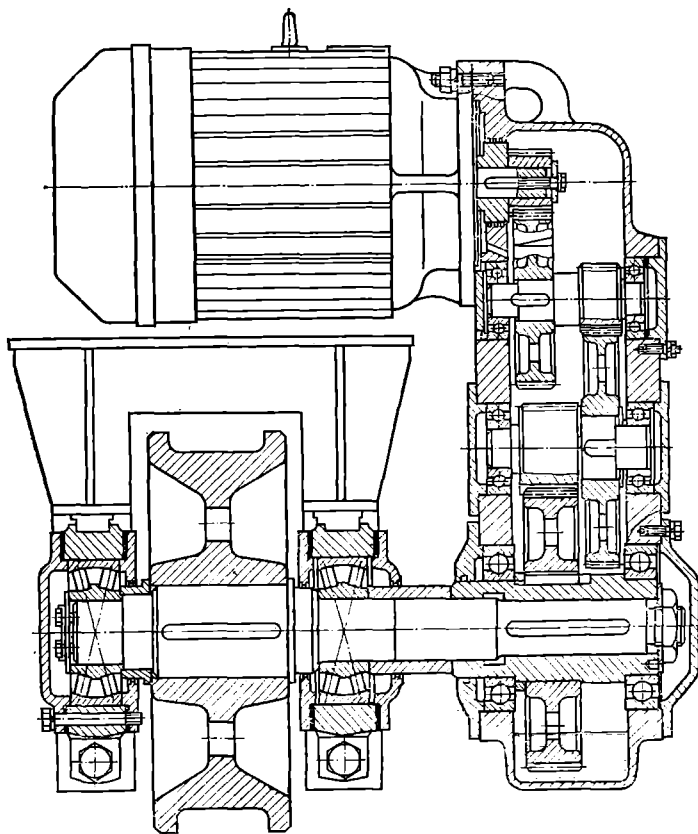


Рис. 139. Установка раздельного привода с навесным редуктором и с фланцевым электродвигателем, имеющим встроенный тормоз

кранов при $L/B \leq 6$, где L — пролет крана; B — его база. При $L/B > 6$ отмечаются повышенная упругая деформация моста крана и значительные забегания одной концевой балки относительно другой (при расположении тележки с грузом около одной из концевых балок). Для обеспечения нормальной работы крана при $L/B > 6$ необходима высокая жесткость моста в горизонтальной плоскости, что связано с его утяжелением. Техничко-экономический расчет показывает, что раздельный привод целесообразно применять при пролетах, превышающих 16 м; при меньших пролетах

экономически более выгоден центральный привод механизма передвижения. Механизмы с раздельным приводом устанавливаются на рабочих площадках около концевых балок. Соединение вала двигателя с входным валом редуктора осуществляют с помощью промежуточных валов с зубчатыми муфтами (рис. 138, а) или муфтами типа шарнира Гука (рис. 138, б), что упрощает сборку механизма, так как при этом снижаются требования к точности

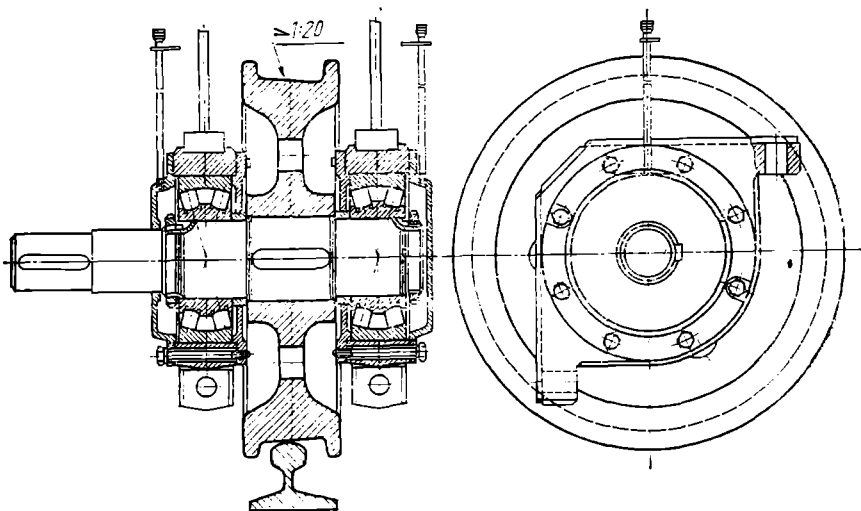


Рис. 140. Ходовое колесо с коническим ободом на роликовых подшипниках

монтажа и исключается влияние деформации металлоконструкции крана в процессе работы механизма. Эти механизмы получают все большее распространение и не только в мостовых кранах, но и в башенных, порталных, козловых кранах и др.

В современных кранах все большее применение находят редукторы, навешиваемые непосредственно на ведомый вал (рис. 139). При этом исключаются трудоемкие операции по выверке установки и центровке редуктора, снижаются требования к точности изготовления и к жесткости рамы механизма. Особенно целесообразны навесные редукторы при использовании фланцевых двигателей, так как тогда полностью устраняются все полгоночные работы. Тормозное устройство может быть прикреплено к редуктору на специальной подставке, или установлено на муфте, соединяющей редуктор с двигателем, или же быть встроенным в электродвигатель.

Выбранная схема механизма передвижения должна быть увязана с типом металлоконструкции моста. При низком расположении трансмиссионного вала относительно оси ходовых колес, что имеет место в схеме с тихоходным трансмиссионным валом, возникают затруднения в размещении редукторов на мостах из решетчатых

ферм. При балочной конструкции моста в настоящее время наибольшее применение имеет раздельный привод.

При применении механизмов передвижения с центральным приводом ходовые колеса можно выполнять с коническим ободом с уклоном 1 : 20 (рис. 140). Колеса устанавливают так, чтобы вершины конусов находились вне пролета. Ведомые ходовые колеса во всех случаях имеют цилиндрический обод. Для кранов с раздельным приводом, а также для крановых тележек рекомендуется применять колеса с цилиндрическим ободом.

Конструкция ходовых колес кранов и крановых тележек должна исключать возможность схода колес с рельсов. Для этого ходовые колеса снабжаются одним или двумя боковыми фланцами — *ребордами*, служащими для направления движения колеса по рельсу. Применение безребордных ходовых колес допускается при наличии специальных устройств, исключающих сход колеса с рельсов.

При движении с перекосом реборды цилиндрических ходовых колес постоянно трутся о рельсы, что вызывает интенсивный износ колес и рельсов. Для уменьшения трения и износа реборд ходовых колес и рельсов на реборды и головки рельсов можно наносить смазку. При ходовых колесах с коническим ободом забегание одной стороны крана относительно другой вызывает качение отстающего ходового колеса по большему диаметру и автоматическое уменьшение перекоса. В этом случае выравнивание крана происходит без участия реборд, что увеличивает срок службы ходовых колес и уменьшает сопротивление передвижению. Реборды в этом случае нужны лишь для устранения возможности схода с рельсов. Для обеспечения нормального движения крана при возможных неточностях укладки рельсового пути и неточностях монтажа металлоконструкции крана, а также для обеспечения выравнивания крана ширину рабочей части ободов *двухребордных ходовых колес* следует принимать больше ширины головки рельса: для крановых колес с цилиндрическим ободом — на 30 мм; для колес с коническим ободом — на 40; для колес крановых тележек — на 15—20 мм.

Одноребордные ходовые колеса могут применяться в следующих случаях: а) если ширина колеи наземных кранов не превышает 4 м и обе нитки пути лежат на одном уровне; б) если наземные краны передвигаются каждой стороной по двум рельсам при соблюдении условия, чтобы расположение реборд на одном рельсе было противоположным расположению реборд колес на другом рельсе; в) у опорных и подвесных тележек кранов мостового типа; г) у подвесных тележек, передвигающихся по однорельсовому пути. Колеса башенных кранов должны быть всегда двухребордными. У *одноребордных колес* опорных кранов ширина обода за вычетом реборды должна превышать ширину головки рельса не менее чем на 30 мм.

При *безребордных ходовых колесах* роль реборд выполняют направляющие ролики с вертикальной осью вращения. Эти ролики могут перемещаться как по боковым поверхностям подкрановых рель-

сов, так и по специальным направляющим, закрепленным на верхнем поясе подкрановой балки. Поверхность катания направляющего ролика может быть сферической с радиусом закругления 250—350 мм. Ширина поверхности катания безребордного ходового

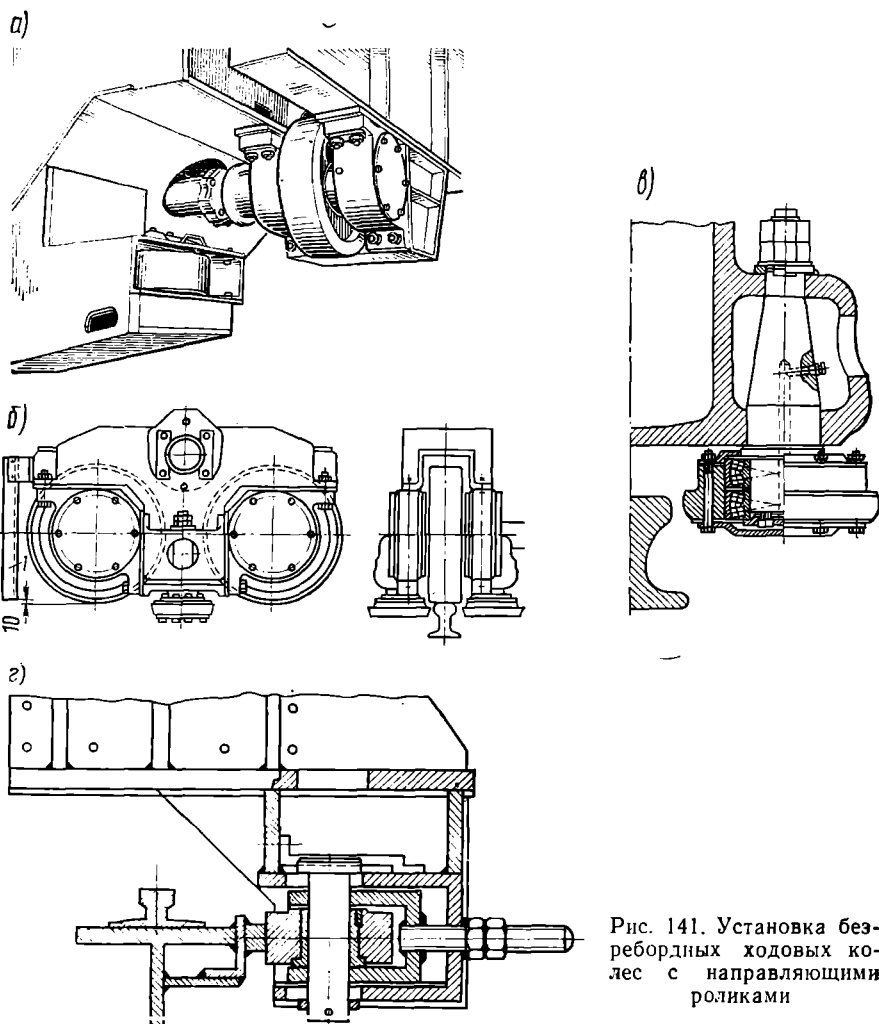


Рис. 141. Установка безребордных ходовых колес с направляющими роликами

колеса должна быть больше ширины головки рельса не менее чем на 60 мм. Применение безребордных ходовых колес с направляющими роликами существенно уменьшает потери на трение, так как трение качения ролика по рельсу меньше, чем трение скольжения реборд по рельсу, а следовательно, несколько снижается и установочная мощность электродвигателей механизма передвижения и значительно увеличивается срок службы ходовых колес. На мостовых кранах, перемещающихся на четырех ходовых колесах, на-

правляющие ролики устанавливаются обычно с внутренней стороны пролета (рис. 141, а). На кране с балансирными тележками устанавливают по два направляющих ролика на каждой тележке, располагая их по обеим сторонам подкранового рельса (рис. 141, б, в).

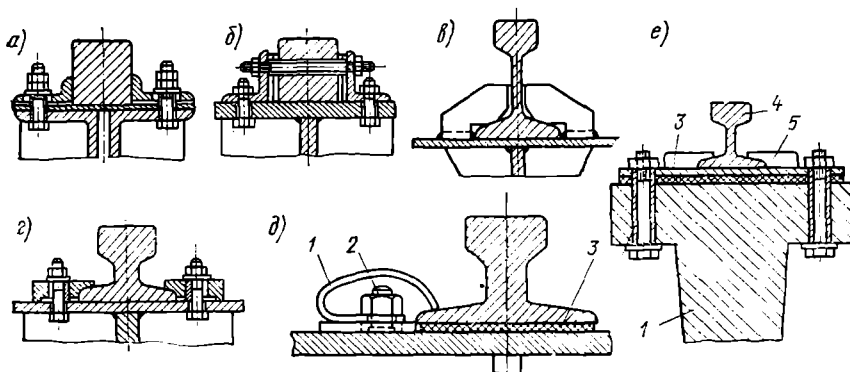


Рис. 142. Крепление рельсов к металлическим подкрановым балкам:

а — болтовое с приваренными уголками; б — болтовое с уголками; в — приваренными скобами; г — болтовое с накладками; д — пружинными скобами; е — болтовое к железобетонной подкрановой балке

Для компенсации неточности укладки рельсов и монтажа ходовой части крана между роликом и рельсом предусматривают зазор в пределах 20 мм. С целью регулирования зазора ролики рекомендуется устанавливать на оси с эксцентриситетом или на оси, имеющей возможность перемещения, например, с помощью резьбовой шпильки в направлении, перпендикулярном рельсу (рис. 141, г). При этом должно быть предусмотрено надежное стопорение оси с роликом в установленном положении.

Подкрановые и подтележные рельсы крепятся на балках так, что исключается возможность их смещения при передвижении и работе грузоподъемной машины. Для крановых путей мостовых однобалочных кранов применяют рельсы железнодорожной узкой колесной или сталь квадратного профиля с закругленными углами. Для крановых путей мостовых двухбалочных кранов применяют железнодорожные рельсы для дорог широкой колесной или крановые рельсы КР специального профиля по ГОСТ 4121—76.

Рельсы закрепляются от поперечного и продольного смещения различными способами, показанными на рис. 142. При укладке подкранового пути должны быть выдержаны допуски, установленные правилами Госгортехнадзора [20]. За рубежом также применяется в основном жесткое крепление рельса, как показано на рис. 142, а—г, но все большее применение находит конструкция крепления, допускающая возможность небольшого поперечного смещения рельсов относительно крепежной накладки, что позволяет уменьшить давление в месте соприкосновения реборды колеса

с рельсом и соответственно уменьшить износ и рельса и реборд. В этом случае крепления рельса (рис. 142, д) используются пружинные скобы 1 из хромованадиевой пружинной стали, устанавливаемые с обеих сторон рельса с шагом примерно 700 мм. Высокая упругость скоб исключает ослабление крепления скобы и допускает некоторую свободу смещения рельса относительно подкрановых балок. Скобы крепятся шпильками 2, привариваемыми к несущей балке, или болтами. Под рельс подкладывается резиновая прокладка 3 толщиной 5—6 мм, смягчающая удары при передвижении крана и уменьшающая износ прилегающих поверхностей рельса и балки. При прикреплении рельса непосредственно к железобетонной балке (рис. 142, е) на балку 1 последовательно укладывается упругая прокладка 2 из прорезиненной ткани, затем металлическая пластина 3 с закрепленным на ней с помощью прижимов 5 рельсом 4.

В мостовых кранах ходовые колеса устанавливают, как правило, на подшипниках качения. Корпуса подшипников (буксы) могут быть отъемными или разъемными. Применение отъемных букс (см. рис. 140) позволяет выкатывать колесо вместе с подшипниками, что упрощает производство ремонта.

Значения осевых нагрузок, действующих на реборды ходовых колес или на направляющий ролик безребордных колес, при расчете элементов на прочность по сочетанию максимальных нагрузок (II расчетный случай, см. § 2) должны приниматься: для мостовых кранов на четырех колесах $H_{\max} \geq 0,15F_{\max}$; при числе ходовых колес более четырех $H_{\max} \geq 0,05F_{\max}$, где $F_{\max} = (Q + Q_{\text{кр}})g$ — наибольшее расчетное давление на ходовые колеса. При расчете элементов ходовых колес и их подшипников на прочность и выносливость по I расчетному случаю (см. § 2) боковая нагрузка должна приниматься равной $H = 0,5H_{\max}$. Безребордные ходовые колеса и их элементы должны проверяться по II расчетному случаю на нагрузку $H_{\max}$. При установке сдвоенных подшипников каждый из них рассчитывается по нагрузке $0,6H_{\max}$. Горизонтальные направляющие ролики проверяются по II расчетному случаю на нагрузку $H_{\max}$ и по I расчетному случаю на нагрузку $0,5H_{\max}$. Подшипники направляющих роликов выбираются по статической грузоподъемности с запасом, равным 1,5.

Количество ходовых колес моста зависит от грузоподъемности и пролета крана. В кранах относительно невысокой грузоподъемности (до 50 т) обычно применяют четыре ходовых колеса, буксы которых прикреплены непосредственно к концевым балкам. При грузоподъемности свыше 50 т применяют большее количество ходовых колес, которые для равномерного их нагружения и обеспечения статической определенности концевых балок устанавливают попарно на балансирах, соединяемых с концевой балкой неподвижными осями (рис. 143). Число ходовых колес в зависимости от грузоподъемности можно принять по следующей рекомендации:

Грузоподъемность, т	до 50	75—125	150—200	250—300
Число ходовых колес	4	8	12	16

Механизм передвижения тележек мостовых кранов аналогичен механизму передвижения моста крана с тихоходным трансмиссионным валом. Он состоит из двигателя, установленного на раме тележки и соединенного муфтой с вертикальным редуктором. Выходной вал редуктора передает вращение ведущим ходовым колесам тележки, имеющим цилиндрическую поверхность катания,

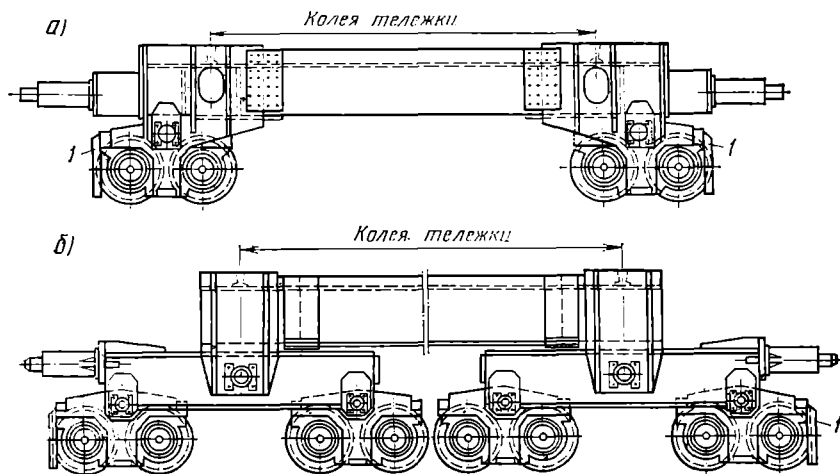


Рис. 143. Схема установки ходовых колес на балансирах 8-колесного (а) и 16-колесного (б) кранов

так как тележки мостовых кранов обычно перемещаются по рельсам с плоской головкой, укладываемым на мосту крана. Конструктивные разновидности механизмов передвижения тележек отличаются в основном расположением редуктора: *центральный* относительно колеи тележки или *навесным* — сбоку тележки.

За рубежом была сделана попытка применения мостовых опорных кранов, передвигающихся на *пневматических* ходовых колесах автомобильного типа по железобетонным подкрановым балкам. Для устранения забеганий концевых балок применены направляющие ролики с пневматическими или литыми резиновыми шинами, установленные на вертикальных осях. Податливость пневматических ходовых колес обеспечивает достаточно равномерное распределение вертикальных нагрузок между ними без применения балансиров, усложняющих конструкцию крана. Высокий коэффициент сцепления резиновых шин с подкрановыми балками позволяет уменьшить число приводных колес. Так, для крана грузоподъемностью 3 т, пролетом 24,2 м ходовая часть крана состоит из пяти ходовых колес на каждой концевой балке и только одно колесо с каждой стороны является приводным. Благодаря эластичности пневматических шин снижаются требования к точности укладки подкрановых балок.

Эти краны могут передвигаться при разности уровней в стыках подкрановых балок до 5 см, и резко уменьшаются динамические нагрузки от ударов при прохождении стыков. Благодаря высокому коэффициенту сцепления перекосы крана при его передвижении значительно уменьшаются и почти полностью исключается пробуксовка при пусках, что позволяет работать с более высокими ускорениями.

В мостовых кранах подвешного типа механизм передвижения (рис. 144) состоит из двигателя 1, приводящего во вращение через редуктор 2 трансмиссионный вал 3. Около опорных балок на мосту крана располагаются распределительные редукторы 4, два выходных вала которых через промежуточные валы 5 соединяются с тягачами 6. Тягач представляет собой обзрезиненное колесо, закрепленное на валу, подшипники которого прикреплены с двух сторон к балансирующему коромыслу 7, перемещающемуся в вертикальном направлении в направляющих 8. Прижатие тягача к нижней поверхности подвешного пути осуществляется с помощью двух пружин 9. Соединение вала тягача с промежуточными валами 5 и соединение этих валов с выходными валами распределительного редуктора 4 осуществляется посредством шлицевых шарнирных муфт с шарнирами Гука. ~

Привод механизма передвижения многоопорного подвешного крана оборудуется либо электродвигателем постоянного тока с независимым возбуждением, либо асинхронным двухскоростным электродвигателем с короткозамкнутым ротором, либо, как показано на рис. 144, устанавливаются два асинхронных электродвигателя 1 с фазными роторами, что позволяет регулировать скорость передвижения.

В отличие от мостовых кранов опорного типа, где перекося моста крана воспринимается реборами ходовых колес или направляющими роликами, в многоопорных подвешных кранах, имеющих шарнирную подвеску тележек, ограничение перекося моста реборами катков возможно лишь при значительных перекосях моста, который в условиях эксплуатации может превышать допустимый. Поэтому при достижении мостом крана максимально допустимого перекося срабатывают специальные фиксирующие устройства, снабженные конечными выключателями, отключающими электродвигатели. В этом случае мост крана может быть выровнен включением одного из приводов механизма передвижения.

Ходовые тележки крепятся к мосту крана подвесками с шарнирами, обеспечивающими им свободу перемещения в двух плоскостях, чем достигаются самоустановка тележек и компенсация кривизны крановых путей как в горизонтальной, так и в вертикальной плоскостях. Большое применение находят однорельсовые тележки, перемещающиеся по нижнему или верхнему поясу подвешного пути (рис. 144). В качестве пути используются двутавровые и тавровые балки, крестообразные балки и пути, составленные из двух уголков. Ходовые колеса для подвешных путей могут иметь различную форму поверхности катания. Так, при качении колеса по нижнему поясу рельса двутаврового профиля применяются ходовые колеса с конической поверхностью (слева на рис. 145). В процессе движения этого колеса вследствие проскальзывания его по рельсу отмечаются повышенный износ и дополнительное сопротивление передвижению. Колеса с цилиндрическим ободом применяются при качении по рельсам с горизонтальными полками или по полкам двутавров. В последнем случае оси колес располагают на-

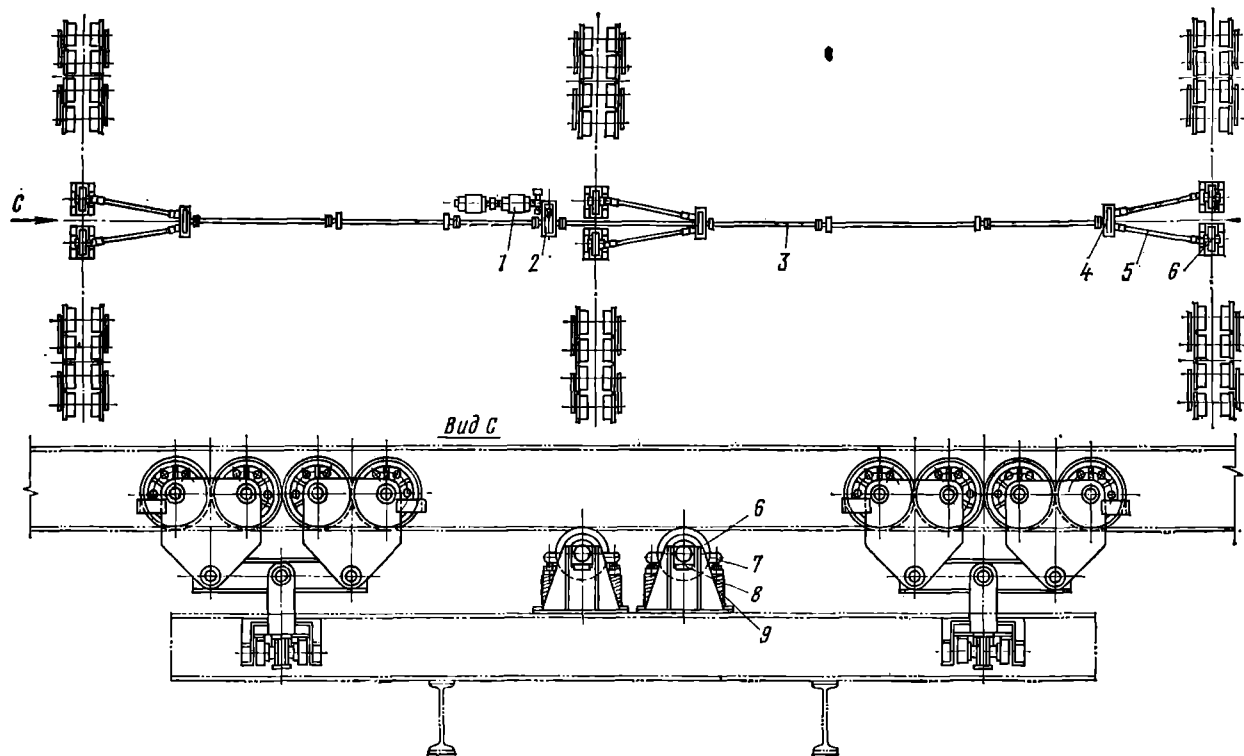


Рис. 144. Механизм передвижения подвешного крана с фрикционным тягачом

клонно (в центре на рис. 145), т. е. параллельно поверхности качения. Вследствие некоторого усложнения изготовления и монтажа колеса с наклонными осями применяются относительно редко. Колеса с выпуклой (бочкообразной) поверхностью (справа на рис.

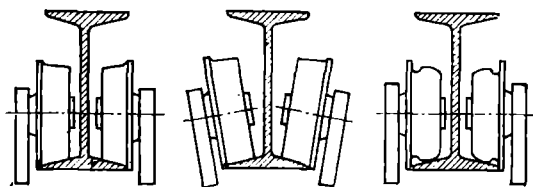


Рис. 145. Формы поверхности катания ходовых колес

145) применяются при различных профилях подвешного пути. Ходовые колеса для подвешных путей выполняются одноробордными. Возможно применение безребордных колес при установке на тележке направляющих роликов с вертикальной осью вращения.

Тележки однорельсовых путей могут иметь ручной или электрический привод. Ручное передвижение тележки осуществляется или с помощью приводной звездочки (см. рис. 106, б), приводимой во вращение бесконечной сварной цепью, или толканием груза, подвешенного к тележке. При электроприводе крутящий момент от электродвигателя передается к ходовым колесам посредством зубчатого редуктора. Привод на ведущие ходовые колеса может быть

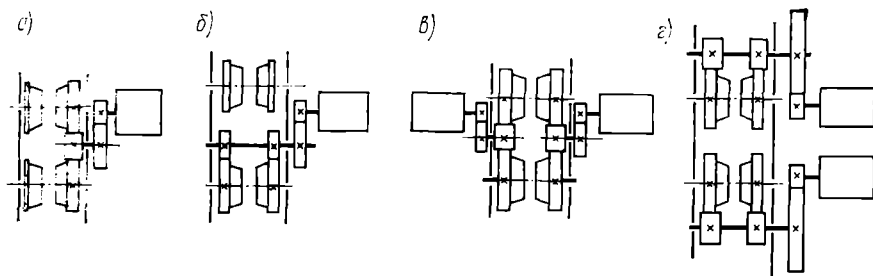


Рис. 146. Схемы приводов однорельсовых тележек:

а — односторонний; *б* — двусторонний; *в* — сдвоенный односторонний; *г* — сдвоенный двусторонний

односторонний, когда приводятся во вращение ходовые колеса, расположенные с одной стороны (рис. 146, *а*), и *двусторонний*, когда приводятся во вращение ходовые колеса с обеих сторон рельса (рис. 146, *б*). Приводными могут быть одно, два или все четыре ходовых колеса тележки. Находят применение также *сдвоенные односторонние* (рис. 146, *в*) и *двусторонние* (рис. 146, *г*) приводы. При работе на путях, имеющих криволинейные участки, наибольшее применение находят тележки с приводом всех четырех колес от одного или двух двигателей. Односторонний привод (рис. 146, *а*), более простой в изготовлении и имеющий меньшую стои-

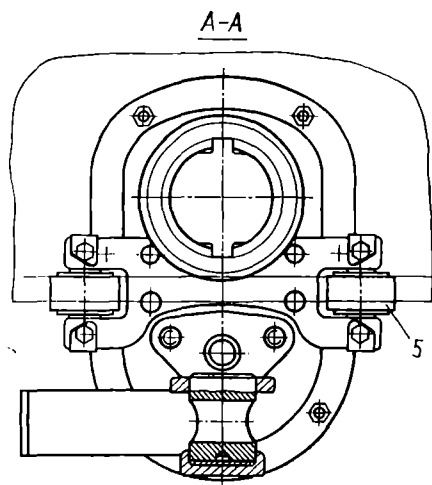
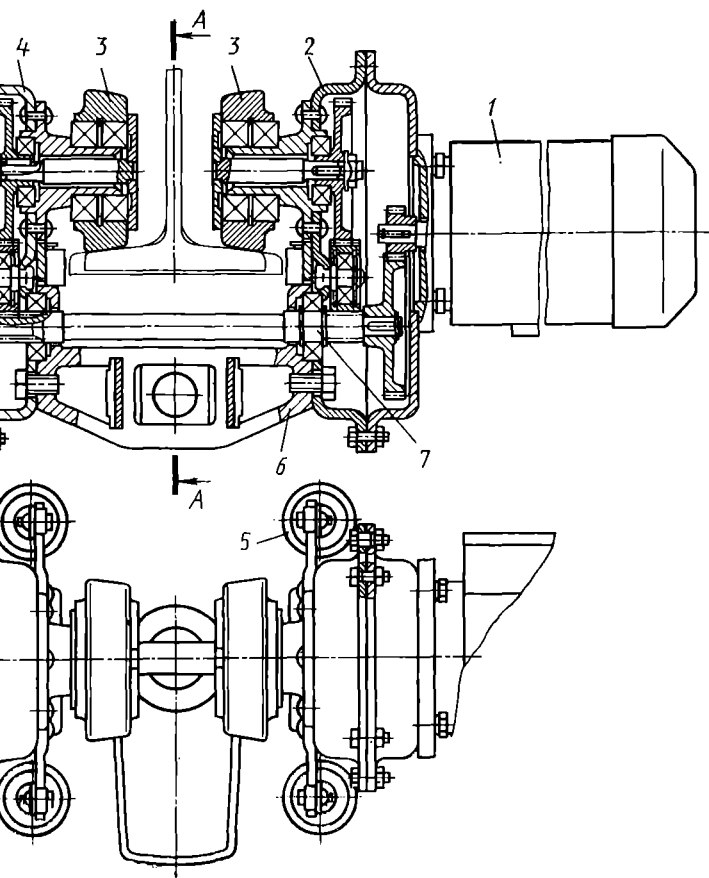


Рис. 147. Однорельсовая тележка
электроприводом



мость, вызывает перекося тележки и применяется только при работе на прямолинейных путях.

Механизм передвижения электротали конструкции ВНИИПТ-МАШ (см. рис. 11) состоит из приводной и не приводной тележек, к которым с помощью осей подвешивается электроталь. *Приводная шарнирная двухкатковая тележка* (рис. 147) имеет правый 2 и левый 4 редуктора, соединенные между собой приставкой 6. Без-

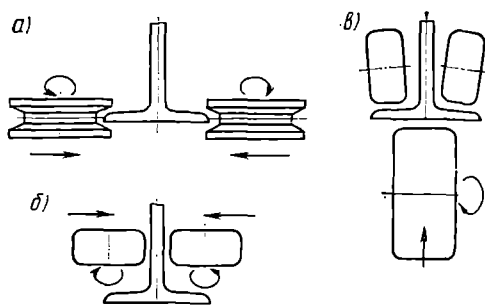


Рис. 148. Схемы установки приводных колес одиорельсовых фрикционных тягачей

ребордные приводные катки 3 перемещаются по двутавровому пути и приводятся во вращение одно- или двухскоростным электродвигателем 1, укрепленным на крышке правого редуктора 2. Этот редуктор двухступенчатый, а левый редуктор имеет только вторую ступень зубчатой передачи с паразитной шестерней. Оба редуктора связаны между собой валом 7. Выходные валы редукторов соединены с катками 3, имеющими бочкообразный профиль поверхности катания, закаленный до твердости HRC 35—40. Оба редуктора имеют установленные на вертикальных осях направляющие ролики 5, предотвращающие перекося тележки при ее движении. Для перемещения по двутавровому профилю с разной шириной полки редукторы тележки могут раздвигаться на необходимую ширину за счет изменения размеров приставки 6 и вала 7. Для передвижения по криволинейным путям в приставке 6 имеется вкладыш с упорным шарикоподшипником, обеспечивающий возможность поворота тележки относительно вертикальной оси.

Неприводная шарнирная тележка имеет два катка, установленных на осях с помощью шарикоподшипников. Обе тележки шарнирно соединяются между собой несущей траверсой. Наличие шарнирного соединения позволяет тележкам передвигаться по путям с малым радиусом закругления и уменьшает сопротивления при передвижении на закругленных участках пути.

Сила сцепления ведущих колес таких тележек с рельсом зависит от загрузки тележки и от расположения центра тяжести грузовой и ненагруженной тележки. Поэтому все большее применение находит привод с фрикционным тягачом, при котором сила тяги не зависит от загрузки тележки. При небольшой тяговой силе применяют тягачи с приводными роликами, зажимающими нижнюю полку рельса (рис. 148, а). Для больших тяговых сил находят применение тягачи с приводными колесами, зажимающими с двух сторон стойку рельса (рис. 148, б). Наибольшим распространением пользуются тягачи с приводным колесом, прижимаемым к нижней

полке рельса (рис. 148, *в*). Они весьма компактны, маневренны, но сила прижатия увеличивает потери на трение при передвижении ходовых колес.

На рис. 149, *а* представлена одна из таких конструкций на основе последней схемы. Таль 1 подвешена на неприводных тележках 2, перемещающихся по двутавровому пути. Тягач 3 с обрезиненным ободом подвешен на отдельной тележке 3, сцепленной с тележкой электротали. Привод 4 механизма передвижения расположен на тележке тягача. Колесо тягача прижимается к двутавру пружинами 6.

Вместо обрезиненного колеса может применяться колесо с пневмошиной (рис. 149, *б*), обладающей более высокой упругостью по сравнению с литой шиной. При этом коэффициент сцепления повышается примерно на 20% и позволяет вместо прижимных пружин ограничиться прижатием колеса к рельсу винтовыми стяжками *а*.

Однорельсовые тележки с фрикционным тягачом могут перемещаться как по горизонтальному, так и по наклонному и даже по вертикальному пути.

Скорости движения (в метрах в минуту) приводных электрических тележек в зависимости от метода управления, конструкции и назначения имеют следующие значения:

При управлении с пола	15—30
При автоматическом и дистанционном управлении	30—100
При управлении водителем из кабины	30—180
У кранов, управляемых с пола	32

В кранах-штабелерах подвесного или опорного типа механизм передвижения аналогичен механизмам обычных мостовых кранов или электроталей. Однако в кранах-штабелерах обязательно наличие второй, более низкой, чем рабочая, скорости для механизма передвижения моста, а краны, управляемые из кабины, обычно имеют и двухскоростной привод передвижения тележки. Изменение скорости достигается применением двухскоростных асинхронных короткозамкнутых электродвигателей. При необходимости изменения скорости в широких пределах применяют установку специальных микроприводов. На тяжелых кранах-штабелерах применяют приводы с двигателями постоянного тока с регулировкой скорости по системе генератор — двигатель. Особое внимание обращается на выбор значений ускорения при пуске и замедления при торможении. Ускорения при пуске ограничивают, применяя электродвигатели с фазным ротором, а при применении двигателей с короткозамкнутым ротором мощность двигателя выбирают так, чтобы пусковые моменты не превышали статические моменты сопротивления более чем на 60—80%.

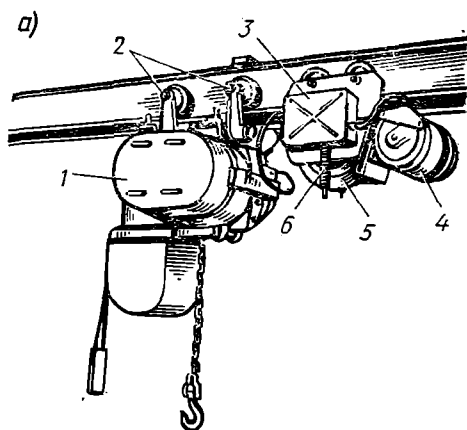
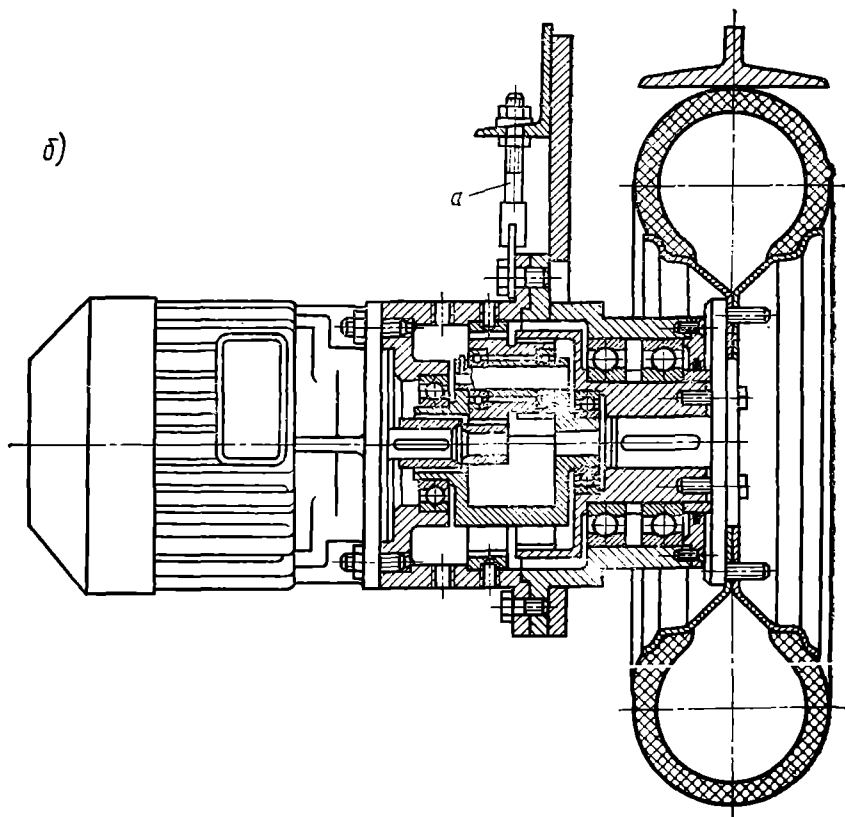


Рис. 149. Конструкции фрикционных тягачей для однорельсовых тележек:

а — с обрезиняемым колесом; б — с пневмоцилиндром



§ 28. Определение сопротивления передвижению механизмов с приводными колесами

При передвижении тележки или крана по рельсам двигатель механизма передвижения преодолевает сопротивление сил трения, инерции, ветровой нагрузки, а также сопротивления, которые могут появиться при движении вверх по наклонному пути. Однако ветровая нагрузка появляется только при работе на открытом воздухе, а составляющую силу тяжести при движении по наклонному пути учитывают только в тех случаях, когда заранее известно, что подкрановый путь имеет уклон на значительном протяжении.

В данном параграфе подробно рассмотрено определение сопротивления передвижению, вызываемое трением. Передвижение крана сопровождается трением в опорах колес, а при использовании подшипников скольжения также трением торцов ступиц колес о прилежащие детали. При качении по рельсу колес, нагруженных силой $G_{rp} + G$, в опорах колеса возникает момент трения, равный $f(G_{rp} + G)d/2$, где G_{rp} — вес транспортируемого груза; G — собственный вес тележки или крана; d — диаметр цапфы; f — приведенный коэффициент трения, имеющий для различных подшипников следующие значения:

Подшипники скольжения:	
открытого типа	0,1
букса с жидкой смазкой	0,08
Подшипники качения:	
шариковые и роликовые	0,015
конические	0,02

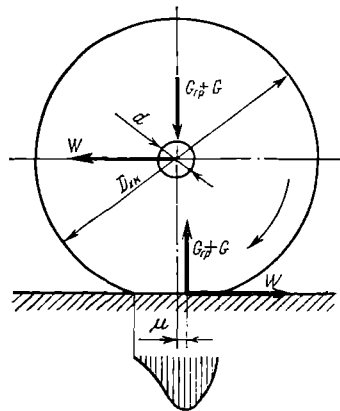


Рис. 150. Схема определения момента сопротивления передвижению

Материал колес по своим физическим свойствам не является идеально упругим, поэтому при его движении по жесткому основанию оказывается, что сумма нормальных давлений в точках, выходящих из-под контакта, меньше, чем в точках, входящих в контакт, так как восстановление первоначального объема происходит с некоторым запаздыванием по отношению к снятию нагрузки. По этой причине нормальная равнодействующая реакции $G_{rp} + G$ смещается от линии, проходящей вертикально через ось колеса на размер μ (рис. 150), называемый коэффициентом трения качения колеса по рельсу. Его значения указаны в табл. 25.

Таблица 25. Коэффициент трения качения μ , см,
для стальных ходовых колес

Рельс	Диаметр ходового колеса $D_{х.к.}$, мм				
	200—320	400—560	630—700	800	900—1000
С плоской головкой	0,03	0,05	0,06	0,065	0,07
С выпуклой головкой	0,04	0,06	0,08	0,1	0,12

При этом возникает момент сопротивления от качения колеса по рельсу, равный $(G_{гр} + G)\mu$.

Общий момент сопротивления передвижению

$$M_1 = (G_{гр} + G)\mu + f(G_{гр} + G)d/2.$$

Сопротивление передвижению, приведенное к окружности качения колеса диаметром $D_{х.к.}$ (рис. 150), равно

$$W' = \frac{2M_1}{D_{х.к.}} = \frac{G_{гр} + G}{D_{х.к.}} (2\mu + fd). \quad (41)$$

Как уже указывалось, при движении кранов мостового типа по рельсовому пути вследствие различных причин, в том числе из-за неточностей укладки подкранового пути и также из-за различия в характеристиках электродвигателей при раздельном приводе, происходит отставание или забегание одной стороны крана относительно другой и может образоваться перекося моста. При движении крана с перекося плоскости качения ходовых колес не совпадают с направлениями движения и происходит поперечное скольжение ободов ходовых колес по рельсу. Перекося вызывает появление поперечных горизонтальных нагрузок, которые воспринимаются или ребрами ходовых колес, или направляющими роликами (при безребордных ходовых колесах). Перекося крана с двухребордными колесами может ограничиваться обычно ребрами колес, расположенных по диагонали моста, а иногда ребрами колес на одной стороне моста или ребрами одного колеса.

Для первого случая максимальные боковые нагрузки S_n на колесо крана в горизонтальной плоскости перпендикулярно рельсовому пути определяются:

1) максимальными силами перекося крана S_{max} , действующими вдоль оси рельса,

$$S_n = S_{max} L/B,$$

где L и B — соответственно пролет и база крана: для крана с двумя приводными колесами максимальная сила перекося $S_{max} = 2f_{сц}N_{min}$, где N_{min} — минимальное давление на приводное колесо концевой балки крана при тележке, расположенной около противоположной концевой балки; $f_{сц} = 0,15$ — коэффициент сцепления приводного колеса с рельсом;

2) силами поперечного скольжения колес по рельсу

$$S_n = f_{ск}(G_{гр} + G),$$

где $f_{ск} = 0,1$ — коэффициент скольжения колеса по рельсу.

Расчет концевых балок крановых мостов, элементов баланси-
ров и направляющих роликов ведется по большему из этих двух
значений $S_{п.}$

Сопротивление трения реборд ходовых колес о рельсы теорети-
чески оценить трудно, так как оно определяется большим количе-
ством разнообразных факторов (конструкцией опор и видом по-
верхности катания колеса и рельса, отношением пролета к базе,
скоростью движения, состоянием подкранового пути, положением
точки контакта реборды с рельсом и т. п.). Поэтому сопротивление
реборд в общепринятой практике расчетов учитывают коэффици-
ентом k_p , называемым коэффициентом трения реборд, но фактиче-
ски учитывающим дополнительные сопротивления, например
трение торцов ступиц колес при их установке на подшипниках
скольжения, трение от поперечного скольжения колес по рельсу,
трение при движении токоъемников по питающим проводам и пр.
Эти дополнительные сопротивления условно принимают пропор-
циональными сопротивлению трения в опорах колеса и трения ка-
чения колеса по рельсу. Значение коэффициента k_p , установленного
на основе обобщения результатов экспериментальных исследова-
ний, можно принять по рекомендациям ВНИИПТМАШ:

Вид обода хо- дового колеса	Привод механизма	Значение k_p
<i>Для кранового моста опорного типа</i>		
Конический	Центральный	1,2
	Раздельный	1,1
	Центральный	1,5
Цилиндрический с ребордами	Центральный	1,5
Цилиндрический безребордный с направляющими рольками	Раздельный или центральный	1,1
<i>Для крановой тележки</i>		
Цилиндрический с ребордами	Центральный с жестким токоподводом	2,5
	Центральный с кабельным токоподводом	2,0
<i>Для подвесных кранов</i>		
Конический од- норебордный	Односторонний на подшипниках качения	2,5
	Односторонний на подшипниках скольже- ния	2,0
	Двусторонний на подшипниках качения	2,0
	Двусторонний на подшипниках скольже- ния	1,8

С учетом коэффициента трения реборд момент сопротивления
и силу сопротивления, действующие на ходовом колесе, можно
определить по следующим выражениям:

$$M_1 = (G_{гр} + G) (\mu + f d / 2) k_p,$$

$$W = \frac{G_{гр} + G}{D_{х.к}} (2\mu + f d) k_p. \quad (42)$$

Момент сопротивления, приведенный к валу двигателя,

$$M_c = \frac{M_1}{u_m \eta_m} = \frac{W D_{x.k}}{2 u_m \eta_m},$$

где u_m и η_m — соответственно передаточное число и КПД механизма между валом двигателя и валом ходовых колес.

Для кранов с безребордными ходовыми колесами сила сопротивления, приведенная к оси ходового колеса, равна

$$W = \frac{G_{гр} + G}{D_{x.k}} (2\mu + f d) + \frac{S_{II}}{D_p} (2\mu_p + f_p d_p),$$

где D_p , d_p — соответственно диаметры поверхности катания направляющего ролика и цапфы оси ролика; μ_p — коэффициент трения качения; f_p — коэффициент трения в подшипнике ролика.

В отличие от механизмов передвижения мостовых кранов у консольных кранов кроме ходовых колес, воспринимающих вертикальные нагрузки, имеются еще ролики с вертикальной осью вращения, воспринимающие горизонтальные нагрузки (рис. 151). При расчете сопротивления передвижению этих кранов необходимо определить максимальные нагрузки на ходовые колеса и поддерживающие ролики. Так, наибольшая вертикальная нагрузка на ходовые

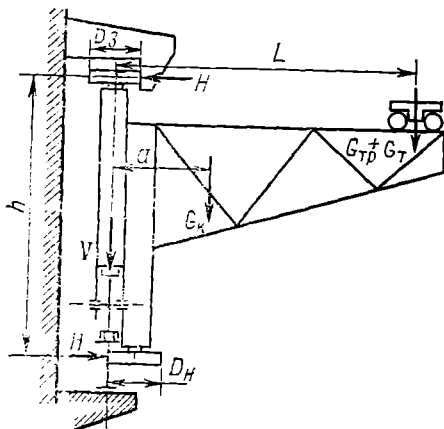


Рис. 151. Схема определения нагрузок в опорах колес консольного крана

колеса $V = G_{гр} + G + G_t$, где G_t — вес тележки; наибольшая горизонтальная нагрузка на поддерживающие ролики $H = [(G_{гр} + G_t)L + Ga]/h$, где a — расстояние от центра тяжести крана до центра рельса, по которому перемещаются ходовые колеса.

Тогда общее сопротивление передвижению крана с грузом, приведенное к окружности качения приводного ходового колеса, равно

$$W = \frac{V}{D_{x.k}} (f d + 2\mu) + \frac{H}{D_n} (f_n d_n + 2\mu_n) + \frac{H}{D_v} (f_v d_v + 2\mu_v), \quad (43)$$

где $D_{x.k}$, d , f и μ — соответственно диаметры поверхности катания и цапфы, коэффициент трения в подшипнике и коэффициент трения качения ходового колеса; D_n , d_n , f_n и μ_n — то же, для нижнего поддерживающего ролика; D_v , d_v , f_v и μ_v — то же, для верхнего поддерживающего ролика.

В *однорельсовых тележках*, перемещающихся по подвесному пути, дополнительная сила сопротивления передвижению переко-

шенной тележки различна для тележек, имеющих жесткую базу и шарнирное соединение колесных пар. Эта сила от трения реборд, трения поперечного проскальзывания и трения в опорах колеса учитывается введением коэффициента реборд k_p' , на который нужно умножить сумму всех сопротивлений передвижению тележки на прямолинейном участке без перекоса. Коэффициент трения реборд k_p' для однорельсовых тележек принимают по следующим рекомендациям:

Тележек	Опоры качения	Опоры скольжения
С жесткой базой	1,4	1,6
С шарнирным соединением колесных пар	2,5	—

На криволинейных участках сопротивление передвижению существенно повышается. Так, для тележек с жесткой базой и односторонним приводом значение коэффициента трения реборд принимается равным $2k_p'$; для тележек с жесткой базой и двусторонним приводом оно равно $(1,2 \div 1,5) k_p'$. Большое влияние на значение сил сопротивления оказывает радиус закругления пути. При малых радиусах они существенно выше. Допустимое значение радиуса закругления зависит от конструкции тележки и от скорости ее передвижения. Для шарнирных тележек со скоростью передвижения до 60 м/мин радиус закругления не превышает 1,2 м. Для ручных тележек, работающих в стесненных условиях, он может быть уменьшен до 0,9 м. При скорости передвижения выше 90 м/мин с целью ограничения центробежной силы радиус закруглений увеличивают до 3—6 м. Для тележек с жесткой базой грузоподъемностью 3 т и более радиус закругления принимается не менее $14l$, где l — база тележки, а для быстроходных тележек — не менее $(20 \div 30)l$.

При применении фрикционных тягачей для подвесных кранов коэффициент, учитывающий различные дополнительные сопротивления движению катков крана по двутавровому пути, в том числе от перекосов и трения реборд, принимают равным $k_p = 1,3 \div 2,5$. Расчетная суммарная сила сопротивления движению подвесного крана или тали в этом случае

$$W_{\text{сумм}} = W_{\text{фр}} k_p + W_{\text{т}} + W_{\text{укл}} + W_{\text{в}}.$$

Здесь первый член уравнения $W_{\text{фр}} k_p$ — сила сопротивления передвижению колес тележки по двутавровому горизонтальному подвесному пути от веса крана G_k , веса грузовых тележек G_t , веса груза $G_{\text{гр}}$ и силы zF прижатия тягачей к рельсу (сопротивление от трения реборд учитывается коэффициентом k_p):

$$W_{\text{фр}} = \frac{G_{\text{гр}} + G_k + G_t + zF}{D_{\text{х.к}}} (2\mu + fd),$$

где z — число тягачей; μ , f , d , $D_{\text{х.к}}$ — те же величины, что и в уравнении (41). Теоретически необходимую силу прижатия тягача к

подвесному пути определяют по формуле $F_1 = W_{\text{сумм}}/\varphi$ при коэффициенте сцепления φ (для монолитного резинового обода с рельсом $\varphi = 0,35 \div 0,45$ при сухой поверхности трения и $\varphi = 0,25$ при влажной поверхности трения; при применении пневмошин соответственно $\varphi = 0,6 \div 0,7$ и $\varphi = 0,45$). Расчетная сила прижатия тягача к поверхности рельса $F = kF_1$, где $k = 1,5$ — коэффициент запаса, обеспечивающий надежное сцепление тягача с рельсом при разгоне и торможении крана.

Второй член уравнения W_{τ} — сила сопротивления движению от перекатывания катков тягачей:

$$W_{\tau} = \frac{zF}{D_{\tau}} (2\mu_{\tau} + fd),$$

где D_{τ} — диаметр поверхности катания тягачей; f и d — соответственно коэффициент трения в подшипниках и диаметр цапфы вала катка; μ_{τ} — коэффициент трения качения, м, при плоском рельсе и резиновом ободке катка тягача:

$$\mu_{\tau} = 0,17 \cdot 10^{-3} \sqrt{FD_{\tau}/(2BE)},$$

где B — ширина поверхности катания обода тягача, м; E — модуль упругости резины, МПа, зависящий от сорта резины (для предварительных расчетов принимают $\mu_{\tau} = (3 \div 6) \cdot 10^{-3}$ м).

Третий член уравнения $W_{\text{укл}}$ — сопротивление от уклона выражается формулой

$$W_{\text{укл}} = (G_{\text{гр}} + G_{\text{к}} + G_{\text{т}}) \alpha,$$

где α — уклон пути.

При работе на открытом воздухе кроме сил сопротивления от трения должно быть учтено дополнительное сопротивление передвижению от встречной ветровой нагрузки рабочего состояния $W_{\text{в}}$ (см. § 3).

Необходимо отметить, что сила сопротивления W и момент статического сопротивления $M_{\text{с}}$ обычно рассматриваются как величины постоянные, хотя на самом деле в процессе передвижения крана или тележки эти величины могут изменяться в значительных пределах.

Мощность двигателя (в киловаттах), необходимую для обеспечения движения со скоростью v , м/мин, подсчитывают по формуле

$$P_{\text{ст}} = \frac{W_{\text{сумм}} v}{1000 \cdot 60 \epsilon \eta}, \quad (44)$$

где η — КПД механизма передвижения; ϵ — количество двигателей в механизме передвижения.

§ 29. Нагрузки в механизмах передвижения при пуске и торможении

Процесс пуска. Уравнение моментов при пуске имеет вид

$$M_{\text{пуск}} = M_c + M_{\text{ин}} = M_c + M_{\text{ин}1} + M_{\text{ин}2}. \quad (45)$$

Момент сил инерции $M_{\text{ин}}$ при пуске состоит из момента сил инерции вращающихся масс механизма $M_{\text{ин}1}$ и момента сил инерции поступательно движущихся масс груза и крана (тележки) $M_{\text{ин}2}$. Момент $M_{\text{ин}1}$ определяется, как в механизме подъема, по зависимости (37). Момент $M'_{\text{ин}2}$, Н·м, действующий на валу ходовых колес при тех же допущениях, какие были приняты для механизма подъема (в § 23), равен

$$\begin{aligned} M'_{\text{ин}2} &= (Q + Q_1) a \frac{D_{x,k}}{2} = (Q + Q_1) \frac{v}{t_n} \frac{D_{x,k}}{2} = \\ &= (Q + Q_1) \frac{\pi D_{x,k} n_{x,k}}{60 t_n} \frac{D_{x,k}}{2}, \end{aligned}$$

где $Q + Q_1$ — масса крана или тележки и груза при движении крана с грузом; Q — масса поступательно движущегося груза, кг; Q_1 — собственная масса тележки или крана, кг; a — ускорение при пуске, м/с²; v — установившаяся скорость движения крана, м/с; t_n — период неустановившегося движения, с. Частоту вращения ходового колеса можно выразить через частоту вращения вала n_1 двигателя по соотношению $n_{x,k} = n_1 / u_m$, где u_m — передаточное число механизма.

Тогда момент силы инерции, действующей на валу ходового колеса, выражается формулой

$$M'_{\text{ин}2} = \frac{(Q + Q_1) D_{x,k}^2 n_1}{38,2 t_n u_m}$$

и этот же момент, приведенный к валу двигателя,

$$M'_{\text{ин}2} = \frac{(Q + Q_1) D_{x,k}^2 n_1}{38,2 t_n u_m^2 \eta_m}. \quad (46)$$

Подставив в уравнение (45) выражения моментов инерции, из формул (37) и (46) получим

$$M_{\text{пуск}} = M_c + (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_n} + \frac{(Q + Q_1) D_{x,k}^2 n_1}{38,2 t_n u_m^2 \eta_m}. \quad (47)$$

В этом уравнении имеются две величины, связанные между собой: время пуска t_n и пусковой момент $M_{\text{пуск}}$. Минимально допустимое время пуска можно определить из условия надежного сцепления ходовых колес с рельсами, т. е. отсутствия пробуксовки. Надежность сцепления зависит от соотношения между силой сцепления и движущей силой. Так как сила сцепления имеет меньшее значение при отсутствии груза, то наибольшая опасность буксования возникает именно в этом случае. Следовательно, он и является

расчетным. Тогда сила сцепления $F = \Delta G \varphi$, где ΔG — часть общего веса крана без груза, приходящаяся на приводные ходовые колеса (сцепной вес при работе без груза); φ — коэффициент сцепления колеса с рельсом: для кранов, работающих на открытом воздухе, $\varphi = 0,12$; для кранов, работающих в закрытых помещениях, $\varphi = 0,2$; при работе на открытом воздухе с применением песочниц $\varphi = 0,25$.

Для кранов мостового типа и крановых тележек сцепной вес ΔG с достаточной степенью точности определяется по формуле

$$\Delta G = Gm/n,$$

где G — общий вес крана без груза; m — число приводных ходовых колес; n — общее число ходовых колес.

Чтобы не было пробуксовывания ходовых колес по рельсу в период пуска, сила сцепления должна быть не меньше суммы сил сопротивления движению. Для периода пуска в эту сумму входят следующие величины:

1) сила инерции поступательно движущихся масс крана

$$F_{ин} = \frac{G}{g} a;$$

2) сила сопротивления перемещению $W - W_{пр}$ от сил трения в цапфах колес, трения качения колеса по рельсу и трения реборд [см. уравнение (42)] без учета трения в цапфах приводных колес, которое при пробуксовывании ходовых колес по рельсу является внутренним сопротивлением и не оказывает влияния на надежность сцепления колес с рельсами: здесь сила трения в цапфах приводных колес

$$W_{пр} = \Delta G f d / D_{х.к};$$

3) сила сопротивления ветра рабочего состояния W_v при динамическом давлении ветра, принимаемом по рекомендациям ГОСТ 1451—77

Отсюда условие, определяющее отсутствие буксования, имеет вид

$$\Delta G \varphi \geq F_{ин} + (W - W_{пр}) + W_v.$$

Для обеспечения надежного сцепления устанавливают коэффициент запаса сцепления $k_{сц}$: при нормальной работе без ветровой нагрузки $k_{сц} = 1,2$ и при нормальной работе с ветровой нагрузкой $k_{сц} = 1,1$. Тогда

$$\Delta G \varphi = k_{сц} (F_{ин} + W_v + W - W_{пр}).$$

Подставив в это уравнение значения сил $F_{ин}$, W_v , W и $W_{пр}$ после преобразований, получаем максимально допустимое значение ускорения при пуске, при котором обеспечивается заданный запас сцепления:

$$[a] = \left[\frac{m}{n} \left(\frac{\varphi}{k_{сц}} + f \frac{d}{D_{х.к}} \right) - (2\mu + fd) \frac{k_p}{D_{х.к}} - \frac{W_v}{G} \right] g.$$

Следует отметить, что при работе в закрытом помещении, когда исключается влияние ветровой нагрузки, максимально допустимое ускорение при пуске не зависит от наличия или отсутствия груза, так как сила сопротивления передвижению находится в прямой зависимости с силой сцепления.

По найденному значению максимально допустимого ускорения при пуске можно определить минимальное время пуска, при котором обеспечивается заданный запас сцепления:

$$t_{\text{н}} = v_{\text{ном}} / [a].$$

Так как для разгона механизма передвижения при работе крана без груза требуется меньшая мощность, то максимально допустимое значение пускового момента следует определять при отсутствии груза. Для этого случая уравнение (47) принимает вид

$$M_{\text{пуск}} = M'_c + (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_{\text{н}}} + \frac{Q_1 D^2_{\text{х.к}} n_1}{38,2 t_{\text{н}} u_M^2 r_M}, \quad (48)$$

где M'_c — момент сопротивления передвижению крана (или тележки) без груза:

$$M'_c = G_1 \frac{2x + fd}{2u_M r_M} k_p.$$

При подстановке в уравнение (48) вычисленного значения времени пуска можно определить пусковой момент, необходимый для создания рекомендуемого ускорения. Оценка пускового момента по уравнению (48), необходимая для подбора электродвигателя, возможна только при известном значении момента инерции J_1 , поэтому вычисление требуемой мощности двигателя приходится производить с помощью уравнения (44) путем последовательных приближений, задаваясь вначале параметрами двигателя, выбранного по статической мощности и силе сопротивления W при работе механизма с номинальным грузом. По этой мощности подбирают двигатель, номинальная мощность которого при соответствующем значении относительной продолжительности включения равна или несколько превышает расчетную статическую мощность.

Для предотвращения буксования ведущих ходовых колес по рельсам в процессе пуска следует провести проверку выбранного двигателя по создаваемому им ускорению. С этой целью с помощью уравнения (47) определяют фактическое время пуска $t_{\text{п}}$ и по уравнению равномерно ускоренного движения — фактическое ускорение $a = v_{\text{ном}} / t_{\text{п}}$.

Меньшие ускорения при пуске требуют меньшего момента двигателя и соответственного снижения динамических нагрузок механизма передвижения и металлоконструкций. С уменьшением ускорений уменьшается также и амплитуда раскачивания груза на гибком грузовом элементе (канате), что приводит к упрощению технологических операций.

Для нормальной работы механизма передвижения фактическое ускорение не должно превышать допускаемого значения ускоре-

ния $[a]$. В противном случае оказывается необеспеченным рекомендуемый запас сцепления $k_{\text{сц}}$ и возможно пробуксовывание ходовых колес.

Фактический запас сцепления при пуске можно определить по уравнению

$$k_{\text{сц}} = \frac{\varphi}{\left[\frac{v_{\text{ном}}}{g t_{\text{п}}} + \frac{W_{\text{в}}}{G_1} + (2\mu + f d) \frac{k_{\text{р}}}{D_{\text{х.к}}} \right] \frac{n}{m} - f \frac{d}{D_{\text{х.к}}}} \geq [k_{\text{сц}}] \quad (49)$$

Если он оказывается меньше рекомендуемого (см. с. 266), то необходимо взять меньший по мощности электродвигатель или увеличить число приводных колес. При этом вновь выбранный двигатель надо проверить на нагрев по среднеквадратичной мощности, значение которой при нормальной работе двигателя без перегрева должно быть меньше или равно номинальной мощности выбранного по статической мощности двигателя при соответствующем значении относительной продолжительности включения ПВ. Если необходимо получить большие ускорения, следует повысить коэффициент сцепления применением песочниц, благодаря чему для рельсовых механизмов передвижения максимально допустимое ускорение $[a] = 1 \div 1,2 \text{ м/с}^2$. Для еще больших ускорений следует перейти на другие виды приводов механизма передвижения, например с канатной тягой.

Для кранов, имеющих пролет более 20 м, рекомендуется значение максимально допустимого ускорения принимать на 25—30% меньше, чем определенное расчетным путем.

Ограничение ускорения при пуске и замедления при торможении вызвано не только требованием отсутствия юза или пробуксовки, но и особенностями технологического процесса, для которого предназначен данный кран. В этом случае средние ускорения (замедления) без учета влияния ветровой нагрузки и уклона пути могут быть выбраны для кранов с гибкой подвеской груза по данным ВНИИПТМАШ (табл. 26). Для кранов с жестким подвесом груза эти значения ускорений можно увеличить на 50%.

В механизмах передвижения с отдельным приводом двигателя устанавливаются на каждом приводе. Мощность каждого электродвигателя принимается равной 0,5 общей мощности для обеспечения пускового момента, определенного по формуле (47). При этом принимается, что нагрузка на оба двигателя распределена поровну. Некоторое различие в фактической нагрузке двигателей, если тележка находится вблизи одной из опор, компенсируется перегрузочной способностью двигателя. Для кранов с отдельным приводом запас сцепления должен быть проверен для возможного случая работы одного привода при расположении тележки без груза со стороны работающего привода. При этом влияние сил инерции при пуске не учитывается и запас сцепления $k_{\text{сц}}$ при работе без ветровой нагрузки должен быть не менее 1,1, а при наличии ветровой нагрузки — не менее 1,05.

Таблица 26. Предельные допускаемые средние ускорения и замедления a , м/с², для механизмов передвижения

Назначение крана	Грузоподъемность крана, т		
	до 3,2	3,2—12,5	свыше 12,5
Перегрузка насыпных грузов с помощью грейфера	0,25	0,25	0,25
Перегрузка штучных грузов с помощью приводного захвата	0,1	0,1	0,1
Перегрузка штучных грузов при ручной строповке	0,2	0,15	0,1
Обслуживание монтажных работ	0,1	0,07	0,05
Транспортировка жидкого металла	0,1	0,1	0,1

При необходимости увеличения силы сцепления приводных колес с рельсами в процессе разгона моста крана иногда все четыре ходовых колеса снабжают индивидуальным приводом. В период разгона работают все четыре электродвигателя, а при установившемся движении — только два передних электродвигателя (считая по ходу крана).

Для механизмов передвижения с *фрикционным тягачом* необходимую силу F прижатия катков тягача к поверхности рельса находят из условия отсутствия пробуксовки:

$$F\varphi > W' + W'',$$

где $F\varphi$ — тяговая сила, создаваемая катком одного тягача; φ — коэффициент сцепления резинового обода катка тягача с рельсом (см. с. 264); $W' = W_{\text{фр}} k_p / z$ — часть общего сопротивления передвижению от веса крана, тележек, груза и от прижатия катка тягача к пути, приходящаяся на один тягач (см. с. 263); $W'' = F \frac{2\mu_r}{D_r}$ — дополнительное сопротивление от прижатия катка тягача диаметром D_r к пути силой F .

Момент, развиваемый электродвигателем при буксовании тягачей, равен

$$M_{\text{букс}} = \frac{F\varphi D_r}{2u_m \eta_m},$$

где u_m и η_m — соответственно передаточное число и кпд механизма между колесом тягача и электродвигателем. Этот момент является максимальной нагрузкой для расчета элементов передачи.

Процесс торможения. Процессу торможения свойственны те же явления, что и процессу пуска. Однако в процессе пуска вредные сопротивления уменьшают ускорение, требуя увеличения мощности привода, а при торможении сопротивления способствуют остановке механизма, увеличивая замедление и уменьшая необходимую работу, совершаемую тормозом. На механизмах передвижения кранов и крановых тележек с механическим приводом, перемещающихся по рельсовым путям, устанавливают тормоза нормально замкнуто-

го или комбинированного типа. Комбинированный тормоз при работе машины удерживается в разомкнутом состоянии приводом тормоза, рассчитанным на длительное включение, и используется в этом случае как тормоз, управляемый педалью или рукояткой. При срабатывании конечных выключателей привод тормоза автоматически выключается и тормоз замыкается, производя остановку механизма.

Механизмы передвижения тележек поворотных кранов без самостоятельного двигателя, механизмы передвижения тележек мостовых кранов с ручным приводом и электроталей с управлением снизу могут не иметь тормозов, если исключено их самопроизвольное передвижение под действием ветровой нагрузки, сил инерции или силы тяжести на уклоне, а также механизмы передвижения грузоподъемных машин с машинным приводом и их тележек при скорости передвижения менее 32 м/мин. Механизмы передвижения машин, работающих на открытом воздухе или передвигающихся по пути, уложенному на полу цеха, снабжаются тормозами независимо от скорости передвижения. В механизмах передвижения допускается установка тормозных шкивов непосредственно на валу двигателя.

При определении как пускового момента двигателя, так и момента, развиваемого тормозом, за основу расчета берут обеспечение соответствующего запаса сцепления приводных ходовых колес с рельсами и весь расчет ведут для наиболее опасного случая работы крана без груза. Тогда максимально допустимое значение замедления при торможении крана или тележки при движении их в сторону действия ветровой нагрузки, при котором обеспечивается заданный запас сцепления, равен

$$a_{\tau \max} = \left\{ \left[\frac{v}{n} \left(\frac{\varphi}{k_{\text{сц}}} - f \frac{d}{D_{\text{х.к}}} \right) + (2\mu + f d) \frac{1}{D_{\text{х.к}}} \right] - \frac{W_{\text{в}}}{G} \right\} g. \quad (50)$$

Запас сцепления при торможении

$$k_{\tau, \text{сц}} = \frac{\varphi}{\left[\frac{v}{g t_{\tau}} + \frac{W_{\text{в}}}{G} - (2\mu + f d) \frac{1}{D_{\text{х.к}}} \right] \frac{n}{m} + f \frac{d}{D_{\text{х.к}}}} \geq [k_{\text{сц}}]. \quad (51)$$

Так как при торможении может не происходить трения реборд о рельсы, то при выводе уравнения (50) принято $k_p = 1$. Определив по значениям замедления и скорости движения время торможения t_{τ} , по уравнению моментов можно определить необходимый тормозной момент. При торможении крана без груза

$$M_{\tau} + M_{\text{с}} = M_{\text{ин1}} + M_{\text{ин2}} + M_{\text{в}} + M_{\text{укл}}$$

или в развернутом виде

$$M_{\tau} + \frac{W_{\tau} D_{\text{х.к}}}{2u_{\text{м}} \gamma_{\text{лм}}} = (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_{\tau}} + \frac{G D_{\text{х.к}}^2 n_1 \gamma_{\text{лм}}}{38,2 t_{\tau} u_{\text{м}}^2} + \\ + \frac{W_{\text{в}} D_{\text{х.к}} \gamma_{\text{лм}}}{2u_{\text{м}}} + \frac{W_{\text{укл}} D_{\text{х.к}} \gamma_{\text{лм}}}{2u_{\text{м}}}, \quad (52)$$

где W_T — сила сопротивления при торможении, определяемая по формуле (42), при работе крана без груза и коэффициенте $k_p=1$.

Тормоза, рассчитанные на случай остановки крана при попутном ветре, могут вызвать излишне резкое торможение при отсутствии ветровой нагрузки. Поэтому в ряде случаев находит применение двухступенчатое торможение, при котором обеспечивается плавное торможение и в случае отсутствия ветровой нагрузки. При этом общий тормозной момент M_T , определяемый по уравнению (52) с учетом ветровой нагрузки рабочего состояния и уклона пути, развивается последовательно двумя ступенями тормоза. Тормозной момент первой ступени M_{T1} определяется по уравнению (52) *при отсутствии ветра и при движении по горизонтальному пути*. Тормозной момент второй ступени $M_{T2}=M_T-M_{T1}$ развивается тормозом с задержкой 2—3 с после начала действия момента M_{T1} .

Максимальный тормозной момент механизма передвижения крана или тележки, если не заданы дополнительные требования к значению замедления, может быть при практических расчетах определен по уравнению (52) при допускаемых величинах замедления a (см. табл. 26). Краны, работающие на открытом воздухе и перемещающиеся по рельсовым путям, кроме тормоза механизма передвижения имеют противоугонные устройства с ручным или машинным приводом, автоматического или принудительного действия, предотвращающие возможность движения крана под действием ветровой нагрузки нерабочего состояния. Мостовые краны, работающие на открытом воздухе, могут не снабжаться противоугонными устройствами, если имеющийся тормоз механизма передвижения обеспечивает удержание крана (без груза) в неподвижном состоянии при коэффициенте запаса $k_1=1,2$ при действии на кран ветровой нагрузки нерабочего состояния. В этом случае тормозной момент

$$M_T = k_1 \frac{D_{\text{в.к}} \eta_M}{2cu_M} (W_{\text{в.к}} + W_{\text{укл}} - W_T), \quad (53)$$

где $W_{\text{в.к}}$ — ветровая нагрузка нерабочего состояния; W_T — сила сопротивления передвижению крана без груза (при $k_p=1$); $W_{\text{укл}}=aG$ — дополнительная сила, возникающая при движении крана без груза вниз по уклону подкранового пути; c — количество тормозов на механизме.

При работе крана на открытом воздухе тормоза должны удерживать кран без груза от угона ветром рабочего состояния. В этом случае тормозной момент определяется по уравнению (53) при $k_1=1,15$ и ветровой нагрузке рабочего состояния $W_{\text{в.р}}$. В зависимости от типа кранов рекомендуется брать следующие значения расчетного уклона пути a :

Мостовые краны .	0,0015
Тележки мостовых кранов	0,002
Портальные краны на постоянных путях	0,002
Портальные краны на временных путях .	0,01

Тали и краны на подвесных путях	0,001
Козловые краны и перегрузочные мосты на постоянных путях	0,002
Башенные краны	0,01

Определенный по уравнению (53) тормозной момент M_T не должен превышать момента юза, возникающего при скольжении неподвижных колес крана по рельсам:

$$M_T \leq M_{юз} = \frac{\Delta G D_{х-к} \eta_{мф}}{2u_m}.$$

Выведенные формулы не учитывают влияния возможного раскачивания груза при торможении и являются полностью справедливыми для таких кранов и тележек, с которыми груз жестко связан (например, для клешевых кранов и штабелеров). Как показывают исследования, влияние раскачивания груза на движение крана или тележки зависит главным образом от соотношения времени их разгона и периода качания груза на полиспастной подвеске и от соотношения между массой груза и массой крана или тележки. За время торможения большинства механизмов передвижения груз не успевает совершить полного колебания около положения равновесия. Поэтому для подавляющего большинства конструкций механизмов передвижения определение значения замедления и длины пути торможения по приведенным выше формулам обеспечивает достаточную точность расчета. Уточненное определение тормозного пути с учетом раскачивания груза приведено в литературе [15].

В механизмах передвижения кранов мостового типа с отдельным приводом тормоз устанавливают на каждом приводе. Момент каждого тормоза для этих конструкций принимается равным 0,5 от общего тормозного момента, определенного по уравнению (52).

§ 30. Трансмиссионные валы

Быстроходные трансмиссионные валы необходимо проверять на возможность возникновения резонанса. При этом амплитуда колебаний может достигнуть больших значений и напряжения в вале превысят допустимые.

Резонанс наступает при критической частоте вращения, когда частота, с которой изменяется значение внешних сил, совпадает или становится кратной частоте собственных колебаний системы, состоящей из вала и леталей, соединенных с ним. Если вал общей массой Q имеет начальный эксцентриситет ε и вращается с угловой скоростью ω , то под действием возникающей центробежной силы C образуется дополнительный прогиб y :

$$C = Q\omega^2(y + \varepsilon).$$

Прогиб вала длиной l от этой центробежной силы $y = Cl^3/(48EI)$, откуда

$$C = \frac{48EI}{l^3} y = ky.$$

Коэффициент k здесь численно равен силе, вызывающей прогиб вала, равный единице.

Так как $Q\omega^2(y+\epsilon)=ky$, то

$$y = \frac{\epsilon}{\frac{k}{Q\omega^2} - 1}.$$

При $\omega_{кр} = \sqrt{k/Q}$ прогиб y стремится к бесконечности, следовательно, это значение $\omega_{кр}$ является критической угловой скоростью и тогда критическая частота вращения вала в оборотах в минуту равна

$$n_{кр} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{Q}} \approx 9,55 \sqrt{\frac{k}{Q}}$$

Но величина $f_{ст} = Qg/k$ является статическим прогибом вала под действием собственного веса $G = Qg$, тогда

$$n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{1}{f_{ст}}} = 1210 \frac{d}{l^2},$$

где d — диаметр вала, см; l — расстояние между опорами вала, м.

Чтобы вал не работал при частоте вращения n , близкой к критической, необходимо соблюдать условие $n \leq 0,8 n_{кр}$.

Явление резонанса в механизмах передвижения возникает не только при частоте вращения, равной $n_{кр}$, но и при удвоенной критической частоте. Тогда, чтобы избежать возникновения резонанса, следует ввести дополнительное условие: $1,2 n_{кр} \leq n \leq 1,6 n_{кр}$.

Расчет быстроходного вала по критической частоте вращения является определяющим и позволяет установить необходимый диаметр вала, так как при расчете на прочность и сопротивление усталости запасы по этим критериям обычно значительно превышают рекомендуемые значения (см. гл. II).

Для тихоходного трансмиссионного вала основным является расчет на совместное действие кручения и изгиба от собственного веса вала. Чтобы уменьшить вес трансмиссионных валов (как тихоходных, так и быстроходных), их нужно делать трубчатыми. Критическая частота вращения трубчатого вала в 4,5—5,5 раза выше частоты сплошного вала, а суммарный угол закручивания и напряжения кручения соответственно в 2—3 раза меньше.

Динамические нагрузки, учитываемые при расчете валов и других элементов механизма передвижения, должны определяться по номинальному моменту тормоза M_T и номинальному моменту электродвигателя $M_{дв}$. При этом расчетный динамический момент, отнесенный к быстроходному валу, определяется для случая торможения по зависимости $M_{дин.т} = M_T k_T$, где $k_T = 2,0$ при нормально замкнутом тормозе; $k_T = 1,5$ при управляемом тормозе, при двухступенчатом тормозе или при применении какой-либо системы плавного торможения, а для случая пуска по зависимости

$M_{дин.п} = M_{дв} k_n$, где $k_n = 4$ при двигателе с короткозамкнутым ротором; $k_n = 3$ при двигателе с фазным ротором при реостатном пуске или при двигателе с короткозамкнутым ротором с регулирующим устройством; $k_n = 2$ при приводе с системой плавного пуска.

В расчете следует принимать наибольшее из этих двух значений динамического момента. Динамические крутящие моменты на любом из валов механизма не должны превосходить предельного значения, определяемого сцеплением ведущих колес с рельсами.

§ 31. Механизмы передвижения с гибкой тягой

Барабан (или звездочку) 1 механизма передвижения с гибкой тягой устанавливают на выходном валу привода и соединяют с тележкой 2 гибким элементом 3 (канатом или цепью). С другой стороны тележки гибкий элемент огибает обводной блок 4. На тележке имеются блоки 5 подъемного механизма, которые огибает канат

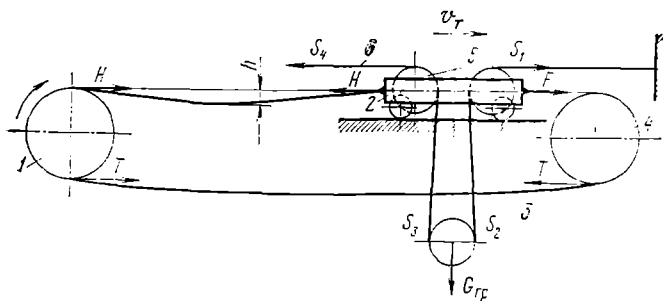


Рис. 152. Схема механизма передвижения с гибкой тягой

механизма подъема 6. При вращении барабана 1 тележка передвигается. При этом одна ветвь тягового каната 3 сматывается с барабана, а другая наматывается — тележка перемещается в ту или иную сторону в зависимости от направления вращения барабана. Показанное на рис. 152 направление вращения барабана 1 соответствует передвижению тележки вправо. При перемещении тележки канат 6 механизма подъема перекачивается по блокам 5, а подвешенный груз перемещается вместе с тележкой, оставаясь на одной и той же высоте.

Сила сопротивления передвижению тележки в период установившегося движения состоит из силы трения W , ветровой нагрузки W_v , разности сил в подъемных канатах ΔS , силы H от провисания тягового каната или цепи, составляющей силы тяжести $W_{укл}$ на уклоне.

Разность натяжений подъемных канатов, перекачивающихся при передвижении тележки по блокам, определяют следующим образом. Если груз весом $G_{гр}$ подвешен на двух ветвях каната, то справедливо равенство $G_{гр} = S_2 + S_3$. Но при движении тележки вправо справедливо равенство $S_2 = S_3 \eta$, где η — коэффициент со-

противления блока, принимаемый при некотором допущении независимым от угла обхвата блока канатом.

Из двух последних уравнений получаем $S_3 = G_{\text{гр}} / (1 + \eta)$. Отсюда

$$S_4 = \frac{S_3}{\gamma_1} = \frac{G_{\text{гр}}}{(1 + \gamma_1) \gamma_1}$$

и

$$S_1 = S_2 \eta = \frac{G_{\text{гр}}}{1 + \gamma_1} \eta^2.$$

Тогда

$$\Delta S = S_4 - S_1 = G_{\text{гр}} \frac{1 - \gamma_1^3}{(1 + \gamma_1) \eta}$$

В общем случае при подвесе груза не на двух, а на a ветвях каната (в этих механизмах число a всегда четное)

$$\Delta S = G_{\text{гр}} \frac{(1 - \gamma_1)(1 - \gamma_1^{a+1})}{\gamma_1 (1 - \eta^a)}.$$

Натяжение левой нерабочей ветви тягового элемента, приложенное к тележке, требует увеличения силы F на величину H , но, с другой стороны, эта же сила H через барабан 1, нижнюю ветвь тягового элемента 3 и блок 4 прикладывается к тележке, уменьшая необходимую силу F на величину $H\eta_1\eta_4$ (натяжения T от веса тягового элемента 3 между барабаном 1 и блоком 4 при действии на тележку взаимно уравновешиваются и при расчете сопротивления не учитываются).

Натяжение H определяют по допускаемому провисанию тягового элемента, принимаемому в пределах $h = (0,03 \div 0,02) l$ (обычно $h = 0,1 \div 0,15$ м), откуда $H = ql^2/8h$, где q — погонный вес тягового элемента, l — максимальная длина свободно висящего тягового элемента.

Таким образом, для преодоления всех сопротивлений движению тележки без учета инерционной нагрузки к ней надо приложить силу

$$F = W + W_n + \Delta S + H(1 - \eta_1\eta_4) + W_{\text{укл}}.$$

Тогда окружная сила тягового элемента на барабане $T = F/\eta_4$, а момент на оси барабана

$$M_1 = \frac{FD_{\text{бар}}}{2\eta_1\eta_4} = \frac{W + \Delta S + W_n + H(1 - \gamma_1\eta_4) + W_{\text{укл}}}{\gamma_1\eta_4} \frac{D_{\text{бар}}}{2},$$

где η_4 — коэффициент сопротивления блока 4; $D_{\text{бар}}$ — диаметр барабана механизма передвижения; η_1 — коэффициент, учитывающий потери на барабане.

Момент сопротивления, приведенный к приводному валу механизма,

$$M_c = \frac{M_1}{\eta_m u_m},$$

где η_m и u_m — соответственно кпд и передаточное число механизма. По этому моменту производят определение потребной мощности электродвигателя или размеров тяговой звездочки при ручном приводе.

Тяговый канат рассчитывается по разрывной силе [см. уравнение (8)] при запасе прочности, равной 4. Наибольшее натяжение нижней ветви тягового каната $S_{\max} = T + H$. В этой зависимости величина H является дополнительной силой от провисания нижней ветви каната. При определении крутящего момента M_1 на оси барабана эта сила не учитывалась, так как при крайнем положении тележки она уравновешивается провисанием верхней ветви каната.

Иногда вместо барабана 1 применяют приводные канатопроводящие блоки, на которых конец каната не закреплен и связь блока с канатом осуществляется за счет силы трения между канатом и ручьем блока. Применение канатопроводящих шкивов допускается, только если они оснащены устройствами, автоматически поддерживающими заданное натяжение тягового каната. В этом случае при натяжении верхней ветви каната H , а нижней $T + H$ окружная сила равна T . При угле обхвата блока канатом α и коэффициенте трения между блоком и канатом f буксование каната на блоке, согласно зависимости Эйлера, начнется, когда $T = He^{f\alpha}$, т. е. когда сила сцепления будет использована полностью.

Благодаря размещению механизмов подъема и передвижения вне тележки ее масса и габариты резко уменьшаются. В отличие от схемы механизма передвижения с приводными ходовыми колесами с помощью механизма передвижения с гибкой тягой проще осуществить передвижение тележки по наклонному пути. Недостатком этого типа механизмов является высокий износ грузовых и тяговых гибких элементов, поэтому его применение ограничивается тележками на стрелах поворотных кранов, балках козловых кранов и перегружателей с горизонтальным или наклонным рельсовым путем и кабельными кранами. Для данной схемы проверки по запасу сцепления не требуется.

При подъеме или опускании груза на тележку действует сила F_T , стремящаяся сдвинуть тележку. Это усилие

$$F_T = \Delta S + W_{\text{укл}} + W_{\text{в}} + H(1 - \eta_1 \eta_4) - W_T,$$

где W_T — сила сопротивления передвижению тележки, определяемая по уравнению (42) при $k_p = 1$.

Чтобы удержать тележку в неподвижном состоянии, механизм передвижения в ряде случаев необходимо снабжать тормозным устройством. Сила натяжения нижней ветви тягового элемента механизма передвижения при удержании тележки в неподвижном состоянии равна

$$T_T = F_1 \eta_1.$$

Крутящий момент, возникающий на барабане (звездочке) механизма передвижения при подъеме или опускании груза,

$$M_{\text{бар}} = (T_{\tau} - H) \frac{D_{\text{бар}}}{2} \eta_{\text{бар}} = [(\Delta S - W_{\tau}) \eta - H(1 - \eta)] \frac{D_{\text{бар}}}{2} \eta_{\text{бар}}.$$

Тормозной момент механизма передвижения определяется с учетом коэффициента запаса торможения $M_{\tau} = 1,2 M_{\text{бар}}$, где момент $M_{\text{бар}}$ приведен к валу, на котором установлен тормоз.

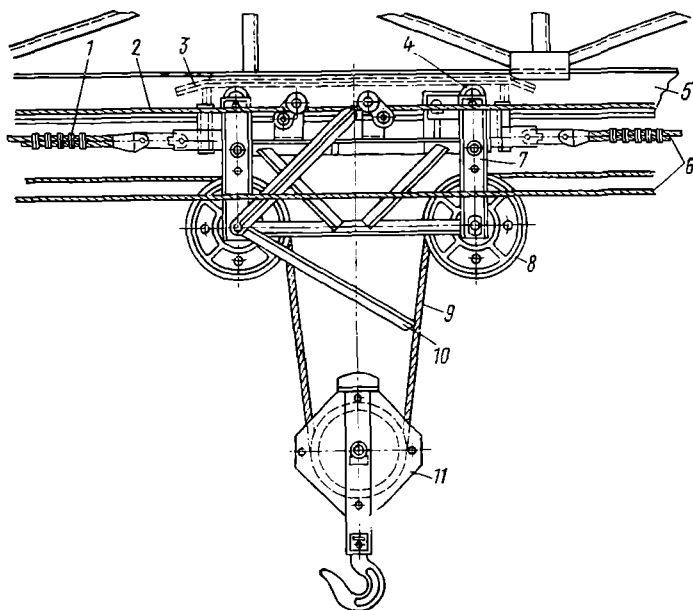


Рис. 153. Грузовая тележка башенного крана

В случае передвижения тележки по наклонному рельсовому пути при определении силы F_{τ} необходимо учитывать влияние составляющей от силы тяжести тележки и груза:

$$W_{\text{укл}} = (G_{\text{гр}} + G_{\tau}) \alpha,$$

где α — уклон пути.

Чтобы обеспечить плавное передвижение тележки, особенно при изменении направления ее движения, канатные механизмы передвижения тележек должны быть оборудованы устройством для выборки слабины тягового каната с ходом не менее 2% полной длины каната. Для этого ось блока устанавливают так, чтобы она имела возможность горизонтально перемещаться под действием пружинно-винтового механизма.

В башенных кранах с помощью тележки, перемещающейся по нижнему поясу двутавра, подвешенного к стреле, можно изменять вылет. Тележка (рис. 153) состоит из рамы 7, внутри

которой установлены ходовые колеса 4, перемещающиеся по двутавровой балке 5, и направляющие блоки 8 механизма подъема груза. Через эти блоки и крюковую обойму 11 проходит подъемный канат 9. Тележка снабжена рычагом 10 ограничителя высоты подъема крюка. При подъеме до предельного верхнего положения крюковая обойма приподнимает рычаг 10, второе плечо которого, воздействуя на тросик 2, вызывает срабатывание конечного выключателя, останавливающего механизм подъема. Тяговый канат 6 соединяется с рамой тележки зажимами 1. Тележка снабжена специальной линейкой 3, которая при соприкосновении с рычагами конечных выключателей, установленными на стреле, разрывает цепь управления двигателем лебедки передвижения тележки и тем самым фиксирует крайние положения тележки.

§ 32. Расчет ходовых колес

При работе кранов и тележек их ходовые колеса нагружены весом крана и груза, силами инерции массы груза и крана, ветровыми нагрузками и силами, возникающими при перекосе крана. Эти нагрузки действуют в радиальном, окружном и поперечном направлениях и вызывают контактные напряжения и пластические деформации, усталостные разрушения, износ колес и рельсов.

Значение нагрузки на колесо в процессе работы может изменяться в весьма широких пределах, поэтому кроме расчета на смятие при максимальной нагрузке в интенсивно работающих кранах ходовые колеса должны быть рассчитаны на долговечность при действии постоянной нагрузки, эквивалентной по заданному сроку службы реальной переменной нагрузке.

В зависимости от типа поверхности катания (рис. 154) колеса и рельсы различают линейный (а, б) и точечный (в—е) контакты. У цилиндрического колеса радиусом R , катящегося по рельсу, имеющему радиус головки r , или у

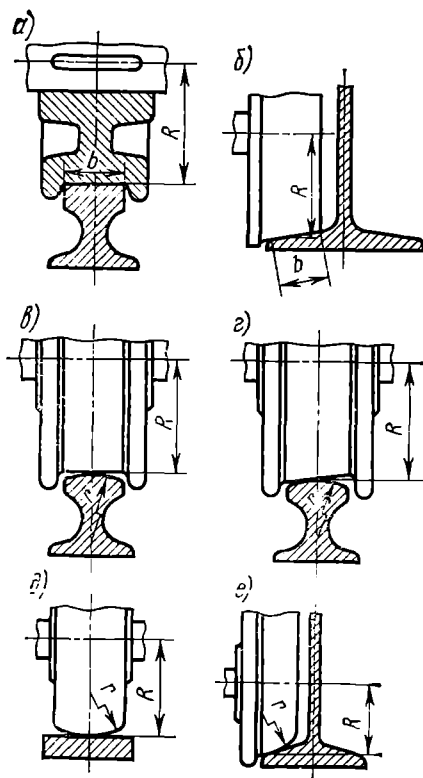


Рис. 154. Виды контакта ходового колеса с рельсом

колеса со скругленной поверхностью катания, катящегося по плоскому рельсу, площадка контакта представляет собой эллипс, большая ось которого ориентирована вдоль рельса, если $R > r$, или поперек рельса, если $R < r$.

Эффективные напряжения смятия (в мегапаскалях) при точечном контакте определяют по методу, предложенному проф. Б. С. Ковальским:

$$\sigma_s = k k_f \cdot 10^{-2} \sqrt[3]{\frac{F E^2}{R_1^2}} \leq [\sigma_s]. \quad (54)$$

Здесь $[\sigma_s]$ — допускаемые эффективные напряжения смятия; k — коэффициент, зависящий от отношения $R_2/R_1 < 1$, причем под R_1 , м, подразумевается больший из радиусов R и r , а под R_2 , м, — меньший; его значение определяется по следующей зависимости:

$$k \approx 0,09 \sqrt[9]{\left(\frac{R_1}{R_2}\right)^4}$$

Коэффициент k_f , учитывающий влияние тангенциальной нагрузки (силы трения) на работу ведущего и ведомого ходовых колес, принимается в зависимости от группы режима работы механизма (см. § 1); для 1, 2 и 3-й групп режима работы $k_f = 1$; для 4-й группы $k_f = 1,04 \div 1,06$; для 5-й группы $k_f = 1,06 \div 1,1$; $E = 2E_1 E_2 / (E_1 + E_2)$ — приведенный модуль упругости, где E_1 и E_2 — модули упругости, МПа, материалов колеса и рельса.

При линейном контакте цилиндрического колеса с плоским рельсом

$$\sigma_s = 1,67 \cdot 10^{-4} k_f \sqrt{\frac{F E}{b R}} \leq [\sigma_s], \quad (55)$$

где b — рабочая ширина, м, головки рельса без учета закруглений.

В формулах (54) и (55) F — приведенная расчетная нагрузка, Н:

$$F = k_T k_H F_c.$$

Здесь F_c — максимальная нагрузка на ходовое колесо при номинальных нагрузках рабочего состояния (номинальный груз, ветровая нагрузка рабочего состояния); k_H — коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине рельса: для рельсов с выпуклой головкой $k_H = 1,1$; для плоских рельсов значения коэффициента k_H зависят от перекоса колеса относительно рельса, обусловленного состоянием подкрановых путей, погрешностями в установке колес и т. п., но его среднее значение можно принимать равным двум; k_T — коэффициент толчков, учитывающий влияние вертикальной динамической нагрузки, возникающей при перемещении крана из-за погрешностей укладки рельсового пути

и влияния стыков: в зависимости от скорости передвижения можно принять следующие его значения:

$v, \text{ м/мин}$	до 60	60—120	более 120
k_T	1,1	1,2	1,3

(При заваренных стыках или при их отсутствии дробную часть коэффициента можно уменьшить в два раза).

Базовые допускаемые значения эффективных напряжений (в мегапаскалях) можно принять

$$[\sigma_{\text{э}}] = (2,5 \div 3,0) \text{ НВ}, \quad (56)$$

где НВ — число твердости (по Бринеллю) материала колес. При этом полагают, что это предельное значение сохранится неизменным, если число оборотов ходового колеса за период срока его службы составляет $N \leq 10^4$. При большем числе оборотов предельные значения уменьшаются согласно аналитическому выражению кривой усталости:

$$[\sigma_{\text{э}}] = [\sigma_{\text{э}0}] \sqrt[9]{\frac{10^4}{N}}.$$

В этой формуле N — приведенное за срок службы число оборотов ходового колеса, делающего N_1 оборотов под номинальной нагрузкой F_1 ; N_2 оборотов — под нагрузкой F_2 и т. д.:

$$N = N_1 + N_2 \left(\frac{F_2}{F_1} \right)^3 + N_3 \left(\frac{F_3}{F_1} \right)^3 + \dots$$

Число оборотов N_1 колеса диаметром $D_{\text{х.к}}$, м, под номинальной нагрузкой F_1

$$N_1 = 60 \frac{v}{\pi D_{\text{х.к}}} h_1,$$

где h_1 — число часов передвижения крана со скоростью v , м/мин.

Если известно число циклов z_1 работы крана в час и путь перемещения s_1 , м, за цикл, то за число h_1 часов работы количество оборотов N_1 можно определить также по зависимости

$$N_1 = h_1 z_1 \frac{s_1}{\pi D_{\text{х.к}}}$$

Аналогично определяют числа оборотов при работе с другими нагрузками. Наиболее точное приведенное число оборотов N при заданном сроке службы определяется по нагрузочной диаграмме колес, устанавливающей, сколько времени, с какой нагрузкой работает колесо. При отсутствии нагрузочной диаграммы можно использовать усредненный график нагрузки (см. рис. 46).

Необходимо отметить, что твердость колес не определяет однозначно их контактную прочность. Существенное влияние оказывает также структура металла. Но для практических расчетов с достаточно высокой степенью точности можно рассматривать

твердость как вполне устойчивую характеристику и пользоваться зависимостью (56). Для более точных расчетов значения эффективных напряжений смятия для числа оборотов $N=10^4$ пользуются следующими рекомендациями:

<i>Колеса кованые</i>	$[\sigma_s]$, МПа
Сталь 35, нормализованная	430
Сталь 45, нормализованная	510
Сталь 50, закалка, отпуск НВ 240	650
Сталь 75 и 65Г, закалка, отпуск НВ 260	690
То же, закалка, отпуск НВ 290	750
То же, закалка, отпуск НВ 330	860
То же, обод прокатан, закалка, отпуск НВ 350	920
<i>Литые</i>	
Сталь 35Л, отжиг	410
Сталь 55Л, отжиг	490
Сталь 40ЛГ, отжиг	540
Сталь 50ЛГ2, нормализованная	650

Твердость поверхности катания ходовых колес с коническим ободом не должна быть меньше НВ 300. Для увеличения долговечности ходовых колес и катков рекомендуется производить термическую обработку с целью повысить твердость до НВ 340—360 с глубиной закаленного слоя не менее 15 мм и с плавным изменением твердости по глубине при сохранении вязкой сердцевины. Наиболее высокое качество характерно для колес из стали 65Г с сорбитной микроструктурой закаленного слоя. Колеса изготавливают штамповкой с прокаткой беговой дорожки. Для экономии дефицитных легированных сталей рекомендуется применять бандажирование ходовых колес с толщиной бандаж, равной примерно 0,1 диаметра колеса, но не менее 60 мм.

Согласно правилам Госгортехнадзора ходовые колеса из чугуна (не ниже марки СЧ15) могут применяться только для грузоподъемных машин с ручным приводом.

Формулы (54) и (55) позволяют одновременно определить напряжения в ходовом колесе и в рельсе. Но число нагружений колеса и рельса различно. Поэтому и требования к их материалам не одинаковы. При качении z колес диаметром $D_{х.к}$ по пути длиной L соотношение чисел нагружения рельса N_p и колеса N_k равно

$$\frac{N_p}{N_k} = \frac{z\pi D_{х.к}}{L}.$$

При этом соотношение требуемой твердости поверхностей рельса и колеса при числах циклов нагружения $N_p > 10^4$ и $N_k > 10^4$:

$$HB_p = HB_k \sqrt[9]{\frac{z\pi D_{х.к}}{L}}.$$

Если же $N_k < 10^4$ и $N_p < 10^4$, то степень радикала в формуле следует принять равной 25, а если $N_k > 10^4$, а $N_p < 10^4$, то

$$HB_p = HB_k \sqrt[9]{\frac{10^4}{N_k}} \sqrt[25]{\frac{N_p}{10^4}}.$$

Колеса фрикционных тягачей с резиновыми, тканевыми и пластмассовыми ободами проверяют на напряжения смятия:

$$\sigma'_{см} = \frac{10F}{D_T b} \sqrt[6]{\frac{n}{60}} \leq [\sigma'_{см}],$$

где n — частота вращения колеса, об/мин; D_T — диаметр поверхности катания колеса, м; b — рабочая ширина обода, м; F — нормальная нагрузка на колесо, Н; $[\sigma'_{см}]$ — допускаемое напряжение смятия для материала обода колеса: для резины $[\sigma'_{см}] = 0,4 \div 0,5$ МПа; для прессованных тканей $[\sigma'_{см}] = 0,6 \div 1,0$ МПа; для полиамидных материалов $[\sigma'_{см}] \leq 2$ МПа.

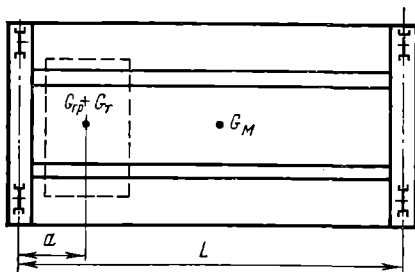


Рис. 155. Определение максимальной нагрузки на ходовое колесо мостового крана

Нагрузка F_c на ходовое колесо определяется для наихудших условий работы крана с номинальным грузом, когда положение тележки мостового крана или стрелы таково, что на ходовом колесе возникает максимальное значение нагрузки, например, как показано на рис. 155, для мостового крана весом G_m с тележкой весом G_t

с грузом весом $G_{гр}$, расположенной у рассматриваемой опоры. В этом случае максимальная нагрузка на концевую балку, определяемая с некоторым упрощением, без учета влияния жесткости моста,

$$R_{max} = \frac{G_m}{2} + (G_{гр} + G_t) \frac{L-a}{L}.$$

Если число ходовых колес на концевой балке равно z , нагрузка на ходовое колесо

$$F_c = R_{max}/z.$$

Для кранов с поворотной стрелой (рис. 156), подвешенной к раме грузовой тележки с помощью центральной направляющей колонны с роликами на опорном круге, а также для поворотных кранов на колонне, установленных на тележке, давление на ходовые колеса тележки зависит от положения стрелы. Кроме того, на значение нагрузки влияют состояние пути, по которому перемещается кран или тележка, и упругость как путей, так и металлоконструкции ходовой части. В большинстве случаев мосты кранов и тележек являются четырехопорными, статически неопределимыми системами, требующими при определении реакций опор проведения весьма сложных расчетов, учитывающих деформации металлоконструкции и опорных точек.

При расчетах условно считают, что все опоры лежат в одной плоскости, и сводят исследуемую систему к статически определимой, рассматривая металлоконструкцию ходовой части 1) как абсолютно жесткую или 2) как полностью шарнирную.

В первом случае рама ходовой части тележки весом G_T считается абсолютно жесткой (рис. 156, а). Центр тяжести рамы (точка А) обычно совпадает с центром симметрии.

Центр тяжести вращающейся части G вместе с грузом $G_{гр}$ расположен на оси стрелы на расстоянии a от оси вращения O . Этот вес создает момент $M = (G_{гр} + G)a$, а силу $G_{гр} + G$ считают действующей в точке O .

Реакции R_K на опорах тележки от собственного веса ее ходовой части G_T можно считать равными

$$R_{K1} = R_{K2} = R_{K3} = R_{K4} = G_T/4.$$

Реакции R_B от веса вращающейся части и груза определяются с учетом того, что ось вращения расположена на продольной (или в других случаях — на поперечной) оси тележки:

$$R_{n1} = R_{n4} = (G_{гр} + G) \frac{0,5b - d}{2b};$$

$$R_{n2} = R_{n3} = (G_{гр} + G) \frac{0,5b + d}{2b}.$$

Момент $M = (G_{гр} + G)a$ может быть разложен на две составляющих: момент $M_x = M \cos \alpha$, действующий в плоскости $x-x$, и момент $M_y = M \sin \alpha$, действующий в плоскости $y-y$. Реакции опор от момента M_x :

$$R_{M_{x1}} = R_{M_{x4}} = -\frac{M_x}{2b}; \quad R_{M_{x2}} = R_{M_{x3}} = \frac{M_x}{2b}$$

Реакции опор от момента M_y :

$$R_{M_{y1}} = R_{M_{y2}} = \frac{M_y}{2c}; \quad R_{M_{y3}} = R_{M_{y4}} = -\frac{M_y}{2c}$$

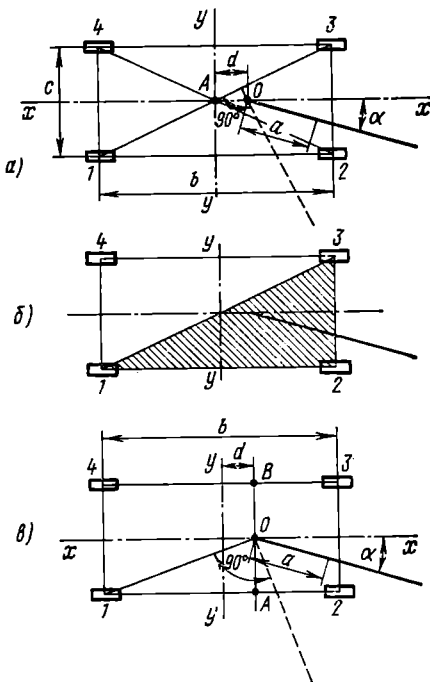


Рис. 156. Определение максимальной нагрузки на ходовое колесо поворотного крана

Суммарная реакция опоры равна алгебраической сумме отдельных реакций, действующих на эту опору. Анализ полученных при этом уравнений показывает, что наиболее нагруженной опорой является опора 2, а наименее нагруженной — опора 4. Максимальная реакция R_2 возникает, если угол $\alpha = \alpha_0$; значение угла α_0 определяется из условия равенства нулю первой производной:

$$\frac{dR_2}{d\alpha} = (G_{rp} + G) \left(-\frac{a}{2b} \sin \alpha_0 + \frac{a}{2c} \cos \alpha_0 \right) = 0,$$

откуда $\operatorname{tg} \alpha_0 = b/c$, т. е. нагрузка на опору 2 имеет максимальное значение при расположении оси стрелы перпендикулярно диагонали 1—3 опорного контура (это положение стрелы показано на рис. 156, *a* штриховой линией). При наличии горизонтально действующих сил (ветровая нагрузка, силы инерции) следует еще дополнительно учесть нагрузки на опоры, создаваемые этими силами.

При некотором сочетании нагрузок, а также при значительных неровностях пути и погрешностях при изготовлении крана реакция на наименее нагруженную опору может стать равной нулю, т. е. эта опора не будет нагружена и колесо может приподниматься над рельсом, что иногда и случается в реальных условиях эксплуатации. Тогда четырехопорная конструкция становится статически определимой трехопорной системой с более высокими нагрузками на опоры, определяемыми по уравнениям моментов относительно осей 1—2; 2—3 и 1—3 (рис. 156, *б*). Если тележка со стрелой установлена на мосту крана, давление на ходовые колеса моста также зависит от угла поворота стрелы и определяются с учетом неравномерной нагрузки ходовых колес тележки.

Во втором случае, когда рама ходовой части рассматривается как полностью шарнирная, опоры имеют возможность перемещаться в вертикальной плоскости независимо друг от друга, после нагружения рама может не сохранить плоскую форму. В этом случае неточности конструкции и различная степень податливости ее у отдельных опор не влияют на распределение нагрузки между опорами в пределах возможности их вертикального перемещения, и определение опорных реакций является статически определенной задачей.

Если на шарнирной раме тележки весом G_T установлена поворотная часть крана на колонне, то на раму (рис. 156, *в*) в точке *O* (ось колонны), как и в первом случае, действуют силы $G_{rp} + G$ и момент $M = (G_{rp} + G)a$, который можно разложить на моменты M_x и M_y . Реакции от сил G_T , $G_{rp} + G$ и от момента M_x такие же, как и для жесткой рамы, а момент M_y вызывает в точках *A* и *B* фиктивной балки *AB* вертикальные силы $F_A = -F_B = M_y/c$.

Эти силы можно распределить между опорами рамы:

$$R_{M_{y1}} = -R_{M_{y4}} = \frac{M_y}{c} \frac{0,5b - d}{b}$$

$$R_{M_{y2}} = -R_{M_{y3}} = \frac{M_y}{c} \frac{0,5b + d}{b}.$$

Суммируя все составляющие реакций опор, можно определить искомые реакции. Как и в случае жесткой рамы, максимальная нагрузка воспринимается опорой 2, а минимальная — опорой 4. При $d=0$ значения реакции для жесткой и шарнирной рам одинаковы. Максимальное значение R_2 для шарнирной рамы имеет место при угле $\alpha = \alpha_0$; тангенс угла α_0 определяется аналогично случаю жесткой рамы:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{b + 2d}{c},$$

т. е. реакция R_2 имеет максимальное значение, когда стрела расположена перпендикулярно линии, соединяющей опору 1 с осью O вращения колонны. На рис. 156, в положение стрелы при максимальном значении R_2 показано штриховой линией. Значение давления на опору 2 при шарнирной раме несколько больше, чем при жесткой.

Выбор того или иного метода расчета зависит от конструкции (упругих свойств) рамы, ходовых опор и пути. Передвижные поворотные краны на колонне обычно рассчитываются по схеме жесткой рамы.

§ 33. Устройства, обеспечивающие безопасность работы

Для ограничения хода крановых тележек и мостов кранов применяются упоры, устанавливаемые на концах пути тележек и мостов, а сами тележки и мосты снабжаются буферами — устройствами, смягчающими удары при наездах на упоры. В самых простых случаях их можно изготовлять из дерева или резины. На рис. 157, а показана конструкция *пружинного буфера*, устанавливаемого на тяжелых кранах. Этот буфер имеет четыре пружины — две внутренние и две наружные. Направление навивки каждой пары пружин — встречное, чтобы устранить влияние закручивания торцов пружин при их нагружении. В пружинных буферах большая часть кинетической энергии удара переходит в потенциальную энергию сжатия пружины, поэтому работа пружинного буфера сопровождается отдачей, что является нежелательным явлением. Кроме того, пружинные буферы довольно громоздки. Способность пружинного буфера поглощать энергию можно существенно увеличить, применяя предварительно поджатые пружины. При этом снижается ход буфера и, следовательно, его габариты. Применение пружинных буферов целесообразно при скорости крана или тележки, не превышающей 70 м/мин.

При более высокой скорости движения соответствующей установкой конечных выключателей достигается своевременное замыкание тормоза, снижающего скорость движения при подходе к упору до 70 м/мин.

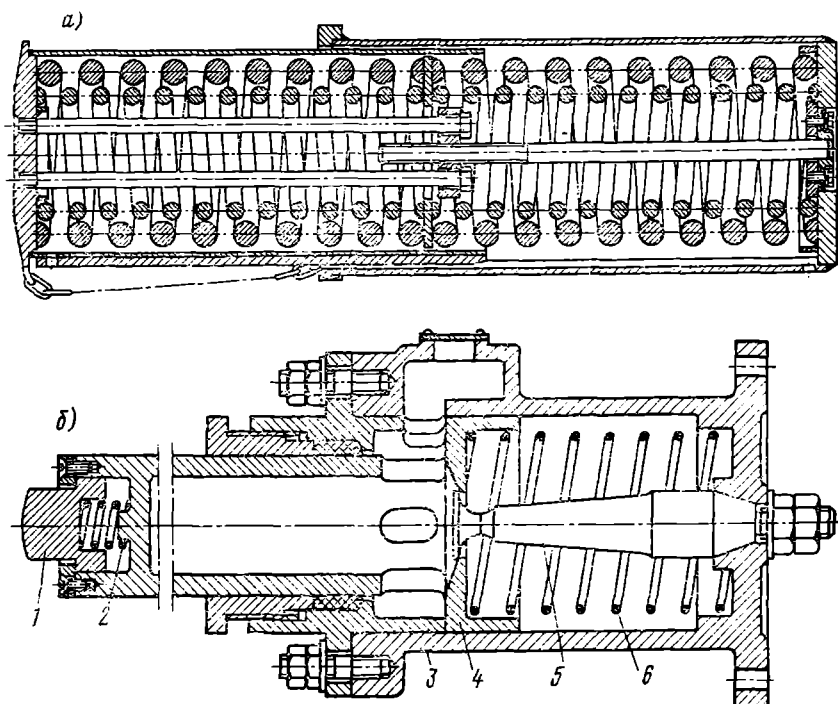


Рис. 157. Буферы:
а — пружинный; б — гидравлический

Более рациональны *гидравлические буферы*, поглощающие значительно большую энергию удара и не имеющие отдачи. Энергия удара в этих буферах расходуется на продавливание рабочей жидкости через кольцевой зазор между отверстием в дне поршня и штоком (рис. 157, б) и почти целиком переходит в теплоту. Буфер состоит из корпуса 3, поршня 4, штока 5, возвратной пружины 6, наконечника 1 и ускорительной пружины 2. Рабочая жидкость заполняет внутреннюю часть поршня и при осадке буфера протекает через отверстие в дне поршня. Так как шток 5 имеет переменное сечение, то площадь кольцевого зазора между дном поршня и штоком изменяется, вследствие чего изменяется и сопротивление передвижению поршня. Соответствующим подбором сечения можно получить различные закономерности замедления движения крана при остановке его буфером. Пружина 2 используется для создания плавного нарастания ско-

рости движения поршня. В качестве рабочей жидкости применяют веретенное масло, если кран работает при нормальной температуре окружающей среды, и смесь спирта с глицерином — при работе в условиях пониженных температур.

Конструкции гидравлических буферов значительно компактнее пружинных. Их применение экономически оправдано при скорости движения, не превышающей 160 м/мин. При более высоких скоростях должны быть предусмотрены устройства, снижающие скорость движения до 160 м/мин при подходе крана к упору.

Буфер считают полностью работоспособным, если он поглощает кинетическую энергию крана или тележки (при гибкой подвеске — при работе без груза; при жесткой — с грузом), двигающимися со скоростью, составляющей 0,7 номинальной. Замедление при этом не должно превышать 4 м/с². Детали крепления буфера должны быть рассчитаны на нагрузку, возникающую при поглощении энергии удара крана или тележки, двигающихся с номинальной скоростью. Запас прочности деталей крепления должен быть не менее 1,15. При упрощенном расчете пружинных буферов считают, что вся кинетическая энергия тележки или крана переходит в потенциальную энергию упругой деформации пружины. Энергия пружины $U = Fa/2$, где F — максимальная сила сжатия пружины; a — осадка пружины.

Кинетическая энергия движущегося крана (или тележки) массой $Q_{кр}$ с грузом массой $Q_{гр}$ без учета влияния гибкого подвеса груза (груз рассматривается находящимся в крайнем верхнем положении, когда влияние гибкости подвеса минимально) равна

$$A = \frac{(Q_{кр} + Q_{гр}) v^2}{2},$$

где v — скорость движения крана (или тележки) в момент наезда на упор.

Для максимальной силы сжатия пружины буфера получаем выражение из условия равенства энергий движущегося крана и сжатой пружины:

$$F = \frac{(Q_{кр} + Q_{гр}) v^2}{az},$$

где z — число буферов, воспринимающих удар.

Отсюда максимально допустимая скорость движения моста крана (или тележки) при наезде на упор

$$v_{\max} = \sqrt{\frac{zFa}{Q_{кр} + Q_{гр}}}.$$

Расчетная динамическая нагрузка при наезде крана (или тележки) на упор определяется по формуле

$$F = k_{н.д} a_{\tau} (Q_{кр} + 3Q_{гр}).$$

$k_{п.д}=1,3$ — коэффициент перегрузки; a_t — замедление крана (тележки); β — коэффициент, имеющий в зависимости от вида подвеса груза следующие значения:

Гибкий, с длиной подвеса, м	β
1,5—3	0,5
3—5	0,35
5—7	0,2
Жесткий	1,0

В последнее время вместо буферов все чаще используют специальные тупиковые устройства, у которых в конце пути рельс имеет плавный подъем и кинетическая энергия движущегося крана преобразуется в работу перемещения центра тяжести крана (или тележки) на некоторую высоту.

Если скорость передвижения тележки или моста превышает 32 м/мин, то требуется установка конечных выключателей, обеспечивающих автоматическое замыкание тормоза на необходимом расстоянии от конца пути, что предупреждает наезд крана или тележки с большой скоростью на упоры. Механизмы передвижения башенных, порталных и козловых кранов, а также перегрузочных мостов должны иметь конечные выключатели независимо от скорости передвижения крана. Взаимосогласованные конечные выключатели должны применяться для предупреждения столкновения мостовых или консольных кранов, работающих на одном подкрановом пути. Отключение механизмов передвижения этих кранов должно производиться на расстоянии между ними не менее 0,5 м. После срабатывания концевых выключателей движение кранов может осуществляться только в обратную сторону. Такие выключатели разрешается не устанавливать при работе на одном пути нескольких башенных, козловых или порталных кранов.

При больших скоростях передвижения моста (более 80 м/мин) рычажные концевые выключатели недостаточно надежны и для таких кранов разработаны конструкции фотоэлектрических остановов.

Концевой выключатель механизма передвижения устанавливают таким образом, чтобы он срабатывал, когда расстояние от упора составляло бы не менее половины пути торможения (а это обеспечивает движение в момент приближения к упору со скоростью, равной половине номинальной), а у башенных, порталных, козловых кранов и перегрузочных мостов — не менее полного пути торможения.

Для механизмов передвижения мостовых кранов допускается исключение из этого правила, если кран подходит к посадочной площадке с наименьшей скоростью, допускаемой электросхемой крана. В этом случае рекомендуется установка двух тормозов в приводе механизма передвижения: один — стопорный, включаемый только для удержания крана против угона его ветровой нагрузкой нерабочего состояния, а второй — рабочий.

Путь торможения определяется из предположения, что движение крана равнозамедленное:

$$s = \frac{v_{\text{ном}} t_{\text{т}}}{2},$$

где время торможения $t_{\text{т}} = v_{\text{ном}}/[a]$.

Если нет точных данных о процессе торможения, приблизительный тормозной путь крана или тележки без груза можно определить, используя данные табл. 28.

Таблица 28. Тормозной путь, s , м, при скорости v , м/мин

Условия работы крана	Все колеса приводные	Половина колес приводная	Четверть колес приводная
На открытом воздухе ($\varphi=0,12$)	$\frac{v^2}{6500}$	$\frac{v^2}{3250}$	$\frac{v^2}{1650}$
В помещении ($\varphi=0,15$)	$\frac{v^2}{8400}$	$\frac{v^2}{4200}$	$\frac{v^2}{2100}$

Примечание. Коэффициент φ сцепления колеса и рельса (см. с. 266).

Противоугольные устройства, устанавливаемые на кранах для предотвращения угона их ветровой нагрузкой нерабочего состояния, можно разделить на три группы по принципу их действия: *стопорные устройства или фиксаторы*, действие которых основано на том, что кран фиксируется закладными пальцами, крюками или выдвижными упорами, связывающими кран с неподвижной опорой; *противоугольные устройства нажимного типа* (остановы), действие которых основано на создании трения между рельсом и специальным башмаком, подводимым под ходовое колесо и воспринимающим часть собственного веса крана; *клещевые рельсовые захваты*, действие которых основано на принципе непосредственного зажатия головки подкранового рельса рабочими поверхностями захвата.

Захваты бывают ручные и механические (автоматические и полуавтоматические). По правилам Госгортехнадзора противоугольные устройства с механическим приводом должны быть оборудованы дополнительным устройством для приведения их в действие вручную. Для мостовых кранов рекомендуется применять *ручные захваты клещевого типа*, устанавливаемые с обеих сторон моста крана. В перегрузочных мостах применяют клещевые противоугольные устройства с *грузовым клином* или винтовые, имеющие механический привод управления клещами из кабины крановщика, или автоматического действия. Эти устройства должны быть заблокированы с механизмом передвижения так, чтобы захваты открывались перед началом движения и замыкались после остановки крана.

Таблица 29. Значения коэффициента трения f

Материал губок	Вид поверхности губок	f
Стали 65Г, 60С2 У8А, У10А ($HRC \geq 56$) Ст3, Ст5, сталь 45 ($HB \leq 360$)	С острой насечкой С притупленной насечкой Без насечки	0,3 0,18 0,15

от силы S ; E — модуль упругости; J — момент инерции сечения рычага в опасном месте.

Устройство для подъема клина имеет тормоз с коэффициентом запаса не менее двух для удержания клина на весу в верхнем положении. Канат механизма подъема клина рассчитывается на прочность с запасом прочности, равным восьми. Механизм лебедки рассматривается как обычный подъемный механизм легкого режима работы.

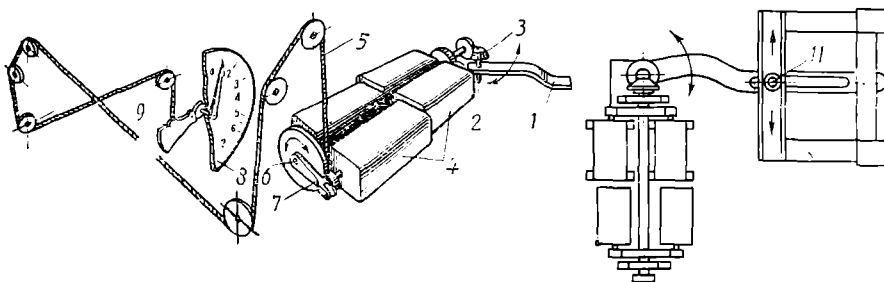


Рис. 160. Ограничитель перекоса

*Перегрузочные мосты и козловые краны с раздельным приводом при пролете более 40 м, имеющие одну гибкую (плоскую) и одну жесткую опору, снабжаются автоматическим ограничителем перекоса. Эти устройства должны предотвращать опасные перекосы кранов, которые могут возникнуть при нарушении нормальной работы механизма передвижения. Они или останавливают кран, или выравнивают скорость движения опор. Принцип действия ограничителей перекоса основан или на измерении разности пути, пройденного приводными колесами обеих опор крана, или на измерении деформации металлоконструкции крана при забегании вперед одной из опор. Разность путей, пройденных опорами, определяется сопоставлением числа оборотов ходовых колес. При этом валы колес соединяются с *сельсинами-датчиками*, сигналы от которых подаются на *дифференциальный сельсин*, управляющий механизмами передвижения.*

В соответствии с другим способом измерения вдоль путей перемещения обеих опор с равными интервалами устанавливают устройства, например постоянные магниты, воздействующие на датчики, установленные на опорах крана. Дискретные сигналы

от датчиков поступают в счетное устройство и если различие в их числе достигнет предельного заданного значения, то устройство выдает соответствующую команду в цепь управления краном.

Широко распространены ограничители перекоса, реагирующие на деформации металлической конструкции крана. На рис. 160 представлена одна из схем такого ограничителя. На некотором расстоянии от жесткой опоры установлен валик 2, соединенный с рычагом 1, имеющим прорезь, в которой расположен болт 11, закрепленный на металлоконструкции 10 жесткой опоры. При повороте пролетного строения вследствие забегания опоры рычаг 1 поворачивает валик 2 с надетой на него конической шестерней 3, что приводит к повороту валика 6 с зубчатым колесом. Валик 6, в свою очередь, вызывает поворот валиков путевых выключателей 4 и рычага 7, к которому прикреплен канатик 5; этот канатик, проходя по системе блоков, поворачивает грузик (зубчатый сектор) 9 и через него указатель перекоса 8. При достижении допустимого угла перекоса поворот валиков путевых выключателей 4 позволяет включением соответствующих двигателей автоматически выравнивать положение ног. При угле перекоса более допустимого устройство автоматически останавливает мост и опускает клин противоугонного захвата.

Краны и тележки должны быть снабжены сбрасывающими щитками 1 (см. рис. 143), предотвращающими попадание посторонних предметов под ходовые колеса. Зазор между щитком и поверхностью рельса не превышает 10 мм.

Глава IX

МЕХАНИЗМЫ ПОВОРОТА

§ 34. Схемы механизмов поворота

Поворотные краны можно подразделить на две группы. К первой группе относятся краны, грузоподъемность которых не зависит от вылета стрелы (см. рис. 31—33); ко второй группе относятся стреловые краны (см. рис. 34—38), грузоподъемность которых изменяется с изменением вылета стрелы.

Механизмы поворота у поворотных кранов служат для вращения металлоконструкции крана и груза. Принципиальное отличие работы этих механизмов от рассмотренных выше механизмов подъема и передвижения заключается в том, что при повороте отсутствуют поступательно движущиеся массы — имеются только вращающиеся массы.

Механизмы поворота могут устанавливаться либо на неподвижной части крана и тогда поворотная часть движется относительно механизма, либо на поворотной части и тогда механизм при повороте перемещается вместе с поворотной частью крана. Механизм поворота, изображенный на рис. 161, расположен на

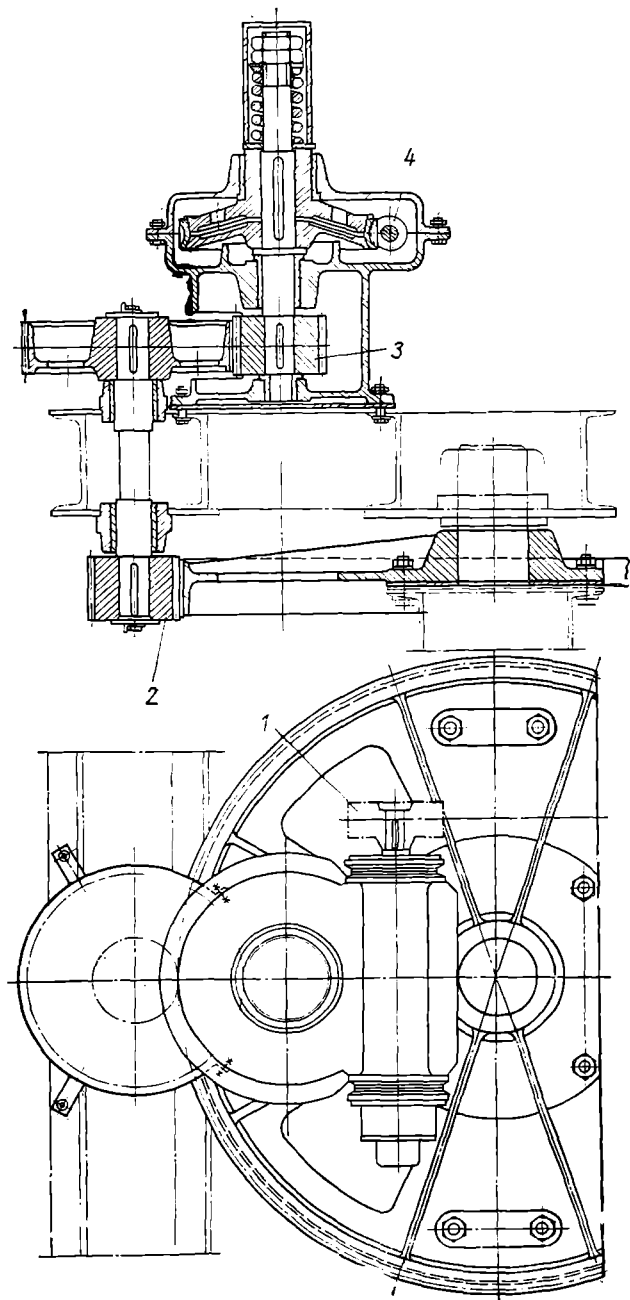


Рис. 161. Схема механизма поворота

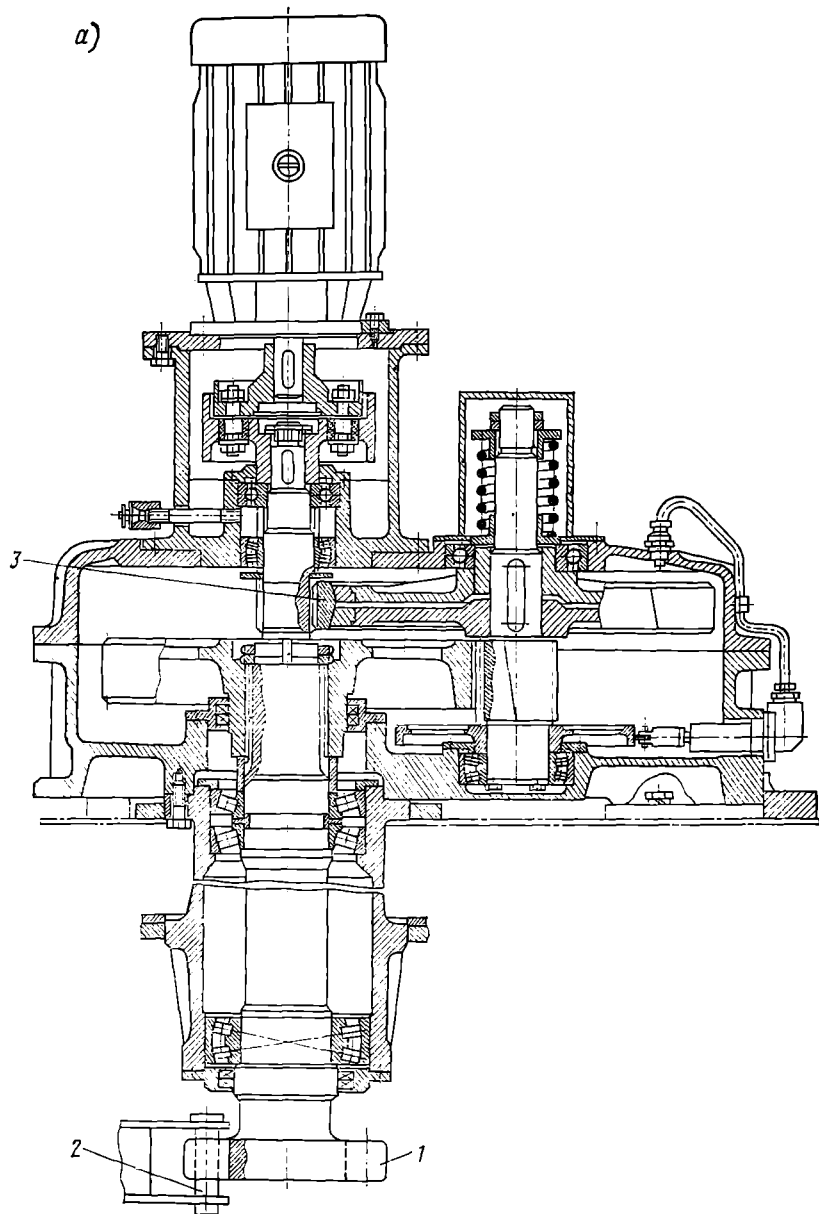


Рис. 162. Редукторы механизма поворота:
 а — зубчатый; б — планетарный

поворотной части металлоконструкции. Он состоит из двигателя (на рисунке не показан), соединенного муфтой 1 с червячным редуктором 4, имеющим горизонтальное расположение червячного колеса. На валу червячного колеса закреплена шестерня 3, передающая крутящий момент на вертикальный вал. Шестерня 2 вертикального вала входит в зацепление с зубчатым колесом, укрепленным на неподвижной части металлоконструкции. При работе двигателя шестерня 2 обкатывается вокруг колеса, приводя во вращение поворотную часть крана.

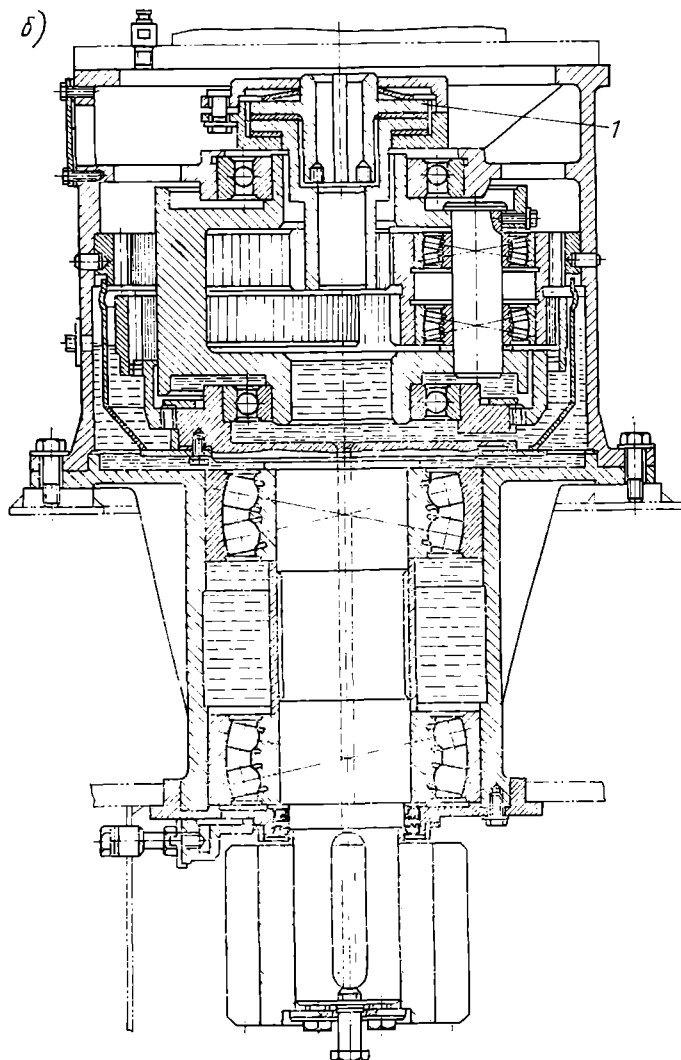


Рис. 162. Продолжение

Большинство механизмов поворота имеет червячную передачу, что объясняется необходимостью обеспечить большое передаточное отношение. Это требование проще всего реализуется именно применением червячной передачи. Действительно, обычно частота вращения стрелы составляет $n_c = 1 \div 3,5$ об/мин, а частота вращения вала двигателя $n_1 = 750 \div 1000$ об/мин. Тогда передаточное число механизма поворота $u_m = n_1/n_c = 200 \div 1000$, и оно разбивается следующим образом: червячная передача $u_q = 30 \div 40$ и зубчатая пара $u_z = 10 \div 25$.

Иногда отказываются от использования червячной передачи, а неподвижное колесо изготавливают большого диаметра в виде согнутого в кольцо швеллера (рис. 162, а). Вместо зубчатого венца в колесо через равные промежутки вставлены валики (цевки) 2. В этом случае число зубьев шестерни 1 принимается равным 9—12. Преимуществом цевочного зацепления является меньшая стоимость при реализации больших передаточных чисел.

Согласно правилам Госгортехнадзора механизмы поворота вновь изготавливаемых порталных кранов должны быть оборудованы муфтой предельного момента.

В механизме на рис. 162, б такой муфтой является дисковая муфта 1, соединяющая вал вертикально установленного фланцевого двигателя с валом редуктора. В другом редукторе (рис. 162, а) применена коническая предохранительная муфта 3. Эти муфты предохраняют механизмы от перегрузок при резком пуске и торможении, при задевании стрелой за посторонние препятствия и т. п. Если угол поворота стрелы должен быть меньше 360° , используются рычажные концевые выключатели. В кранах с бескольцевым токоподводом для предотвращения переключения двигателя механизма после совершения заданного числа оборотов стрелы в одну сторону производится с помощью шпindelного конечного выключателя.

Все большее распространение в конструкциях механизмов поворота находят планетарные редукторы (рис. 162, б), дающие возможность получения весьма компактных устройств с большим передаточным отношением и высоким кпд. Широкое применение находит гидравлический привод механизма поворота (рис. 163), дающий возможность регулировать скорость поворота в широких пределах. Здесь жидкость под давлением, создаваемым насосом 4, приводимым от электродвигателя 5, подается по трубопроводу 3 в низкомомментный гидродвигатель 2, вращение которого через редуктор 1 передается к шестерне 6, обкатывающей зубчатое колесо.

Поворотная часть кранов и крановых тележек может опираться на неподвижную или вращающуюся колонну или на поворотный круг на катках, шарах и роликах. В соответствии с этим различают опорно-поворотные устройства кранов на колонне и кранов на поворотном круге. Краны на колонне подразделяются на краны на неподвижной и на вращающейся колонне.

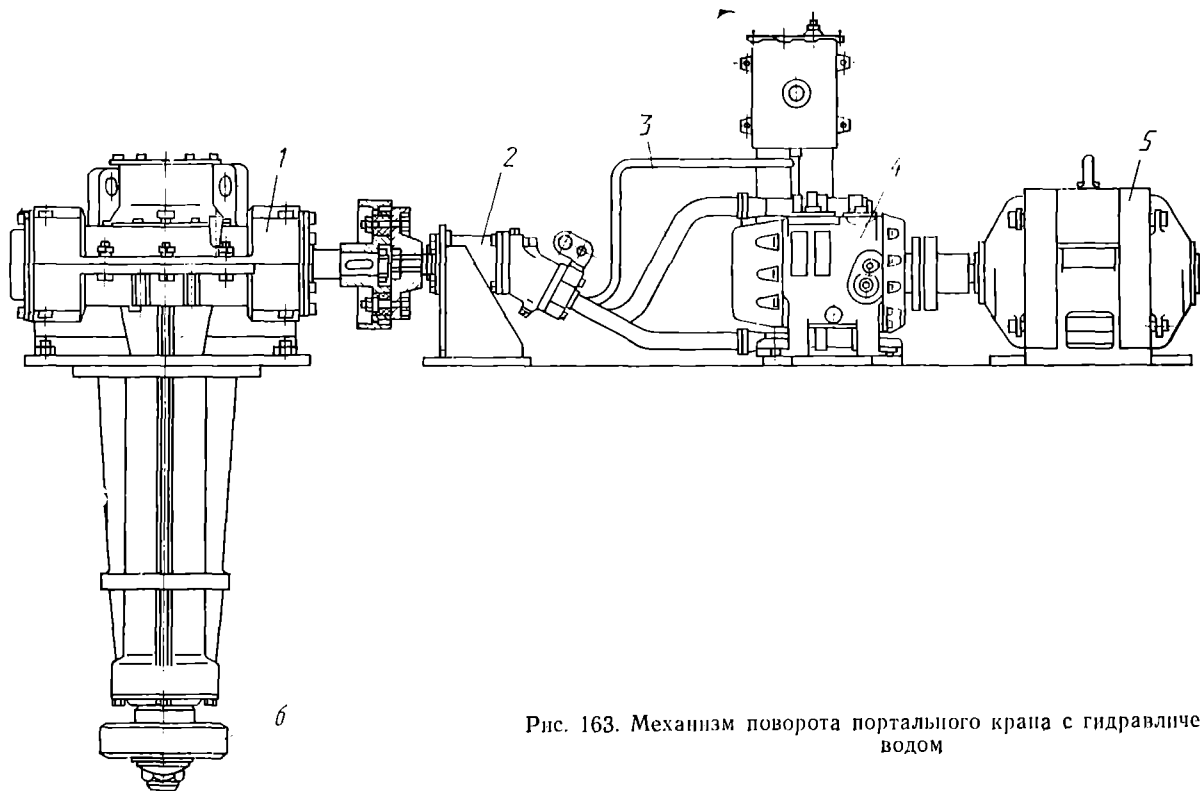


Рис. 163. Механизм поворота портального крана с гидравлическим приводом

При неподвижной колонне (рис. 164) поворотная часть крана опирается на пяту, расположенную в верхней части колонны, а опрокидывающий момент от веса груза $G_{гр}$ и элементов поворот-

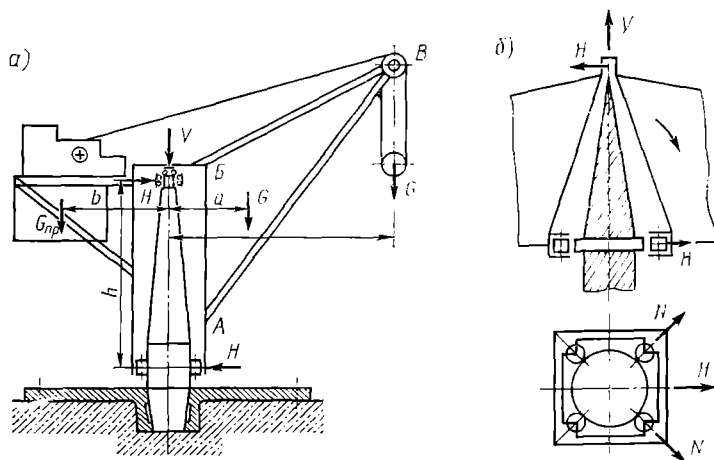


Рис. 164. Поворотный кран на неподвижной колонне:

a — схема крана; $б$ — схема опорно-поворотного устройства

ной части G крана уравнивается горизонтальными реакциями H , воспринимаемыми верхней и нижней опорами крана.

При вращающейся колонне, составляющей одно целое с поворотной частью крана (рис. 165), цапфы колонны вращаются в

неподвижно установленных опорах, причем нижняя опора, установленная на фундаменте, обычно воспринимает вертикальную V и горизонтальную H силы, а верхняя опора, установленная на неподвижной части здания (потолочном перекрытии, кронштейне и т. п.), воспринимает только горизонтальную силу H . При применении тележек с подвесной поворотной стрелой (рис. 165, б) упорный подшипник располагается в верхней опоре.

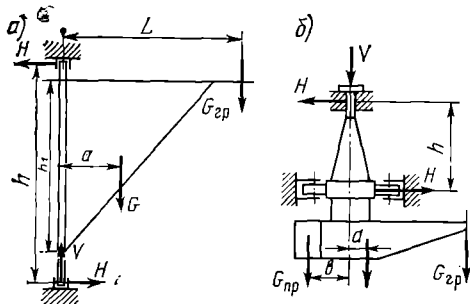


Рис. 165. Поворотный кран на вращающейся колонне:

a — схема крана; $б$ — схема опорно-поворотного устройства подвесной тележки

Большое распространение имеют опорно-поворотные устройства на поворотном круге (рис. 166). В этом случае поворотная часть крана опирается на колеса, катки, шары или ролики, ка-

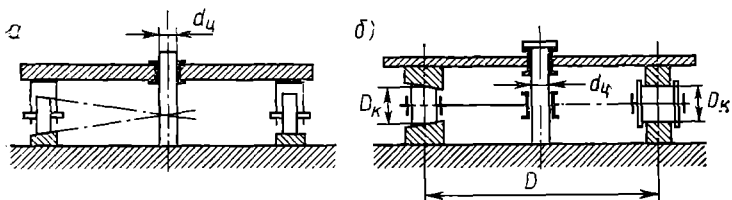


Рис. 166. Опорно-поворотные устройства на поворотном круге:
а — колесная опора; **б** — варианты катковой опоры (слева — с коническими элементами качения; справа — с цилиндрическими элементами качения)

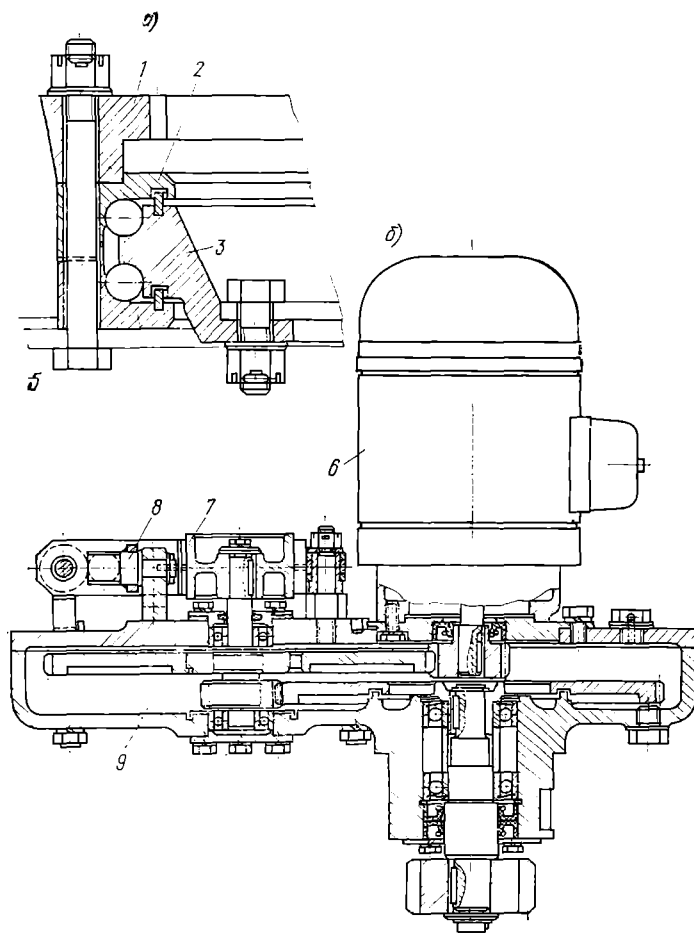


Рис. 167. Механизм поворота колонны крана-штабелера

тящиеся по круговому рельсу. *Колесное опорное устройство* (рис. 166, *а*) представляет собой обычно четырехопорную систему с одним или с двумя колесами на балансире в каждой точке опоры. Колеса могут выполняться коническими, катящимися без скольжения по коническому рельсу, или цилиндрическими, катящимися по рельсу со скольжением. *Опорно-поворотные устройства на катках* (рис. 166, *б*) состоят из ряда конических или цилиндрических катков, причем конические катки для восприятия осевой нагрузки, действующей на катки, соединены тягами с

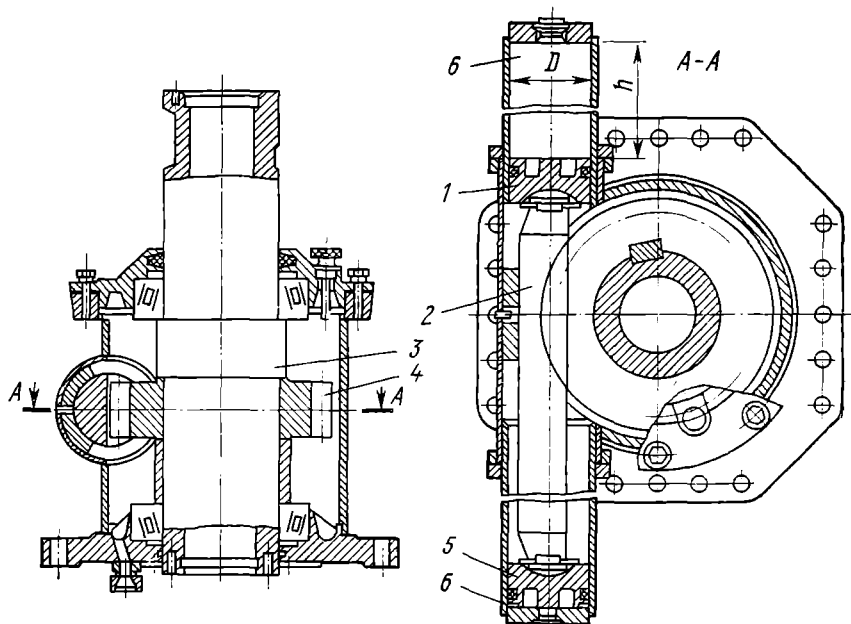


Рис. 168. Реечный механизм поворота автокрана 4903

центральной цапфой, а цилиндрические катки снабжены сепараторными кольцами, обеспечивающими сохранение постоянного расстояния между катками. Центрирование хода опорно-поворотного устройства на поворотном круге обеспечивается центральной цапфой, воспринимающей также все горизонтальные нагрузки, действующие на поворотную часть крана.

В кранах-штабелерах подвесного или опорного типа с поворотной колонной механизм поворота размещается на кольцевой поворотной платформе 5 (рис. 167, *а*), к которой болтами прикрепляются зубчатый венец 1 и двухрядное шариковое опорно-поворотное устройство, состоящее из двух наружных колец 2 и 4, соединенных с платформой 5, и внутреннего кольца 3, соединенного с поворотной колонной. Механизм поворота (рис. 167, *б*) состоит из фланцевого электродвигателя 6, соосного двухступен-

чатого редуктора 9 и тормозного устройства 8 с тормозным шкивом 7, укрепленным на выходящем из редуктора конце промежуточного вала.

В ряде конструкций автомобильных кранов, особенно предназначенных для самопогрузки, находят применение *механизмы поворота винтового или реечного типа*. Так механизм поворота (рис. 168) автокрана 4903 (см. рис. 36, а) выполнен в виде поворотной колонны 3, на которой укреплен шестерня 4, находящаяся в зацеплении с зубчатой рейкой 2. Эта рейка выполняет роль штока гидроцилиндра с двумя поршнями 1 и 5, обеспечивающими перемещение рейки, а следовательно, и поворот колонны крана в двух направлениях при подаче жидкости под давлением в рабочие полости 6 гидроцилиндра. В винтовых механизмах вместо пары рейка — шестерня используется пара винт — гайка.

§ 35. Определение моментов сопротивления в опорах крана

Кран на неподвижной колонне. Вертикальная сила V (см. рис. 164), действующая на верхнюю опору, равна сумме весов поворачивающихся частей крана; $V = G + G_{гр} + G_{пр}$, где $G_{гр}$ — вес груза; G — суммарный вес элементов поворотной части металлоконструкции, включающей вес стрелы, растяжек и т. п.; $G_{пр}$ — вес противовеса (если на кране установлен противовес). Горизонтальную силу H , действующую в верхней и нижней опорах, определяют из уравнения моментов: $H = (G_{гр}L + Ga - G_{пр}b)/h$, где L, a, b, h — размеры по рис. 164, а.

При работе крана на открытом воздухе должно быть учтено влияние ветровой нагрузки W_b рабочего состояния. При этом

$$H = \frac{G_{гр}L + Ga - G_{пр}b + W_b d}{h}$$

где d — плечо действия ветровой нагрузки.

Момент сопротивления в опорах относительно оси колонны

$$M'_c = M_{вV} + M_{вH} + M_{нH},$$

где $M_{вV}$ — момент трения в верхней опоре от силы V ; $M_{вH}$ — момент трения в верхней опоре от силы H ; $M_{нH}$ — момент трения в нижней опоре от силы H .

Траверсу верхней опоры крана с неподвижной колонной выполняют либо цельнокованой (рис. 169), либо со вставными шипами. Момент трения в верхней опоре от силы H равен

$$M_{вH} = H \frac{d_1}{2} f,$$

где d_1 — диаметр цапфы, воспринимающей горизонтальную силу H ; f — коэффициент трения, значение которого принимается по данным на с. 259.

Момент трения в верхней опоре от силы V при использовании в пяте упорного шарикового подшипника с диаметром цапфы d_0 равен

$$M_{\text{св}} = fV \frac{d_0}{2}$$

Нижнюю опору обычно выполняют в виде обоймы для роликов или катков, катящихся по колонне (рис. 170). Количество

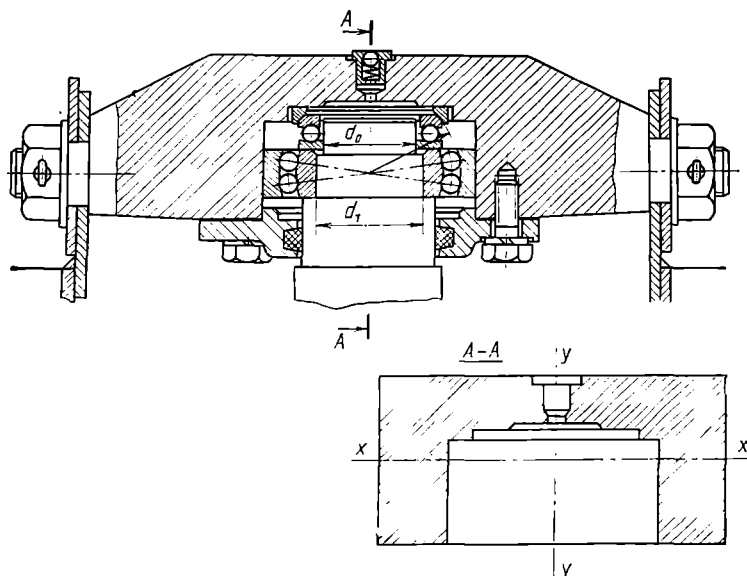


Рис. 169. Цельнокованая траверса верхней опоры крана с подшипниками качения

катков может быть равно двум (рис. 170, а), если сила H направлена в одну сторону при работе с грузом и без груза, и четырем (рис. 170, б), если она изменяет свое направление. Независимо от конструкции обоймы в каждый данный момент работают только два катка.

Каждый из катков передает на колонну силу

$$N = \frac{H}{2 \cos \alpha/2},$$

где α — угол между направлениями сил N (рис. 170, а), обычно принимаемый в пределах $50-80^\circ$. При установке роликов на неподвижной части конструкции крана их располагают на равных расстояниях друг от друга. Чтобы регулировать положение роликов относительно колонны и компенсировать неточности изготовления рамы, ось ролика может выполняться с эксцентриситетом. При определении момента сопротивления в нижней опоре

качение катков по неподвижной колонне рассматривается как качение по плоскости и, следовательно, остаются справедливыми зависимости, выведенные для качения колеса по рельсу (см.

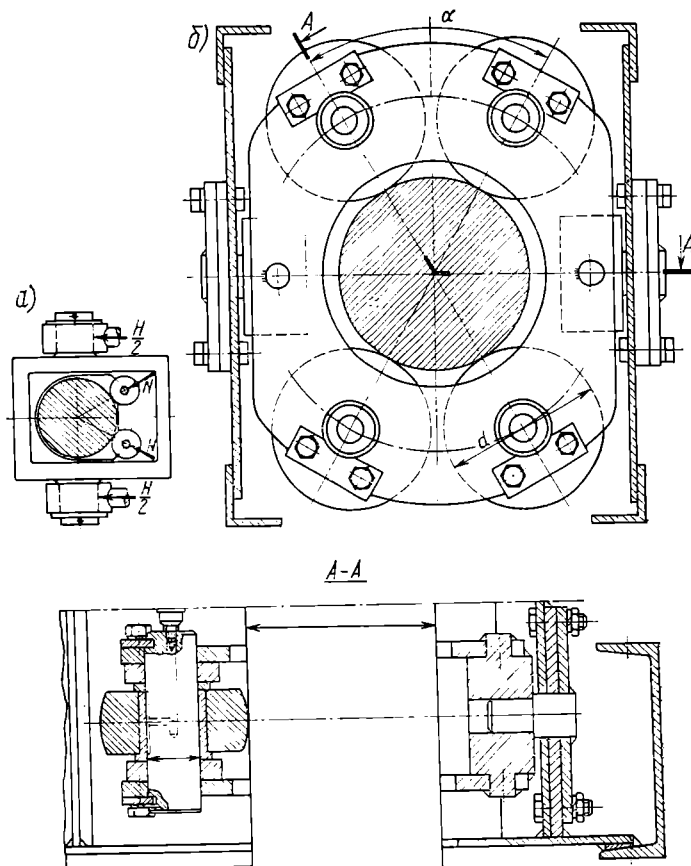


Рис. 170. Конструкция нижней опоры крана на колонне

гл. VIII). Тогда сила сопротивления движению катка, нагруженного силой N (рис. 171, а), равна

$$W = \frac{2N}{d} (2\mu + d_1 f),$$

где d — диаметр поверхности катания катка; d_1 — диаметр оси катка; μ и f — коэффициенты трения, принимаемые соответственно по данным на с. 259 и в табл. 25.

Выразив N через H , получим

$$W = \frac{H}{d \cos \alpha/2} (2\mu + d_1 f).$$

Момент сопротивления движению катков относительно оси колонны с учетом того, что сила N , приложенная к колонне с эксцентриситетом относительно линии, соединяющей центр колонны с центром ролика, создает момент $N\mu$, равен

$$M_{нН} = W \frac{D+d}{2} + 2N\mu,$$

где D — диаметр колонны, по которому катятся катки.

После подстановки в эту формулу значений W и N получим

$$M_{нН} = \frac{H}{2 \cos \alpha/2} \left[(2\mu + f d_1) \left(\frac{D}{d} + 1 \right) \pm 2\mu \right].$$

В этой формуле знак «+» соответствует неподвижной колонне (внешняя опора), а

знак «—» вращающейся колонне (внутренняя роликовая опора).

В катковом опорно-поворотном устройстве, в котором сила передается не через ось катка, а через сам каток, появляется трение качения по двум опорным поверхностям (рис. 171, б), что приводит к удвоению значения силы трения. При этом дви-

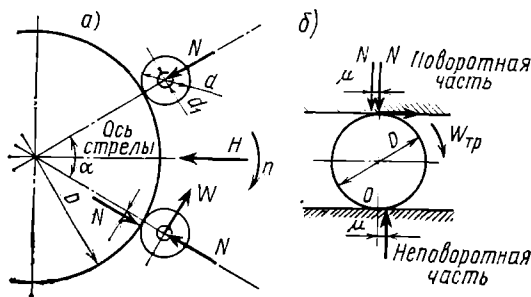


Рис. 171. Схема расчета сил сопротивления

жущая сила прикладывается к ободу катка при мгновенном центре вращения, расположенном на неповоротной части устройства в точке O . Тогда $WD = 2\mu N$, и с учетом дополнительных потерь на трение торцов (при конических катках) и на проскальзывание (при цилиндрических катках) получаем $W = 2N\beta\mu/D$, где $\beta = 1,3 \div 1,5$.

В ряде конструкций кранов большой грузоподъемности вместо двух- или четырехкатковых опор устанавливают многороликовые опоры (рис. 172). Для уменьшения потерь на трение в них иногда применяется сепаратор. Принимая распределение нагрузок на ролики соответствующим распределению давлений по окружности цилиндра, определяем силу, действующую на ролик:

$$N_x = N_1 \cos (x-1) \alpha,$$

где α — угловой шаг расположения роликов; $(x-1)\alpha$ — угол между силами N_1 и N_x .

Сила H равна сумме проекций всех сил N на направление линий действия этой силы, т. е.

$$H = N_1 + 2 \sum N_x \cos (x-1) \alpha.$$

Отсюда максимальное значение силы, прижимающей ролик к колонне,

$$N_1 = \frac{H}{1 + 2 \sum \cos^2(\alpha - 1) \alpha}$$

Так как в процессе работы возможен перенос роликов, то значение силы N_1 увеличивают и расчет ведут на условную силу:

$$N_1 = \frac{1,25H}{1 + 2 \sum \cos^2(\alpha - 1) \alpha}$$

Обычно многороликовые опоры сложнее изготовить и они получаются больших габаритов, чем опоры с катками. Однако в многороликовых опорах момент сопротивления несколько меньше, так как в них отсутствует трение об оси катков и остается только сопротивление от трения качения роликов по колонне. Эта сила сопротивления равна сумме сил сопротивления качения всех нагруженных роликов в роликовой обойме:

$$W = W_1 + 2(W_2 + W_3 + \dots + W_x) =$$

$$= N_1 \frac{2\mu}{d_p} + 2 \frac{2\mu}{d_p} \times$$

$$\times (N_2 + N_3 + \dots + N_x),$$

или

$$W = \frac{2\mu}{d_p} [N_1 + 2(N_2 + N_3 + \dots + N_x)].$$

В этом случае момент сопротивления вращению

$$M_{нH} = W \frac{D}{2} + \mu N_1 + 2\mu (N_2 + N_3 + \dots + N_x).$$

Катки нижней опоры выполняют цилиндрическими или бочкообразными. Последние более предпочтительны, так как на характер соприкосновения бочкообразного катка с колонной не влияют возникающие при изготовлении металлоконструкции перекосы. Катки рассчитывают по контактным напряжениям (см. § 32). Обычно ориентировочный диаметр поверхности катания ролика d_p выбирают из соотношения $d_p \approx (2,5 \div 3) d_1$, где d_1 — диаметр оси ролика (см. рис. 170, б). Ось ролика изготовляют из стали 45 или стали 50, а ее диаметр определяют по результатам расчета на изгиб при условии $[\sigma_{из}] = \sigma_T/4$.

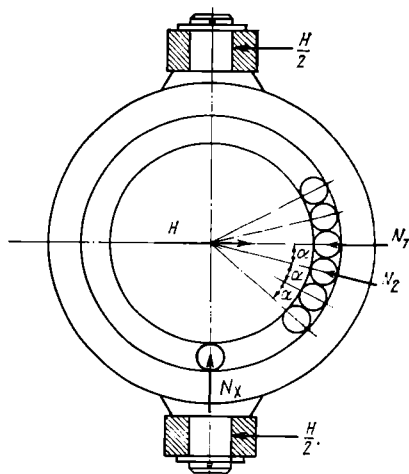


Рис. 172. Схема многороликовой опоры крана на колонне

Рабочую поверхность оси ролика проверяют по давлению, принимаемому вследствие малых скоростей скольжения равным 10—13 МПа. Для приближенных расчетов роликов можно применять расчет по среднему условному давлению между роликом и колонной по формуле $p = \frac{N}{d_p b} \leq [p]$, где b — высота рабочей поверхности ролика. Допустимое давление в этом расчете $[p] = 7,5 \div 13,0$ МПа при твердости контактных поверхностей не менее НВ 200.

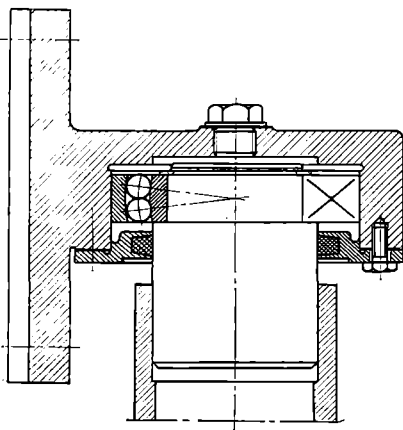


Рис. 173. Схема верхней опоры крана на подшипниках качения

Кран с внешней верхней опорой. Вертикальная сила V (см. рис. 165), действующая на нижнюю опору, равна, так же как и для крана на колонне, сумме всех весов поворотной части крана. Горизонтальная сила H , действующая в верхней и нижней опорах,

$$H = (G_{гр}L + Ga)/h.$$

Здесь обозначения такие же, как и для кранов на колонне.

Обе опоры крана этого типа выполняют на подшипниках качения (рис. 173 и 174). Момент сопротивления в опорах определяют так же, как и для крана на неподвижной колонне. Общий момент сопротивления от трения в опорах крана равен сумме моментов сопротивления от силы H в верхней и нижней опорах и от силы V в нижней опоре:

$$M'_c = M_{нH} + M_{вH} + M_{нV}.$$

Цапфы опор крана работают на изгиб, а нижняя цапфа еще и на сжатие от силы V . Максимальное напряжение в нижней цапфе в опасном сечении (у заделки цапфы)

$$\sigma = \frac{M_{н}}{W} + \frac{V}{A} \leq [\sigma].$$

Допускаемое напряжение $[\sigma] = \sigma_T/2,5$. Изготавливают цапфы обычно из стали Ст5 или стали 40. Общий момент сопротивления повороту, приведенный к валу двигателя,

$$M_c = \frac{M'_c}{u_M \eta_M}.$$

Тот же момент при торможении механизма

$$M_{ст} = \frac{M'_c \gamma_M}{u_M}.$$

При учете ветровой нагрузки суммарный момент сопротивления повороту, приведенный к валу двигателя,

$$M_{\text{сумм}} = M_c + M_v,$$

где M_v — момент от ветровой нагрузки на кран в рабочем состоянии.

При расчете предполагается, что ветровая нагрузка действует перпендикулярно плоскости стрелы, препятствуя ее движению:

$$M_v = \frac{W_v a}{u_m \gamma_m},$$

где a — расстояние от точки приложения равнодействующей ветровой нагрузки до оси вращения стрелы.

Краны с поворотным кругом. В некоторых автомобильных кранах опорно-поворотное устройство, соединяющее поворотную часть крана с неподвижной частью (рис. 175), состоит из закрепленного на неподвижной раме круга катания 3, имеющего с внешней стороны замкнутую круговую дорожку для опорных роликов 2 поворотной рамы, а в центре — полую ступицу для размещения вала привода. На круге катания закреплен зубчатый венец 1, вокруг которого обкатывается шестерня механизма поворота, установленного на поворотной части. Нагрузки от веса поворотной части крана и от грузового момента передаются с поворотной части на неподвижную раму через конические опорные ролики 2, оси которых соединены с поворотной рамой. Момент от веса стрелы и груза прижимает ролики, расположенные со стороны стрелы, к нижней рабочей поверхности круга катания, а ролики с противоположной стороны — к верхней поверхности. Центральная цапфа круга катания разгружена от передачи момента.

Нормальная работа опорно-поворотного устройства во многом зависит от размера зазора между роликами и опорными дорожками круга катания. Увеличение зазоров приводит к росту ударных нагрузок и увеличению износа дорожек и тел качения. Поэ-

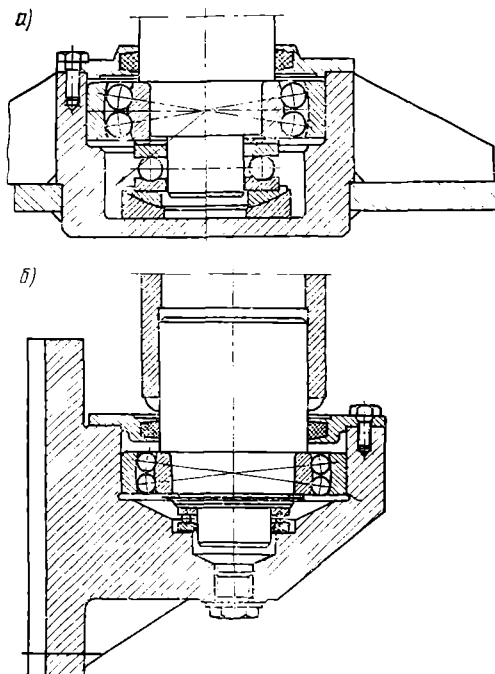


Рис. 174. Схема нижней опоры крана:

a — с упорным подшипником на сферической шайбе; b — с упорным подшипником на свинцовой подкладке

тому при конструировании необходимо предусматривать возможность регулирования зазора.

В последнее время в поворотных кранах все большее применение находят одно- или двухрядные шариковые и роликовые опорно-поворотные устройства (рис. 176). Однорядные устройства

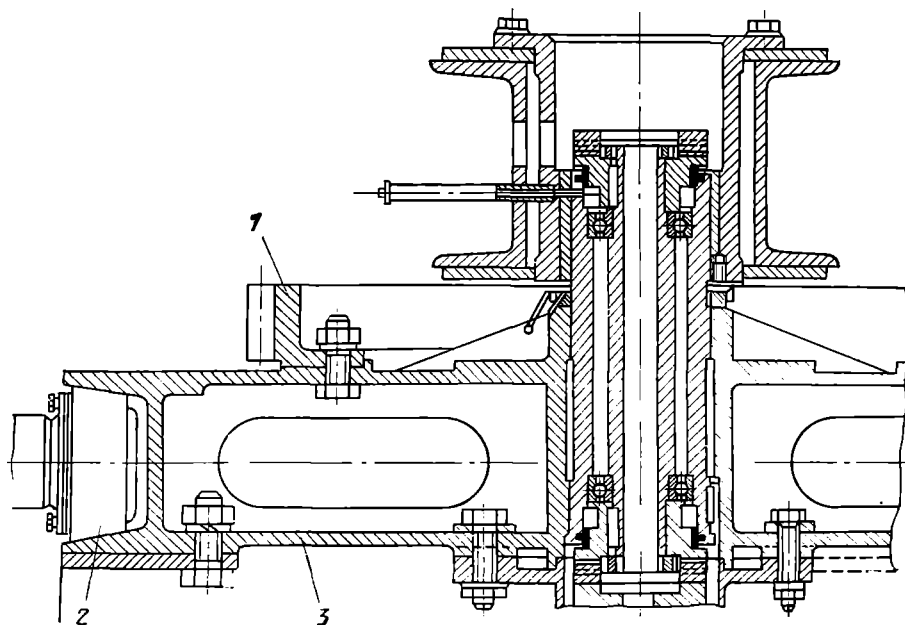


Рис. 175. Опорно-поворотное устройство автомобильного крана

(рис. 176, а, в) применяют для кранов относительно малой грузоподъемности. Двухрядное опорно-поворотное устройство (рис. 176, б, г) имеет внутреннюю (неподвижную) опору 1, состоящую из двух полуопор, соединенных болтами, и подвижную опору 2 с зубчатым венцом, прикрепленную к подвижной опоре или изготовленную как одно целое с ней. Двухрядные устройства воспринимают как горизонтальные нагрузки, так и нагрузки от опрокидывающего момента и не требуют дополнительных центрирующих или удерживающих элементов. Между беговыми дорожками опорных колец размещаются стальные шарики 3, разделенные сепаратором. Во всех этих устройствах используются стандартные шарики и ролики, выпускаемые промышленностью. При весьма малых значениях частоты вращения шарики укладываются и без сепараторов вплотную друг к другу. Применение шариковых или роликовых опорно-поворотных устройств позволяет уменьшить потери на трение. Кольца кругов изготавливают из стали, а беговые дорожки закалывают и полируют, что обеспечивает снижение износа элементов устройства. Роликовые опорно-поворотные уст-

ройства могут выдерживать большие нагрузки, чем шариковые тех же размеров. Однако шариковые конструкции имеют меньшие потери на трение и менее чувствительны к неточностям изготовления и деформациям сопрягаемых рам.

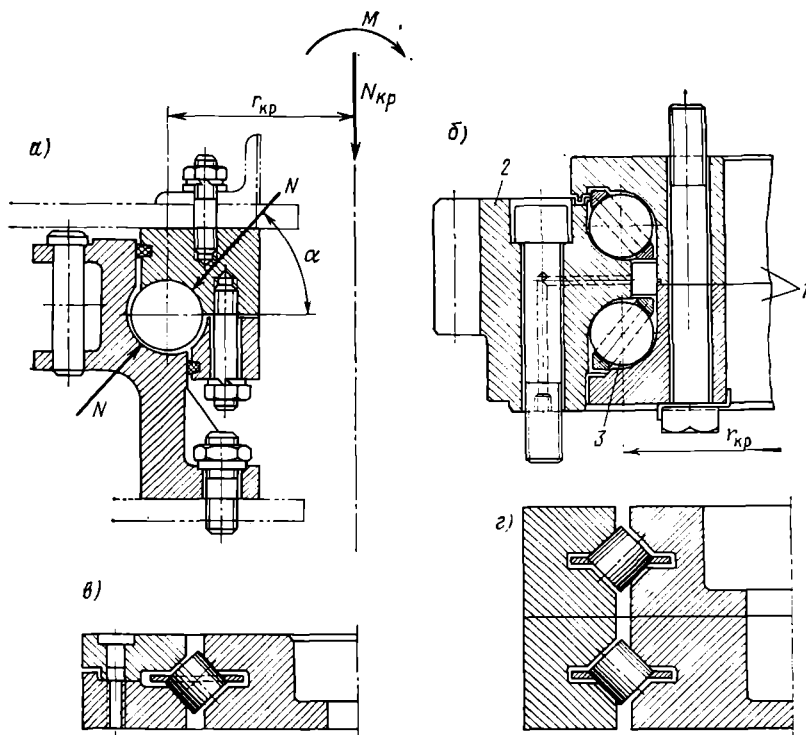


Рис. 176. Поперечные сечения опорно-поворотных кругов:

а, б — шариковых; в, г — роликовых

При определении нагрузки на тело качения опорно-поворотного устройства такого типа следует учесть, что в общем случае система является статически неопределимой и распределение нагрузки между отдельными телами зависит от жесткости системы и точности изготовления ее элементов. При проектировании стремятся создать по возможности более жесткие конструкции.

Момент трения при вращении поворотной платформы на шариковом круге определяют с учетом давления на шары от вертикальной нагрузки $N_{кр}$ и момента $M_{кр}$, воспринимаемых опорным устройством (рис. 176). Принимая закон распределения деформаций линейным и считая вертикальную нагрузку равномерно распределенной между всеми шарами ряда, ориентировочное суммарное значение наибольшей нагрузки на тело качения

$$N = \left(N_{кр} + 2,25 \frac{M_{кр}}{r_{кр}} \right) \frac{1}{n \sin \alpha},$$

где n — число тел качения в одном ряду; $r_{кр}$ — радиус беговой дорожки; α — угол наклона опорной реакции к горизонтالي. Момент сопротивления вращению опорного круга определяется по следующим формулам:

$$M_{тр} = f \frac{N_{кр} r_{кр}}{\sin \nu} \text{ при } \frac{M_{кр}}{N_{кр}} \leq \frac{r_{кр}}{2};$$

$$M_{тр} = \frac{f}{\sin \nu} \left[N_{кр} r_{кр} + \delta_{кр} \left(M_{кр} - \frac{N_{кр} r_{кр}}{2} \right) \right]$$

$$\text{при } \frac{M_{кр}}{N_{кр}} > \frac{r_{кр}}{2},$$

где $M_{кр}$ — момент от нормативных составляющих нагрузок, действующий на опорный круг относительно оси, проходящей через центр круга нормально к плоскости подвеса (см. ГОСТ 13994—81); f — приведенный коэффициент сопротивления: $f=0,01$ для шариковых и $f=0,012$ для роликовых кругов; $N_{кр}$ — суммарная вертикальная нагрузка на опорный круг; $r_{кр}$ — средний радиус опорного круга по дорожке катания; ν — угол наклона к горизонтали сил, действующих на шарики или ролики опорного круга; $\delta_{кр} = (1,3 \div 3) 10^{-4} N_{кр}$, где $N_{кр}$ выражена в кН.

Учитывая неизбежную неравномерность распределения нагрузки между телами качения, сила N не должна превышать половины допустимой статической нагрузки на тело качения выбранного размера, принимаемой при расчете подшипников качения.

§ 36. Пуск и торможение механизма поворота

Процесс пуска. Уравнение моментов при пуске механизма имеет вид

$$M_{пуск} = M_c + M_{ин1} + M_{ин2} + M_{ин3} + M_n, \quad (57)$$

где $M_{пуск}$ — средний пусковой момент двигателя, определяемый по формуле (27) или (28); $M_{ин1}$ — момент от сил инерции вращающихся элементов привода, определяемый по формуле (37); $M_{ин2}$ — момент от силы инерции груза, вращающегося относительно оси поворота, при максимальном вылете; $M_{ин3}$ — момент от сил инерции поворачивающихся частей металлоконструкции; M_c — суммарный момент сопротивления движению в опорах крана; M_n — момент сопротивления ветровой нагрузки, учитываемый при работе крана на открытом воздухе.

Все моменты в уравнении (57) приведены к валу двигателя. Значение момента силы инерции груза определяют следующим образом: чтобы сообщить грузу массой Q , расположенному на вылете L , угловое ускорение $\varepsilon = d\omega/dt$, необходимо к стреле прило-

$$M_2 = J\varepsilon = QL^2 \frac{d\omega}{dt}.$$

Как и прежде, принимаем ускорение в течение процесса пуска постоянным. Тогда $\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega}{t_{\pi}}$, где t_{π} — продолжительность периода пуска, с. Подставляя в это выражение значение угловой скорости $\omega = \pi n_c / 30$ и выражая частоту вращения стрелы n_c , об/мин, через частоту вращения двигателя $n_c = n_1 / u_m$, получаем момент силы инерции груза, действующий относительно оси стрелы, в следующем виде:

$$M_2 = \frac{\pi QL^2 n_1}{30 t_{\pi} u_m}$$

Приведем этот момент, выраженный в ньютонах на метр, к валу двигателя:

$$M_{ин2} = \frac{QL^2 n_1}{9,55 t_{\pi} u_m^2 \eta_m},$$

где u_m и η_m — соответственно общее передаточное число и КПД механизма поворота от оси стрелы до вала двигателя.

Момент сил инерции поворачивающихся частей металлоконструкции, действующий на оси поворота стрелы, представляется как сумма моментов, которые надо приложить к отдельным элементам металлоконструкции, чтобы сообщить им угловое ускорение $\varepsilon = \omega / t_{\pi}$:

$$M_3 = J_1 \frac{\omega}{t_{\pi}} + J_2 \frac{\omega}{t_{\pi}} + \dots + J_m \frac{\omega}{t_{\pi}} = \frac{\omega}{t_{\pi}} \sum_{i=1}^m J_i = \frac{\pi n_1 \sum_{i=1}^m J_i}{30 t_{\pi} u_m},$$

где $J_1, J_2, \dots, J_m$ — моменты инерции отдельных элементов поворотной части металлоконструкции (стрелы, противовеса, растяжек, подкосов и т. п.).

Момент инерции поворачивающихся элементов металлоконструкции (в ньютонах на метр), приведенный к валу двигателя, равен

$$M_{ин3} = \frac{n_1 \sum_{i=1}^m J_i}{9,55 t_{\pi} u_m^2 \eta_m}.$$

Учитывая эти выражения, уравнение (57) представляется в следующем виде:

$$M_{пуск} = M_c + (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_{\pi}} + \frac{QL^2 n_1}{9,55 t_{\pi} u_m^2 \eta_m} + \frac{n_1 \sum_{i=1}^m J_i}{9,55 t_{\pi} u_m^2 \eta_m} + M_{в.} \quad (58)$$

Время пуска для механизмов поворота кранов *первой группы* определяют в зависимости от режима работы по формуле

$$t_{\text{п}} = \frac{60\beta}{\pi n_{\text{с}}}, \quad (59)$$

где β — рекомендуемый угол поворота стрелы за время пуска: для первых трех групп режима работы кранов $\beta = \pi/12$, для 4-й и 5-й групп $\beta = \pi/9$, для остальных групп $\beta = \pi/6$; $n_{\text{с}}$ — номинальная частота вращения стрелы, об/мин.

Для *второй группы* кранов время пуска, а также и время торможения во избежание сильного раскачивания груза принимается обычно [24] равным 3—5 с при отсутствии ветра и 4—10 с — при наличии ветровой нагрузки.

Момент сопротивления повороту от сил трения в механизмах поворота с машинным приводом обычно в 3—10 раз меньше моментов от сил инерции. Предварительный выбор двигателя можно производить по моменту [24]:

$$M = M_{\text{с}} + (1,1 \div 1,3)(M_{\text{ин2}} + M_{\text{ин3}})/K_{\text{п}},$$

где $K_{\text{п}}$ — кратность пускового момента, принимаемая по паспорту электродвигателя. Выбранный двигатель необходимо проверять по пусковому моменту, который должен быть близок по значению к величине, определяемой по уравнению (58), при времени пуска, найденном по зависимости (59). Если пусковой момент двигателя значительно меньше пускового момента, определяемого по уравнению (58), то время пуска увеличится и соответственно снизится производительность. Установка двигателя со слишком большим пусковым моментом приводит к появлению повышенных динамических нагрузок, отрицательно влияющих на работу элементов механизма поворота и металлоконструкции. В механизмах поворота, имеющих несколько скоростей, для переключения скоростей правила Госгортехнадзора разрешают применять фрикционные или кулачковые муфты включения.

Процесс торможения. Механизмы поворота грузоподъемных машин с машинным приводом имеют тормоза, обеспечивающие прекращение движения на определенной длине тормозного пути. Тормозной путь не должен превышать допустимого значения при действии ветра в направлении поворота при допустимом уклоне пути для рабочего состояния крана; тормоз должен обеспечивать плавное торможение при отсутствии ветра. На механизмах поворота с ручным приводом устанавливать тормоза не обязательно, если исключена возможность самопроизвольного поворота под действием ветровой или какой-либо иной нагрузки.

Тормоза механизмов поворота грузоподъемных машин должны быть нормально закрытого типа. Но на механизмах поворота башенных и порталных кранов допускается установка управляемых тормозов нормально открытого типа. В этом случае тормоз-

ной момент, создаваемый усилием крановщика, может изменяться в широких пределах и обеспечивать плавное торможение механизма. Кроме того, если электрическая схема включения механизма предусматривает возможность торможения электродвигателем, то при отключении электродвигателя тормоза могут не замыкаться, и в этом случае может быть предусмотрено замыкание (размыкание) тормоза добавочной кнопкой при нейтральном положении контроллера.

Для механизма поворота уравнение моментов при торможении имеет вид

$$M_{\tau} + M_{\tau.c} = M_{\tau.ин1} + M_{\tau.ин2} + M_{\tau.ин3} + M_{\tau.в}. \quad (60)$$

Момент сил инерции вращающихся масс механизма $M_{\tau.ин1}$ определяется по уравнению (37), как и для механизмов подъема и передвижения.

Момент сил инерции поворачивающегося груза (в ньютонах на метр) вычисляют по формуле

$$M_{\tau.ин2} = \frac{QL^2 n_1^2 \eta_M}{9,55 t_{\tau} u_M^2},$$

где Q — масса груза, кг; L — максимальный вылет, м; n_1 — частота вращения вала электродвигателя, об/мин; t_{τ} — время торможения, с; η_M и u_M — соответственно кпд и передаточное число механизма. Момент сил инерции поворачивающейся части металлоконструкции

$$M_{\tau.ин3} = \frac{n_1 \sum_1^m J_i \eta_M}{9,55 t_{\tau} u_M^2};$$

момент ветровой нагрузки при торможении

$$M_{\tau.в} = \frac{W_n a \tau_M}{u_M}.$$

где a — плечо действия равнодействующей ветровой нагрузки относительно оси поворота крана; остальные обозначения в двух последних зависимостях соответствуют обозначениям в формулах для расчета моментов при пуске.

Угол поворота стрелы, соответствующий рекомендуемому тормозному пути, такой же, как при пуске. Тогда время торможения равняется времени пуска, т. е. $t_{\tau} = t_{\text{п}}$. При этом замедления при торможении по абсолютной величине равны ускорениям при пуске, а следовательно, моменты инерции и напряжения в элементах крана при пуске и торможении также одинаковы.

Подставив время торможения в уравнение (60), можно определить номинальное значение тормозного момента, производящего остановку крана на рекомендуемом пути торможения. Для

портальных кранов при применении управляемых тормозов время торможения при номинальной силе нажатия на педаль управления тормозами, принимаемой в пределах 80—120 Н, и при отсутствии ветровой нагрузки и уклона крана составляет не менее 3—5 с. Предохранительные устройства в виде фрикционной муфты предельного момента (см. рис. 162) или срезающихся штифтов ограничивают значения напряжений, возникающих в элементах механизма в периоды неустановившегося движения, а также предупреждают поломку стрелы и элементов механизма или опрокидывание крана, если поворачивающиеся части металлоконструкции задевают внешние препятствия. Предохранительную муфту рассчитывают на передачу в период разгона момента:

$$M_{\text{предохр}} = \frac{k}{u_1 \eta_1} (M'_c + M_2 + M_3 + M'_b),$$

где u_1 и η_1 — соответственно передаточное число и КПД механизма между осью вращения крана и валом, на котором установлена предохранительная муфта; $k=1.15$ — коэффициент запаса; M'_c , M_2 , M_3 , M'_b — соответственно моменты сопротивления, сил инерции и ветровой нагрузки, действующие относительно оси поворота. Во избежание появления в элементах механизма чрезмерно больших динамических нагрузок в механизмах поворота нельзя применять самотормозящие червячные передачи.

§ 37. Элементы поворотных кранов

Колонны, на которых расположена поворачивающаяся часть металлоконструкции кранов, обычно изготавливают из сталей Ст3, Ст4 и Ст5. Размер поперечного сечения колонн определяют из расчета на изгиб от силы H (см. рис. 164). Максимальный момент, изгибающий колонну без учета ветровой нагрузки и возможного уклона, равен

$$M_{\text{и max}} = Hh = G_{\text{гр}}L + Ga - G_{\text{пр}}b.$$

Диаметр колонны в расчетном сечении

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{и max}}}{0,1 [\sigma_{\text{и}}]}},$$

где $[\sigma_{\text{и}}] = \sigma_{\text{т}}/2,5$

Колонну, имеющую большую высоту, необходимо проверять на устойчивость от сжатия силой V . Обычно высоту колонны принимают не более половины высоты крана и не более 3 м. Прогиб верхнего конца колонны приводит к появлению уклона фермы крана, поэтому его необходимо учитывать при назначении размеров колонны. Допускаемое отношение максимального прогиба колонны к вылету крана принимается в пределах 1/400—1/300.

Нижний конец колонны имеет форму цилиндра или усеченного конуса. *Конический конец* колонны устанавливают в коническом же гнезде фундаментной плиты (рис. 177, а), причем уклон

образующей конуса принимают в пределах $1/15—1/20$. Хвостовик колонны работает на смятие от силы V и от момента $M = Hh$ (см. рис. 164). Длину хвостовика выбирают таким образом, чтобы максимальное напряжение смятия не превышало допустимых значений. Эпюры напряжений от момента M по длине образующей конуса имеют вид треугольника при максимальных значениях напряжений σ_n и σ_b (рис. 177, а). На верхнем участке хво-

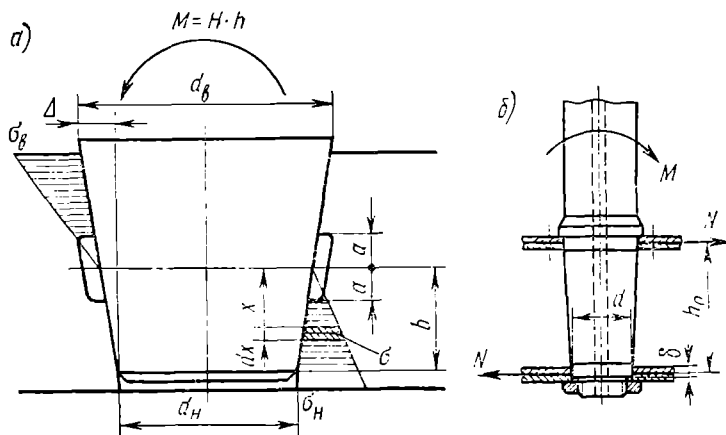


Рис. 177. Схема расчета хвостовика колонны с конической (а) и с цилиндрической (б) поверхностью

стовика напряжение смятия равно $\sigma' = x\sigma_b/b$ и на нижнем $\sigma'' = x\sigma_n/b$. Момент сил, создаваемый этими напряжениями, уравновешивает внешний момент M . Тогда, принимая для упрощения вывода, что на верхнем участке хвостовика диаметр его равен d_b , а на нижнем d_n и что на полоске шириной dx давление по дуге контакта хвостовика с плитой распределено равномерно (хотя в действительности давление распределено по косинусоидальному закону), получаем

$$Hh = \int_a^b \sigma' x d_b dx + \int_a^b \sigma'' x d_n dx.$$

Подставляя сюда значения σ' и σ'' , имеем

$$Hh = \frac{\sigma_b d_b}{b} \int_a^b x^2 dx + \frac{\sigma_n d_n}{b} \int_a^b x^2 dx. \quad (61)$$

Силы, действующие на верхнюю и нижнюю части хвостовика, равны между собой:

$$\int_a^b \sigma' d_b dx = \int_a^b \sigma'' d_n dx,$$

откуда $\sigma_{\text{в}} d_{\text{в}} = \sigma_{\text{н}} d_{\text{н}}$, т. е. максимальное напряжение смятия $\sigma_{\text{н}}$ от момента Hh возникает на нижнем конце хвостовика, имеющем меньший диаметр. После интегрирования уравнения (61) получаем

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{3Hhb}{2d_{\text{н}}(b^3 - a^3)}.$$

При $a=0$ (гнездо плиты не имеет центральной проточки)

$$\sigma_{\text{н}} = \frac{3Hh}{2d_{\text{н}}b^2}.$$

Вертикальная сила V распределена равномерно по горизонтальной проекции площади гнезда плиты:

$$V = \sigma_V \pi \frac{d_{\text{в}} + d_{\text{н}}}{2} \Delta \frac{b-a}{b},$$

где $\Delta = (d_{\text{в}} - d_{\text{н}})/2$.

Отсюда напряжение

$$\sigma_V = \frac{4Vb}{\pi (d_{\text{в}}^2 - d_{\text{н}}^2) (b-a)};$$

при $a=0$

$$\sigma_V = \frac{4V}{\pi (d_{\text{в}}^2 - d_{\text{н}}^2)}.$$

Суммарное напряжение в нижней точке хвостовика $\sigma_{\text{н}} + \sigma_V \leq [\sigma_{\text{см}}]$. Допускаемые напряжения принимаются равными: для чугунной плиты $[\sigma_{\text{см}}] = 25 \div 30$ МПа; для стальной плиты $[\sigma_{\text{см}}] = 50 \div 60$ МПа. Исходя из этих данных, определяют необходимую длину хвостовика колонны. При проектировании обычно задаются размерами хвостовика колонны, принимая его длину в пределах $2b = (0,9 \div 1,5)d_{\text{ср}}$, где $d_{\text{ср}} = (d_{\text{в}} + d_{\text{н}})/2$ — средний диаметр хвостовика колонны.

Цилиндрический хвостовик (рис. 177, б) вставляют обычно в сварную раму. Вертикальную силу V в этом случае воспринимает кольцевой выступ. Хвостовик рассчитывают на смятие по силе N , возникающей между хвостовиком и рамой от момента, изгибающего колонну: $Nh = Nh_0$, откуда $N = Hh/h_0$. Напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{N}{\delta d} = \frac{Hh}{\delta d h_0} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $[\sigma_{\text{см}}] = 120 \div 140$ МПа для рамы, изготовленной из стали Ст3.

Верхняя траверса крана (см. рис. 169) представляет собой гнездо для подшипников и ее обычно изготовляют ковкой из стали Ст4 или Ст5. Для соединения с металлоконструкцией крана траверсу снабжают шипами или отверстиями для вставных шипов. Траверса работает на изгиб от сил H и V с максимальными изгибающими моментами в среднем сечении, вызывающими на-

пряжения:

$$\sigma_{нH} = \frac{M_{нH}}{W_y}; \quad \sigma_{нV} = \frac{M_{нV}}{W_x},$$

где $M_{нH}$ и $M_{нV}$ — расчетные значения изгибающих моментов, действующих в среднем сечении траверсы; W_x и W_y — моменты сопротивления среднего сечения траверсы относительно горизонтальной и вертикальной осей.

Максимальное напряжение от изгиба определяют как сумму напряжений от изгибов в горизонтальной и вертикальной плоскостях:

$$\sigma_{\max} = \sigma_{нH} + \sigma_{нV} \leq [\sigma_n],$$

где $[\sigma_n] = \sigma_T/2,2$.

Шипы траверс проверяют на изгиб и на смятие их поверхностей соприкосновения с элементами металлоконструкции, на которые они опираются. Расчетной силой в этом случае является равнодействующая сил $H/2$ и $V/2$.

Фундаментные плиты необходимы для укрепления колонн кранов на фундаменте (рис. 178). Их обычно прикрепляют к фундаменту болтами. Плиту изготавливают литьем из стали или чугуна или сваркой из стали. Она состоит из нескольких радиальных лап, по концам которых располагаются фундаментные болты, а в центре находится гнездо, в которое входит хвостовик колонны. Расчет опорной площади фундаментной плиты производят из условий сохранения прочности фундамента в стыке с плитой и обеспечения нераскрытия стыка под влиянием действия на плиту опрокидывающего момента $M = Hh$ и вертикальной силы V_1 , состоящей из максимальной вертикальной нагрузки V на колонну от веса крана, веса колонны и веса плиты. При работе крана на открытом воздухе к опрокидывающему моменту $M = Hh$ от веса груза и конструкции крана необходимо добавить момент от ветровой нагрузки.

Если принять, что основание плиты остается плоским во все периоды нагружения крана, можно считать, что нагрузки в болтах от опрокидывающего момента M пропорциональны расстоянию l (рис. 178) от оси болта до оси $y-y$ поворота фундаментной плиты, т. е.

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{l_1}{l_2}; \quad \frac{F_1}{F_k} = \frac{l_1}{l_k}.$$

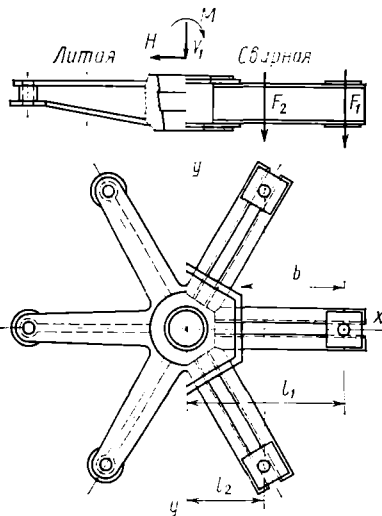


Рис. 178. Схема фундаментной плиты крана с неподвижной колонной

Опрокидывающий момент M уравнивается суммой моментов сил в болтах относительно оси опрокидывания $y-y$:

$$M = F_1 l_1 i_1 + F_2 l_2 i_2 + \dots + F_n l_n i_n,$$

где $i_1, i_2, \dots, i_n$ — число болтов, нагруженных соответственно силами $F_1, F_2, \dots, F_n$ и расположенных на расстоянии $l_1, l_2, \dots, l_n$ от оси $y-y$.

В болтах возникают наибольшие напряжения, когда стрела находится в плоскости $x-x$, проходящей через центр фундаментальной плиты. Это положение является расчетным. Все другие положения дают более благоприятное распределение нагрузки между болтами. Решая совместно приведенную систему уравнений, определяют максимальную внешнюю нагрузку на болт от опрокидывающего момента:

$$F_1 = \frac{M l_1}{l_1^2 i_1 + l_2^2 i_2 + \dots + l_n^2 i_n} = \frac{M l_1}{\sum_1^n l_k^2 i_k}.$$

Так как плита имеет достаточно высокую жесткость, можно считать, что сила V_1 распределяется равномерно по всей поверхности стыка между плитой и фундаментом. При общем числе болтов n нагрузка на каждый болт от силы V_1 равна $F_v = V_1/n$. Внешняя нагрузка на наиболее нагруженный болт $F_{вн} = F_1 - F_v$.

Внешняя нагрузка от опрокидывающего момента вызывает увеличение растягивающей нагрузки болтов, расположенных с одной стороны от оси опрокидывания, и уменьшение — с другой. При действии отрывающей внешней нагрузки $F_{вн}$ на затянутое болтовое соединение только часть этой нагрузки, равная $\psi F_{вн}$, где $\psi < 1$, идет на увеличение силы, растягивающей болты, а остальная часть, равная $(1-\psi) F_{вн}$, разгружает стык. По условию совместности перемещений под действием внешней нагрузки болт удлинится настолько, насколько уменьшится сжатие деталей, т. е.

$$\delta = \psi F_{вн} \lambda_b = (1-\psi) F_{вн} \lambda_n.$$

Здесь $\lambda_b = l/(E_b A_b)$ — податливость болта, численно равная деформации болта под действием силы 1 Н; λ_n — податливость соединения плиты и фундамента; l — расчетная длина болта, сложенная из расстояния между опорными поверхностями болта и половины высоты гайки; E_b и A_b — модуль упругости материала и площадь сечения болта. Тогда коэффициент $\psi = \lambda_n/(\lambda_n + \lambda_b)$.

При большой податливости болта λ_b и малой податливости плиты и фундамента λ_n коэффициент ψ мал и почти вся внешняя сила идет на разгрузку стыка, и наоборот, при большой податливости плиты и фундамента λ_n и малой податливости болта большая часть внешней нагрузки передается на болты. В боль-

шинстве случаев $\psi \leq 0,2 \div 0,3$. Это значение обычно и принимается в приближенных расчетах при отсутствии в стыке мягких прокладок.

Болты, крепящие плиту к фундаменту, должны быть предварительно затянуты так, чтобы при работе крана с номинальной нагрузкой не произошло раскрытие стыка. Силы предварительной затяжки

$$F_{\text{зат}} = k(1 - \psi) F_{\text{вн}},$$

где $k = 1,8 \div 2$ — коэффициент запаса затяжки с учетом переменности внешней нагрузки. Расчет болта производится на растяжение по максимальной осевой силе, действующей на затянутый болт после приложения внешней нагрузки $F_{\text{вн}}$ с учетом влияния крутящего момента от затяжки болтов:

$$F_{\text{расч}} = 1,3F_{\text{зат}} + \psi F_{\text{вн}}.$$

При наличии горизонтальной силы H соединение должно препятствовать сдвигу плиты по фундаменту. Это условие выполняется при соблюдении следующего неравенства:

$$H \leq f \left(n \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p] + V_1 \right),$$

где $f = 0,35 \div 0,5$ — коэффициент трения между фундаментом и плитой; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение растяжения для болтов; d_1 — внутренний диаметр резьбы болта.

Обычно для крепления фундаментных плит берут болты диаметром не меньше 24 мм. Головки болтов следует закладывать по возможности ближе к подошве фундамента, чтобы при затяжке болта и приложении внешней нагрузки использовать большую массу фундамента.

Каждая из лап фундаментной плиты нагружена вертикальной силой V_1 и нагрузкой от опрокидывающего момента M . Максимальная нагрузка на лапу

$$F_{\text{max}} = F_1 + F_V.$$

Лапу рассчитывают на изгиб в расчетном сечении примыкания ее к центральной части плиты:

$$\sigma_{\text{и}} = F_{\text{max}} b / W,$$

где W — момент сопротивления расчетного сечения лапы; b — плечо действия силы F_{max} относительно расчетного сечения.

Давление между лапой плиты и фундаментом проверяется по той же максимальной внешней нагрузке F_{max} с учетом силы предварительной затяжки болта, т. е.

$$p = \frac{F_{\text{max}} + \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p]}{A_{\text{он}}} \leq [p],$$

где $A_{оп}$ — опорная поверхность лапы; $[p]$ — допускаемое напряжение смятия фундамента: для кирпичной кладки на известковом растворе $[p] = 0,7 \div 1,0$ МПа; для кладки на цементном растворе $[p] = 1,5 \div 2,0$ МПа; для бетонного фундамента $[p] = 2,0 \div 2,5$ МПа.

Фундаменты. Для восприятия нагрузок, действующих на кран, передачи этих нагрузок на грунт и обеспечения необходимой устойчивости крана применяют фундаменты из бетона, бутобето-

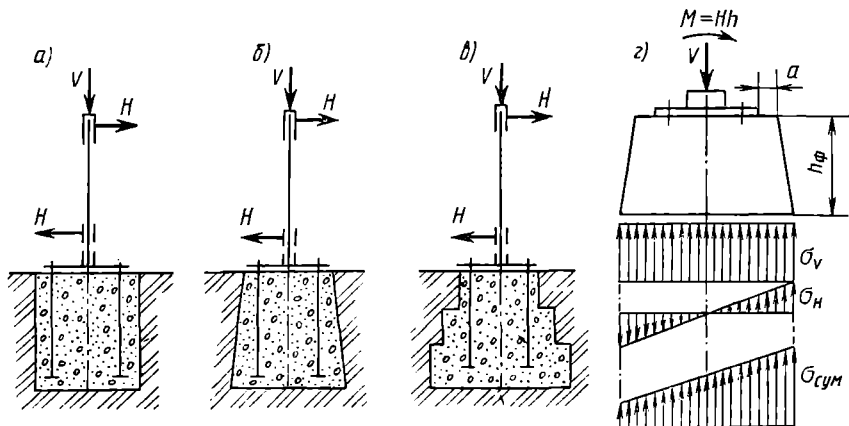


Рис. 179. Фундамент для крана на колонне:

a — прямоугольный; $б$ — расширяющийся книзу; $в$ — уступчатый; $г$ — схема расчета фундамента

на или кирпичной кладки. Устойчивость фундамента против действия опрокидывающего момента обеспечивается правильным выбором собственной массы фундамента и его размеров. Влияние грунта, подпирающего фундамент по его боковым поверхностям и увеличивающего устойчивость фундамента и крана, обычно при расчетах не учитывается, что приводит к некоторому повышению фактического запаса устойчивости. Верхнее основание фундамента во избежание выкрошивания его краев на 200—400 мм с каждой стороны превышает размер фундаментной плиты, т. е. $a = 200 \div 400$ мм (рис. 179). Глубина заложения фундамента обычно составляет 1,2—2 м, и она должна быть на 0,2 м больше глубины промерзания грунта. Обычно фундамент выполняют с квадратной или многоугольной формой подошвы. Для повышения устойчивости фундамент иногда делают расширяющимся книзу — наклонным или уступчатым (рис. 179, б, в). Подошва фундамента должна иметь такие размеры, чтобы в месте стыка фундамента с грунтом не происходило деформации грунта или раскрытия стыка и, как следствие этого, перекоса крана.

Действие вертикальной силы V_1 и веса фундамента G_f вызывает появление между фундаментом и грунтом равномерно рас-

пределенных напряжений смятия (рис. 179, з):

$$\sigma_V = \frac{V_1 + G_\Phi}{A_n},$$

где A_n — площадь подошвы фундамента. Момент $M = Hh$ создает напряжения, изменяющиеся по закону треугольника:

$$\sigma_M = \frac{M}{W_n},$$

где W_n — момент сопротивления площади подошвы фундамента относительно оси, перпендикулярной плоскости действия момента M . Максимальные значения σ_M соответствуют положению стрелы, при котором W_n минимален. При квадратной подошве фундамента момент сопротивления имеет наименьшее значение, когда стрела крана расположена по направлению диагонали подошвы. При этом $W_n = \sqrt{2}b^3/12$, где b — длина стороны квадрата.

Во избежание раскрытия стыка необходимо, чтобы $\sigma_V = \epsilon \sigma_M$, где ϵ — коэффициент запаса, принимаемый равным 1,25.

Чтобы не происходило разрушения грунта под фундаментом, должно быть соблюдено условие

$$\sigma_{\text{сумм}} = \sigma_V + \sigma_M = (1 + \epsilon) \sigma_M = 2,25 \sigma_M \leq [\sigma'_{\text{см}}].$$

Допускаемые напряжения смятия грунта $[\sigma'_{\text{см}}]$, МПа, имеют в зависимости от вида грунта следующие значения:

Гранит, базальт, диабаз	3,0	Гравелистый песок	0,35—0,45
Известняк, песчаник	1—1,5	Песок средней крупности	0,25—0,35
Щебенчатый (галечниковый) грунт	0,6	Влажный песок	0,1—0,2
Плотнослежавшийся гравий	0,3—0,5	Мокрая глина	0,05—0,2
Суглинки, глины, мелкий песок	0,2—0,3	Болотистый грунт, торф	0,025—0,05

Противовесы применяют для уменьшения момента, изгибающего колонну поворотного крана, и уменьшения горизонтальной силы, определяющей нагрузку на опорные элементы. Их устанавливают на поворачивающейся части металлоконструкции. Противовесы уравнивают вес металлоконструкции и часть момента от веса груза. Для стационарных кранов противовес выбирают так, чтобы момент, изгибающий колонну при работе крана с грузом и направленный в сторону груза, равнялся изгибающему моменту при отсутствии груза, направленному в сторону противовеса.

Изгибающий момент для крана с неизменяемым вылетом стрелы (рис. 180):

при наличии груза

$$M_n = G_{\text{гр}}L + G_m a - G_{\text{пр}}b;$$

при отсутствии груза

$$M'_n = G_{пр}b - G_мa,$$

где $G_{гр}$ — вес номинального груза; $G_м$ — вес металлоконструкции поворачивающейся части крана (без противовеса); $G_{пр}$ — вес противовеса.

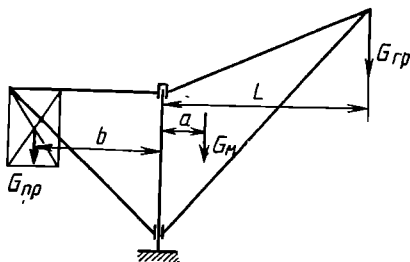


Рис. 180. Схема определения веса противовеса

Противовес выбирают из условия $M_n = M'_n$.

При этом момент, создаваемый противовесом,

$$G_{пр}b = \frac{G_{гр}}{2} L + G_мa.$$

Задавая плечо b из конструктивных соображений, определяют необходимый вес противовеса $G_{пр}$. Так как кран может работать с различными грузами, то во избежание по-

стоянного изгиба колонны большим моментом от противовеса можно при расчете принять $M'_n = \varphi M_n$, где $\varphi = 0,7 \div 0,85$ — коэффициент, учитывающий использование крана по грузоподъемности. Тогда момент, создаваемый противовесом,

$$G_{пр}b = G_{гр}L \frac{\varphi}{1 + \varphi} + G_мa.$$

Противовес поворотных кранов для уменьшения габаритов можно выполнять в виде набора чугунных плит. Для поворотных передвижных кранов размеры и место расположения противовеса выбирают таким образом, чтобы обеспечить необходимую устойчивость крана в рабочем и нерабочем состояниях.

Глава X

УСТОЙЧИВОСТЬ КРАНОВ

Безопасность работы всех передвижных и поворотных кранов должна обеспечиваться достаточной устойчивостью против опрокидывания крана. Коэффициент запаса устойчивости и методика его определения регламентированы правилами Госгортехнадзора [20], а для башенных кранов — ГОСТ 13994—81.

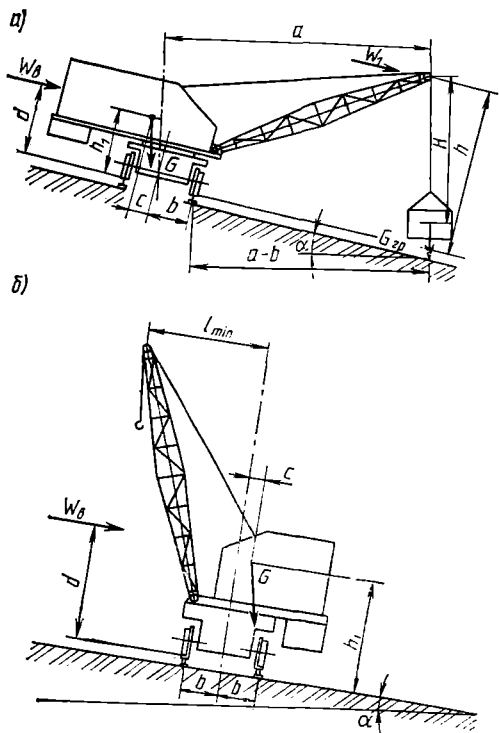
Условия равновесия кранов определяются соотношением значений удерживающего и опрокидывающего моментов, действующих относительно *оси (ребра) опрокидывания крана*. Проверку кранов на устойчивость производят как для рабочего положения крана с грузом (*грузовая устойчивость*), так и для крана без груза (*собственная устойчивость*) в условиях, когда сочетание действующих на кран нагрузок наиболее неблагоприятно с точки зрения возможности опрокидывания крана. Башенные строительные краны,

кроме того, должны быть проверены на устойчивость при внезапном снятии нагрузки с крюка и в процессе монтажа и демонтажа (см. ГОСТ 13994—81).

Устойчивость крана характеризуется следующими величинами: коэффициентом грузовой устойчивости — отношением момента относительно ребра опрокидывания, создаваемого силой тяжести всех частей крана с учетом всех дополнительных нагрузок (ветровой нагрузки, инерционных сил, возникающих при пуске или торможении механизмов подъема груза, поворота и передвижения крана), а также возникающей составляющей силы тяжести при наибольшем допустимом при работе крана уклоне к моменту, создаваемому силой тяжести груза относительно того же ребра опрокидывания; коэффициентом собственной устойчивости крана — отношением момента, создаваемого силой тяжести всех частей крана с учетом уклона пути в сторону опрокидывания относительно ребра опрокидывания, к моменту, создаваемому ветровой нагрузкой нерабочего состояния машины относительно того же ребра опрокидывания.

Согласно правилам Госгортехнадзора значения коэффициентов грузовой и собственной устойчивости должны быть не менее 1,15.

Определение числовых значений этих коэффициентов производится без учета действия рельсовых захватов, повышающих устойчивость крана. Устойчивость крана необходимо обеспечить при стреле, расположенной как вдоль, так и поперек подкранового пути. Так как в большинстве случаев у передвижных кранов колея меньше базы, то обычно более опасным, а следовательно, и расчетным случаем является положение стрелы поперек пути. Кроме того, грузovou устойчивость крана, согласно правилам Госгортехнадзора, проверяют при направлении стрелы под углом 45° к на-



правлению движения с учетом дополнительных касательных сил инерции. Поворотные велосипедные и консольные краны проверяют на устойчивость при положении стрелы вдоль пути. Определение грузовой и собственной устойчивости должно производиться для угла наклона крана не менее 3° — для стреловых кранов (за исключением железнодорожных) и 1° — для порталных кранов. У железнодорожных кранов, предназначенных для работы без дополнительных опор, должно учитываться превышение одного рельса над другим на криволинейных участках пути.

При проверке грузовой устойчивости рассматривают положение, когда груз находится на максимальном вылете. При этом уклон и ветровую нагрузку W_b принимают такими, чтобы они способствовали опрокидыванию крана (рис. 181, а). Для определения уклона рабочей площадки и проверки точности установки крана на выносных опорах стреловые, самоходные и прицепные краны (за исключением работающих на рельсовых путях) снабжаются указателями — креномерами.

Коэффициент грузовой устойчивости

$$K_1 = \frac{M_G - \sum M_{ин} - M_b}{M_{гр}} \geq 1,15,$$

где $M_{гр} = G_{гр}a$ — момент, создаваемый весом номинального груза относительно ребра опрокидывания; $M_G = Gc$ — момент, создаваемый силой тяжести частей крана и противовеса относительно того же ребра опрокидывания с учетом возможного угла наклона α пути; $M_b = W_b d$ — момент, создаваемый ветровой нагрузкой рабочего состояния, действующей на наветренную площадь крана и груза перпендикулярно ребру опрокидывания и параллельно плоскости, на которой установлен кран; $\sum M_{ин}$ — суммарный момент сил инерции элементов крана и груза, возникающих в процессе пуска и торможения механизмов крана, и центробежной силы при вращении крана.

При определении суммарного момента сил инерции следует учитывать возможность совмещения операций подъема или опускания груза с поворотом крана. Если кран перемещается с грузом на крюке и если при этом возможно совмещение операций подъема груза, поворота и передвижения крана, то производят проверку грузовой устойчивости крана в направлении его движения. При этом учитывают опрокидывающий момент сил инерции, возникающих в периоды разгона и торможения механизма передвижения крана.

Во время поворота крана возникает горизонтально направленная и лежащая в плоскости стрелы центробежная сила $F = Q\omega^2\rho$ (рис. 182), создающая опрокидывающий момент $M_n = FH$ (Q — масса груза, кг; ω — угловая скорость стрелы, рад/с; остальные обозначения понятны из рисунка). Под действием центробежной силы груз отклоняется на угол β и радиус вращения груза превышает вылет L стрелы на размер $x = H \operatorname{tg} \beta$, где $\operatorname{tg} \beta = F/(Qg)$; g — ускорение свободного падения. Принимая $\pi^2 \approx g$, м/с²; $\rho = L +$

$+HF/(Qg)$; $\omega = \pi n/30$, где n — частота вращения стрелы, об/мин, получаем для силы F выражение (в ньютонах)

$$F = \frac{10Qn^2L}{900 - n^2H}.$$

Опрокидывающий момент от этой силы

$$M_{\text{и}} = \frac{10Qn^2LH}{900 - n^2H}$$

Сила инерции поступательно движущегося (при разгоне поднимающегося, при торможении опускающегося) груза $F_{\text{ин.гр}} = Qv/t$ совпадает по направлению с силой тяжести груза и при расчете устойчивости считается приложенной к оси головных блоков стрелы (здесь v — установившееся значение скорости; t — время разгона или торможения груза).

Опрокидывающий момент от этой силы $M_{\text{ин.гр}} = Qv(a-b)/t$, где a — расстояние от плоскости, проходящей через ось вращения крана параллельно ребру опрокидывания, до центра тяжести подвешенного груза у крана, расположенного на горизонтальной плоскости; b — половина колеи рельсового пути (см. рис. 181). Если стрела перпендикулярна ребру опрокидывания, то $a = L$.

В процессе пуска или торможения механизма передвижения крана, имеющего номинальную скорость v_1 , силы инерции, возникающие от массы груза Q и массы крана $Q_{\text{кр}}$, соответственно равны Qv_1/t_1 и $Q_{\text{кр}}v_1/t_1$. Они действуют горизонтально и направлены вдоль пути перемещения крана. Опрокидывающие моменты от этих сил (см. рис. 181, а)

$$\frac{Qv_1}{t_1} h; \frac{Q_{\text{кр}}v_1}{t_1} h_1.$$

В этих формулах t_1 — длительность неустановившихся процессов движения крана.

Следует иметь в виду, что для опрокидывания крана коротковременными силами инерции, возникающими при разгоне и торможении, при раскачивании груза и т. п., необходимо повернуть кран относительно ребра опрокидывания на некоторый угол, т. е. затратить определенную работу. При весьма кратком действии инерционных сил кран не опрокинется, даже если при этом запас устойчивости окажется недостаточным. Таким образом, на устойчивость крана при действии кратковременных сил инерции оказывает основное влияние не значение опрокидывающего

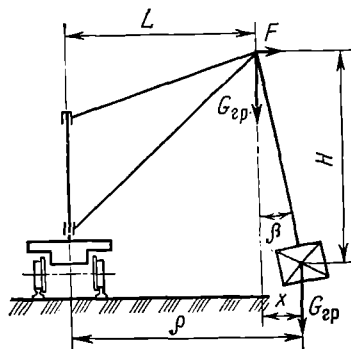


Рис. 182. Схема к определению центробежной силы

момента от инерционных сил, а развиваемая за время действия этих сил работа опрокидывания.

Влияние крена и сил инерции на устойчивость крана увеличивается с увеличением высоты центров тяжести крана и противовеса и с уменьшением размера колеи. Поэтому если, например, баки для горючего расположены так, что их заполнение уменьшает устойчивость крана, то при расчете их принимают полностью наполненными. В обратном случае их считают пустыми. При определении высоты центра тяжести массу нижних ветвей гусеничных лент и других элементов, не влияющих на устойчивость, при расчете не учитывают.

Для увеличения устойчивости и уменьшения необходимой массы противовеса краны с переменным вылетом стрелы иногда снабжают подвижным стреловым противовесом, автоматически изменяющим свое положение при изменении вылета стрелы. Такое конструктивное решение уменьшает нагрузку на механизм изменения вылета и способствует уравниванию поворотной части крана.

По правилам Госгортехнадзора необходимо также определять значения коэффициента грузовой устойчивости без учета дополнительных нагрузок и уклона пути, т. е. отношение момента M'_G , создаваемого массой элементов крана и противовеса относительно ребра опрокидывания, определенного без учета уклона пути, к моменту $M_{гр}$:

$$K_1 = \frac{M'_G}{M_{гр}} \geq 1,4.$$

При проверке собственной устойчивости (см. рис. 181, б) кран рассматривают при минимальном вылете стрелы и снятом грузе, с креном в сторону противовеса, при ветровой нагрузке $W'_в$ нерабочего состояния, действующей в сторону опрокидывания. Определение коэффициента собственной устойчивости производят по формуле

$$K_2 = \frac{M'_G}{M'_в} \geq 1,15,$$

где $M'_в = W'_в d$ — момент ветровой нагрузки нерабочего состояния, действующей на наветренную площадь перпендикулярно ребру опрокидывания и параллельно плоскости, на которой установлен кран.

Для кранов, у которых изменение вылета стрелы осуществляется с помощью лебедки с машинным приводом, значение коэффициента собственной устойчивости определяют при стреле в нижнем рабочем положении. Однако в этом случае необходимо проверить на устойчивость кран без груза при наименьшем вылете стрелы и действии ветра рабочего состояния. При проверке собственной устойчивости крана влияние дополнительных опор и стабилизаторов не учитывается.

Для кранов, у которых по условиям эксплуатации требуется

опускать стрелу без груза в горизонтальное положение, необходимо проверить их устойчивость в этом состоянии.

При испытаниях самоходных стреловых, башенных и порталных кранов их устойчивость проверяют при подъеме груза массой, равной 1,4 расчетной грузоподъемности, в положении, соответствующем наименьшей устойчивости крана, а также при выполнении грузовых операций с грузом, соответствующим 1,25 расчетной грузоподъемности.

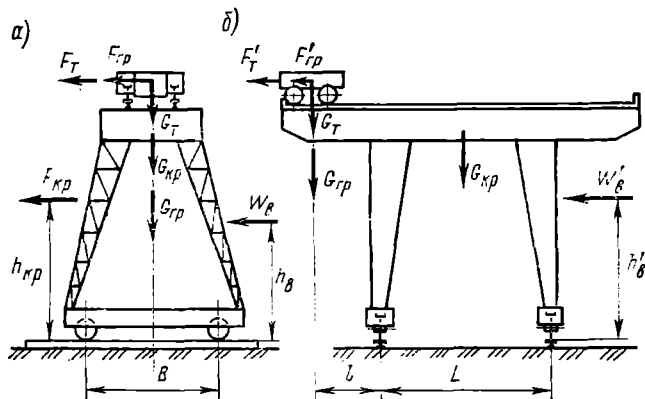


Рис. 183. Схема к определению грузовой устойчивости козловых кранов вдоль (а) и поперек (б) подкранового пути

подъемности. Такие испытания производят для каждой грузовой характеристики при вылете стрелы, соответствующем наименьшей устойчивости крана.

Проверка устойчивости козловых, полукозловых кранов и перегрузочных мостов правилами Госгортехнадзора не регламентирована, однако и эти краны должны обладать достаточным запасом устойчивости, так как они обычно имеют большую подветренную площадь и высокорасположенные центр тяжести и точку приложения равнодействующей ветровой нагрузки. Поэтому динамические нагрузки при неустановившихся процессах работы механизма передвижения кранов в сочетании с ветровыми нагрузками могут создавать значительные опрокидывающие моменты. Устойчивость кранов данного типа в рабочем состоянии характеризуется коэффициентом устойчивости, определяемым как отношение момента относительно ребра опрокидывания, создаваемого силой тяжести крана и груза, к моменту от действия инерционных сил и ветровой нагрузки на металлическую конструкцию крана и на груз. Проверку устойчивости следует проводить на опрокидывание крана вдоль и поперек подкранового пути.

Коэффициент запаса грузовой устойчивости в направлении вдоль подкранового пути (рис. 183, а) равен

$$K = \frac{(G_{KP} + G_{TP} + G_T) B / 2}{F_{KP} h_{KP} + (F_T + F_{TP}) h_T + W_B h_B} \geq 1,15,$$

где $G_{гр}$, $G_{кр}$, $G_{т}$ — соответственно силы тяжести номинального груза, крана и крановой тележки; $F_{гр}$, $F_{кр}$, $F_{т}$ — соответственно силы инерции груза, крана и тележки при экстренном торможении крана; $W_{в}$ — суммарная ветровая нагрузка; B — база крана; $h_{кр}$, $h_{т}$, $h_{в}$ — соответственно плечи действия сил инерции крана, тележки с грузом и ветровой нагрузки относительно плоскости, проходящей через поверхность катания рельсов.

Проверку грузовой устойчивости против опрокидывания крана *поперек подкранового пути* производят для кранов, имеющих консоли пролетного строения (рис. 183, б). Коэффициент запаса устойчивости в этом случае

$$K_2 = \frac{G_{кр}L/2 - (F'_{т} + F'_{гр})h_{т} - W'_{в}h'_{в}}{(G_{т} + G_{гр})l} \geq 1,4,$$

где $F'_{гр}$ и $F'_{т}$ — соответственно силы инерции тележки и груза при экстренном торможении тележки; $W'_{в}$ — ветровая нагрузка на кран, действующая в направлении, перпендикулярном оси рельсов; L — пролет крана; $h'_{в}$ и l — плечи действия ветровой нагрузки, сил тяжести груза и тележки относительно ребра опрокидывания.

Устойчивость козловых кранов в нерабочем состоянии характеризуется коэффициентом собственной устойчивости, определяемым как отношение момента, создаваемого относительно ребра опрокидывания силой тяжести всех частей крана, к моменту относительно того же ребра, создаваемого ветровой нагрузкой нерабочего состояния (см. ГОСТ 1451—77). Коэффициент собственной устойчивости не должен быть меньше 1,15.

Приведенные выше расчеты устойчивости сделаны в предположении, что кран является жестким телом и при опрокидывании поворачивается вокруг неподвижного ребра. В действительности как металлоконструкция крана, так и пути, по которым он перемещается, деформируются, что усложняет механику явлений, происходящих при опрокидывании крана. Полное решение этой задачи с учетом всех факторов, влияющих на опрокидывание крана, еще не получено. Для некоторых частных случаев решение этой задачи приводится в литературе [15].

Глава XI

МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ КОНСТРУКЦИИ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

§ 38. Основные требования к металлоконструкции

На металлоконструкции грузоподъемной машины, являющейся ее остоном, монтируют все механизмы, приводы и системы управления. На изготовление металлоконструкций расходуется значительное количество металла. От свойств металлоконструкции зависит долговечность и надежность работы механизмов и грузо-

подъемной машины в целом, поэтому при проектировании особое внимание необходимо обращать на совершенствование конструктивных форм и методов расчета металлоконструкций, на экономию металла при одновременном обеспечении надежности, долговечности, удобства обслуживания и ремонта. Металлические конструкции должны обладать надлежащей прочностью, сопротивлением усталости, устойчивостью и жесткостью элементов с учетом условий изготовления, транспортирования, монтажа и эксплуатации. Металлоконструкции должны быть транспортабельны при перевозке железнодорожным, водным или автомобильным транспортом.

Металлические конструкции грузоподъемных машин выполняют сварными и клепаными, но изготовление сварных конструкций более производительное и дешево.

§ 39. Материалы

Черные металлы. Металлоконструкции грузоподъемных машин изготовляют из стальных листов, фасонного проката, труб, гнутых и штампованных профилей. Угловые профили и трубы широко используют в качестве элементов, работающих на растяжение-сжатие, швеллеры и двутавры применяют в качестве элементов, воспринимающих преимущественно изгибные нагрузки.

Для сварных конструкций чаще всего применяют углеродистую сталь обыкновенного качества группы В, имеющую гарантии как по механическим свойствам, так и по химическому составу. Основной маркой стали является ВСтЗ, обладающая достаточно высокими механическими (прочность, ударная вязкость) и технологическими (свариваемость) свойствами.

В зависимости от технологии плавки различают сталь спокойную (ВСтЗсп), полуспокойную (ВСтЗпс) и кипящую (ВСтЗкп). Спокойная сталь остывает в изложницах без бурного выделения газов, что обеспечивается полным раскислением металла с помощью присадок кремния, марганца, алюминия, связывающих газы. Сталь в этом случае обладает более высокими механическими свойствами. Кипящая сталь раскисляется не полностью, и в слитках остаются газовые пузыри, она имеет большую склонность к хрупким разрушениям, у нее ниже ударная вязкость при пониженных температурах, но она дешевле, чем спокойная сталь. Несущие элементы металлоконструкций следует изготавливать из спокойной или полуспокойной стали, а для вспомогательных элементов (лестниц, перил, настилов, кожухов и т. п.) можно использовать кипящую или полуспокойную сталь.

Кроме углеродистых сталей для изготовления ответственных деталей находят применение также низколегированные стали марок 09Г2, 09Г2С, 10ХСНД, 15ХСНД, 14Г2АФ, 14Г2АФД. Из легированных сталей повышенной прочности для кранов применяют также стали 16Г2АФ, 18Г2АФ, 16Г2АФД и 18Г2АФД. В сравнении со сталью СтЗ легированные стали имеют большее значение

предела текучести, менее склонны к хрупкому разрушению при пониженных температурах, обладают повышенной стойкостью против коррозии. Но эти стали более дороги и более чувствительны к концентрации напряжений при действии переменных нагрузок. При использовании вместо углеродистых низколегированных сталей значительно снижается масса деталей, размеры которых определяются статической прочностью. Когда же размеры деталей определяются сопротивлением усталости или жесткостью, экономия металла при переходе на легированные стали менее значительна, поскольку пределы выносливости таких сталей близки к пределу выносливости обычных сталей, а модули упругости одинаковы, следовательно, критические нагрузки при расчете на устойчивость не зависят от марки стали.

Учитывая их более высокую стоимость, низколегированные стали марок 10Г2СД и 09Г2ДТ целесообразно применять, если снижение массы составляет не менее чем 10%, а стали 15ХСНД даже не менее чем 17% по сравнению с конструкциями из стали Ст3. Для тех районов страны, где температура в течение длительного времени может быть ниже минус 30°C к металлу, применяемому для изготовления металлоконструкций, предъявляются повышенные требования в отношении хладостойкости стали, так как в этих условиях отмечаются случаи хрупкого разрушения.

Алюминиевые сплавы. Для уменьшения массы металлоконструкций все большее применение находят легкие сплавы на основе алюминия и магния. Наряду с малой плотностью (в 2,8—3 раза меньше, чем у стали), что дает возможность облегчать поддерживающие конструкции (подкрановые пути, эстакады и т. п.), они обладают высокой механической прочностью, близкой к прочности стали Ст3, высокой коррозионной стойкостью, сохраняют высокие механические свойства при низких температурах.

Наиболее целесообразно использовать алюминиевые сплавы в металлоконструкциях мостовых кранов, в которых масса металлоконструкций составляет 55—80% общей массы крана. Особенно эффективно применение легких сплавов для кранов малой грузоподъемности (5—10 т), а также при больших пролетах моста (рис. 184), что объясняется значительным влиянием собственной массы металлоконструкции на возникающие в ней нагрузки. Уменьшение массы однотипных крановых мостов среднего режима работы при замене стали Ст3 алюминиевыми сплавами Д16Т (штриховые линии) и АМг6 (сплошные линии) достигает 53—70%. Использование легких сплавов в металлоконструкциях стреловых кранов позволяет при том же вылете снизить массу стрел до 50% по сравнению со стальными стрелами и соответственно уменьшить массу противовесов, а при равной массе стрел и одинаковом коэффициенте устойчивости передвижного крана — увеличить вылет стрел на 15—20% или повысить грузоподъемность крана на 20—25%.

Снижение массы металлоконструкций означает не только экономию металла, необходимого для изготовления. Оно приводит также к уменьшению давлений на ходовые колеса, снижению мощ-

ности механизма передвижения или при той же мощности — к увеличению производительности крана благодаря меньшему времени разгона и торможения.

По зарубежным данным, снижение массы механизма передвижения и электрооборудования в результате применения алюминиевых сплавов в кране грузоподъемностью 50 т с пролетом 32 м достигает около 30%, а увеличение производительности таких кранов при сохранении механизмов передвижения и электрооборудования, как в кранах со стальными металлоконструкциями, составляет 16—25%.

К сожалению, алюминиевые сплавы обладают рядом недостатков, в том числе малым модулем упругости ($\approx 7 \cdot 10^4$ МПа), что снижает устойчивость элементов конструкции на сжатие, и высоким коэффициентом линейного расширения, что приводит к увеличению температурных деформаций, а также невысоким сопротивлением усталости. Кроме того, стоимость алюминиевых сплавов примерно в 10 раз превышает стоимость стали Ст3 той же массы.

Для компенсации уменьшенного модуля упругости алюминиевые стержни, работающие на сжатие, следует конструировать возможно более жесткими (коробчатого или трубчатого сечения). Температурные напряжения, возникающие в элементах конструкции, из-за низкого модуля упругости остаются примерно в тех же пределах, что и в стальных конструкциях.

Возможность применения более дорогих материалов, в частности алюминиевых сплавов, в каждом отдельном случае должна быть обоснована техническими или экономическими соображениями. Выпуск конструкционных алюминиевых сплавов непрерывно растет, стоимость их в связи с этим снижается, и применение их для металлоконструкций подъемно-транспортных машин имеет широкую перспективу. Поэтому вопрос о возможности применения алюминиевых сплавов не должен основываться только на абсолютной стоимости материалов, а требует внимательного анализа технических особенностей алюминиевых сплавов и их влияния на весовую и экономическую эффективность конструкции.

Алюминиевые сплавы делятся на литейные и деформируемые. Более распространены деформируемые сплавы. Их обрабатывают давлением (протяжкой, штамповкой, прессованием), что позволяет получить удобную для использования в металлоконструкции форму

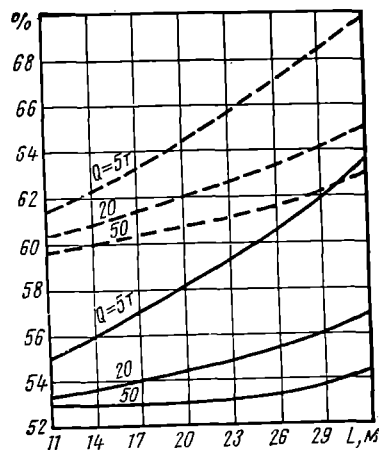


Рис. 184. Снижение массы металлоконструкции мостовых кранов при замене стали Ст3 алюминиевыми сплавами в зависимости от грузоподъемности Q и длины пролета L

элементов. Эти сплавы в зависимости от легирующих присадок делятся на шесть групп.

<i>Группы</i>	<i>Компоненты сплава</i>	<i>Марки сплавов для металлоконструкций</i>
I	Алюминий + марганец	АМц
II	Алюминий + магний (магналин)	АМг, АМгЗ, АМг5, АМг6, АМг6I
III	Алюминий + магний + кремний (авиали)	АДЗ1, АДЗЗ, АДЗ5, АВ
IV	Алюминий + медь + магний (дюралюмины)	Д1, Д16, Д18, Д65
V	Алюминий + цинк + магний	Самозакаливающийся сплав В92
VI	Алюминий + цинк + магний + медь	Высокопрочные сплавы В94, В95, В96

Сплавы I и II групп термически неупрочняемы. Они имеют относительно невысокую прочность, большую пластичность, хорошо свариваются, обладают высокой коррозионной стойкостью. Сплавы III—VI групп термически упрочняемы, их прочность существенно повышается в результате закалки и последующего старения.

Металлоконструкции из алюминиевых сплавов изготовляют сваркой в атмосфере инертных газов или клепкой, способ соединения элементов конструкции определяется маркой сплава. Так, применение сварки целесообразно для термически неупрочняемых сплавов. Для расчетных несущих элементов рекомендуется применение сплава марки АМг6, а для вспомогательных элементов — сплавы марок АДЗ1, АДЗЗ, АВ.

§ 40. Расчет металлических конструкций

Целью расчета металлоконструкции является предотвращение возможности появления в ней недопустимых или нежелательных разрушений, чрезмерных прогибов или вибраций, препятствующих ее нормальной эксплуатации. Расчет металлических конструкций и их элементов ведут одним из двух методов: расчет по методу предельных состояний базируется на статическом изучении действительной нагруженности конструкции в условиях эксплуатации и изменчивости механических свойств применяемых материалов; при отсутствии этих данных для тех или иных типов кранов расчет металлоконструкции ведут по методу допускаемых напряжений, основанному на установленных практикой коэффициентах запаса прочности.

Метод предельных состояний. Предельными называются состояния, при которых конструкция перестает выполнять установленные для нее функции и становится непригодной к дальнейшей эксплуатации. Для металлических конструкций подъемно-транспортных машин можно установить две группы предельных состояний: первая — по потере несущей способности, к которой относятся вязкое, хрупкое или усталостное разрушение, потеря устойчивости формы, качественное изменение конфигурации; вторая — по

непригодности к нормальной эксплуатации по общим деформациям или колебаниям.

Первая группа предельных состояний включает возможность потери несущей способности элементов крана по прочности или потере устойчивости от однократного действия предельных нагрузок в рабочем или нерабочем состоянии. Для этой группы проводят расчет на прочность и устойчивость формы элементов крана или устойчивость крана против опрокидывания (см. § 2: второй и третий случаи сочетания расчетных нагрузок). За начало разрушения при расчете по предельному состоянию принимают превышение предела текучести в каком-либо волокне сечения. Все нагрузки при этом расчете считаются действующими статически. В этой же группе рассматривается возможность потери несущей способности элементов крана при многократном действии нагрузок различного значения за расчетный срок службы. В этом случае производятся расчеты на *сопротивление усталости, износ и нагрев* по эквивалентным нагрузкам (первый случай сочетания расчетных нагрузок). Это состояние наступает к концу заданного срока службы конструкции или части ее в результате суммарного действия всех нагружений за этот срок.

Достижение *второго предельного состояния* в принципе не исключает возможности дальнейшей эксплуатации и является требованием, ограничивающим использование металлоконструкций крана в условиях нормальной эксплуатации, так как из-за больших упругих деформаций или вибраций иногда при сохранении прочности и устойчивости теряется работоспособность конструкции или оказывается вредное физиологическое воздействие на обслуживающий персонал и снижается безопасность ведения работ. Целью расчета по второму предельному состоянию является ограничение деформаций или перемещений из условий обеспечения *необходимой точности работы, устранение неблагоприятных физиологических воздействий на обслуживающий персонал*. При проверке по второму предельному состоянию определяют расчетный прогиб и сравнивают его с допускаемым.

Наибольшее значение имеют расчеты на прочность по первому предельному состоянию. Основное положение расчета заключается в предпосылке, что расчетная (наибольшая) сила (момент, напряжение) в элементе не должна превышать предельной силы, соответствующей несущей способности элемента и выражается формулой

$$\sum Q_i n_i \leqslant ARm_0, \quad (62)$$

где левая часть выражает силовое воздействие с учетом коэффициента перегрузки, а правая — действительную несущую способность конструкции. В этой формуле:

Q_i — нормативные нагрузки в рассматриваемом элементе, в качестве которых принимаются максимальные нагрузки рабочего состояния или аварийные нагрузки в соответствии с расчетным случаем и возможной их комбинацией;

n_i — коэффициенты перегрузки, учитывающие возможное превышение действительными нагрузками их нормативных значений. Значения этих коэффициентов устанавливаются на основе практического опыта с учетом назначения кранов и условий их эксплуатации: для собственной массы металлоконструкции $n_1 = 1,05 \div 1,1$; для расположенного на конструкциях оборудования $n_2 = 1,1 \div 1,3$; для груза $n_3 = 1,05 \div 1,5$ (большие значения принимаются для малых грузов и для тяжелого режима работы); $n_4 \leq 1,5$ — коэффициент перегрузки горизонтальных сил инерции, зависит от ускорений при пусках и торможениях; $n_5 = 1,2 \div 2,0$ — коэффициент, учитывающий раскачивание груза; для ветровой нагрузки $n_6 = 1,1$ (в соответствии с указаниями ГОСТ 1451—77 учитывается только для нерабочего состояния крана); для монтажных нагрузок принимают коэффициенты перегрузки $n_m = 1,2$; для транспортных нагрузок при транспортировании по железной дороге и водным путям $n_{тр} = 1,1$, а при транспортировании автотранспортом $n_{тр} = 1,3$ (при расчете на сопротивление усталости, где в качестве нормативных нагрузок принимаются эквивалентные нагрузки, коэффициенты перегрузки $n_i = 1$);

A — геометрический фактор рассчитываемого элемента (площадь, статический момент инерции, момент сопротивления);

R — расчетное сопротивление рассчитываемого элемента: при расчетах на сопротивление усталости $R = 0,9 \sigma_R$, где σ_R — предел выносливости элемента с учетом числа циклов изменения нагрузки и коэффициентов концентрации напряжений и асимметрии цикла; при расчетах на прочность (растяжение, сжатие, изгиб) $R = \sigma_T / k_m$, где σ_T — минимальное значение предела текучести, зависящее от марки материала и вида проката; k_m — коэффициент надежности по материалу, принимаемый по данным табл. 30; при расчетах на устойчивость расчетное сопротивление на прочность умножают на коэффициент уменьшения ϕ несущей способности сжимаемых или изгибаемых элементов;

Таблица 30. Коэффициенты надежности по материалу k_m

Государственный стандарт или технические условия на сталь	k_m
ТУ 14-1-3023—80	1,025
ГОСТ 380—71; ГОСТ 10705—80; ГОСТ 10706—76; ГОСТ 19281—73 и ГОСТ 19282—73 (с пределом текучести до 380 МПа); ТУ 14-1-389—72; ТУ 14-1-1217—75	1,05
ГОСТ 19281—73 и ГОСТ 19282—73 (с пределом текучести выше 380 МПа); ГОСТ 8731—74	1,1

m_0 — коэффициент, зависящий от тех условий работы элемента, которые не учитываются расчетом и показателями качества материала. Его принимают равным

$$m_0 = m_1 m_2 m_3,$$

где $m_1 = 0,75 \div 1$ — коэффициент, учитывающий степень ответствен-

ности рассчитываемого элемента и возможные последствия при его разрушении (в особых случаях, при возможности хрупкого разрушения, $m_1=0,6$); $m_2=0,8\div 1$ — коэффициент, учитывающий возможные повреждения элементов конструкции в процессе эксплуатации, транспортировки, монтажа (этот коэффициент зависит от типа крана); m_3 — коэффициент, учитывающий несовершенство расчета, связанное с неточным определением внешних нагрузок или расчетных схем.

<i>Рассчитываемая система</i>	m_3
Плоская, статически определяемая	0,9
Плоская, статически неопределяемая	1
Пространственная	1,1

Для проведения расчета на сопротивление усталости необходимо знать спектр напряжений для рассматриваемого элемента в течение срока его эксплуатации. Такие данные можно получить, если известны соответствующие нагрузки, число и характер операций, выполняемых краном. В этом случае можно определить число циклов с различными максимальными напряжениями и использовать принцип суммирования повреждений, полагая, что каждое переменное напряжение влияет на сокращение срока службы элемента вследствие постепенного накопления повреждений материала, образования трещин и разрушений. Однако в большинстве случаев такие исчерпывающие данные отсутствуют и при расчете используют некоторые усредненные значения, полученные для одного цикла.

Для второй группы предельных состояний приняты следующие основные условия:

$$\frac{f}{L} \leq \left[\frac{f}{L} \right]; \quad t_p \leq [t_p],$$

где $\frac{f}{L}$ и $\left[\frac{f}{L} \right]$ — расчетное и допускаемое значения относительного прогиба; f — прогиб; L — длина рассматриваемого элемента; t_p и $[t_p]$ — расчетное и допускаемое значения времени затухания колебаний конструкции.

Расчет по второму предельному состоянию ведут при номинальном транспортируемом грузе и коэффициенте перегрузки, равном единице.

Метод допускаемых напряжений. Расчет по этому методу производят, если отсутствуют числовые значения коэффициентов перегрузки n_i , необходимые для расчета по методу предельных состояний. Этот метод основан на сравнении напряжений σ , возникающих в элементе конструкции от действия максимальных нагрузок (II и III расчетные случаи), с допускаемыми напряжениями. Основная расчетная зависимость имеет вид

$$\sigma \leq [\sigma].$$

Здесь $[\sigma] = \sigma_T / n$, где σ_T — предел текучести; n — запас прочности (см. табл. 10).

Для одностороннее прикрепляемых элементов конструкции значение запаса прочности увеличивается на 25%. Для случая особых нагрузок — транспортных при перевозке изделия, монтажных при ударах о буферы, сейсмических и т. п. — запас прочности n_0 принимается равным 1,2.

Расчет на сопротивление усталости производится при действии на кран нормальных нагрузок рабочего состояния (I случай сочетания расчетных нагрузок) по эквивалентным значениям этих нагрузок, определяемым при наиболее вероятном их сочетании в зависимости от наиболее часто встречающегося положения тележки на мосту, положения стрелы по вылету и т. п. Расчет ведется по формуле

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma_R] = \frac{\sigma_R}{n},$$

где $\sigma_{\max}$ — наибольшее по абсолютной величине напряжение в цикле; $[\sigma_R]$ — допускаемое напряжение; σ_R — предел выносливости элемента конструкции; n — запас прочности по I расчетному случаю.

Расчет по методу допускаемых напряжений может быть представлен как частный случай расчета по методу предельных состояний для первой группы при одинаковых для всех видов нагрузки значениях коэффициента перегрузки. Вместо одного общего запаса прочности, принимаемого при расчете по методу допускаемых напряжений, в методе по предельным состояниям используются три коэффициента безопасности — по материалу k_m , по перегрузке n_i и по условиям работы m_0 , устанавливаемые на основе статистического учета действительных условий работы конструкции, поэтому метод расчета по предельным состояниям позволяет лучше учесть действительные условия работы элементов металлоконструкции и степень воздействия каждой из действующих нагрузок, а также лучше учитываются механические свойства материала.

При расчете металлоконструкций необходимо учесть все действующие на них нагрузки, а именно: весовые постоянные; весовые подвижные, действие которых возможно в любом сечении вдоль пролета крана; динамические, возникающие при пуске и торможении крановых механизмов, а также при прохождении колесами стыков рельсов — эти нагрузки действуют как в вертикальной, так и в горизонтальных плоскостях; нагрузки, возникающие при выполнении краном специфических технологических операций; динамические нагрузки, возникающие при наезде крана или тележки на упоры; ветровые нагрузки. При наличии специальных требований должны быть также учтены нагрузки — монтажные, транспортные, от обледенения, от температурных воздействий и сейсмические.

К *постоянным весовым нагрузкам* относятся собственный вес металлоконструкции и вес частей крана, жестко связанных с металлоконструкцией (механизмов, кабины управления, троллеев

и т. п.). Для упрощения расчета вес металлоконструкции принимают равномерно распределенным по ее длине. Вес механизмов, кабины и т. п. узлов считают сосредоточенной нагрузкой, приложенной в соответствующем сечении или узле металлоконструкции. Для стреловых и поворотных кранов, не имеющих передвигающихся тележек, к постоянным нагрузкам следует отнести также вес транспортируемого груза и грузозахватного приспособления. Эта нагрузка рассматривается как сосредоточенная и приложенная в месте крепления головных блоков на стреле. Так как при подъеме и опускании груза в элементах металлоконструкции появляются силы инерции, то их влияние учитывают коэффициентом перегрузки n_3 .

К *подвижным весовым нагрузкам* относятся силы давления от ходовых колес грузовых тележек, перемещающихся по металлоконструкции. Эти нагрузки определяются силой тяжести транспортируемого груза и тележки:

$$P_{\Pi} = P_{\tau} + n_3 P'_Q,$$

где P_{τ} — сила давления колеса на рельс от веса грузовой тележки ($P_{\tau} = 1,05 P_0$, где P_0 — сила давления ходового колеса, вычисленная по спецификации); P'_Q — сила давления ходового колеса от полезной нагрузки, включая вес грузозахватного приспособления.

Вертикальные динамические нагрузки, возникающие при работе механизма подъема груза, определяют при положении тележки посередине пролета для случаев подъема груза «с подхватом» и «с веса». В расчет входит большая из указанных нагрузок. Динамическая нагрузка при прохождении краном стыков рельсов учитывается умножением нормативных весовых нагрузок на коэффициент толчков k_T , принимаемый в зависимости от скорости передвижения крана (см. с. 280).

Динамические горизонтальные нагрузки, возникающие при пуске и торможении механизмов передвижения и поворота, учитывают при расчете металлоконструкции кранов с машинным приводом. В мостовых кранах динамическая нагрузка при торможении крана направлена поперек моста и при расчете принимается равной 0,1 (если половина всех ходовых колес приводная) или 0,05 (если четверть всех ходовых колес приводная) от действующих вертикальных нагрузок, определенных без учета коэффициентов перегрузки. Динамически нагрузки от сил инерции металлоконструкции принимают равномерно распределенными по длине моста, а от давления ходовых колес грузовой тележки — сосредоточенными.

В стреловых кранах горизонтальную динамическую нагрузку от сил инерции принимают равной 0,1 от силы тяжести металлоконструкции. Кроме этой нагрузки необходимо учитывать горизонтальную силу инерции груза. Эта сила является сосредоточенной и приложенной в месте крепления головных блоков на стреле. Ее значение также принимают равным 0,1 от силы тяжести груза и грузозахватного приспособления. Это значение соответствует отклонению груза от вертикали примерно на 6° .

Ветровую нагрузку рабочего и нерабочего состояний кранов, работающих на открытом воздухе, определяют в соответствии с указаниями, приведенными в § 2. Эту нагрузку считают приложенной в узлах связей или равномерно распределенной по длине конструкции. При расчете металлоконструкций мостовых кранов на сопротивление усталости ветровую нагрузку можно не учитывать.

Нагрузка от перекоса крановых мостов в виде сосредоточенной силы приложена к горизонтальной плоскости касания ведущих колес с рельсом и направлена параллельно оси концевой балки моста крана. Определение максимальной силы перекоса приведено в § 28.

В стреловых кранах при расчете металлоконструкции стрелы кроме перечисленных нагрузок следует также учитывать *нагрузку от натяжения тросов* грузового полиспаста и полиспаста изменения вылета стрелы.

Для статически неопределимых металлических конструкций при колебаниях температур $\pm 40^{\circ}\text{C}$ необходимо учитывать *температурные нагрузки*. За начальную температуру обычно принимается температура 10°C . Кроме того, при расчете следует определять распределенные и сосредоточенные *монтажные и транспортные весовые нагрузки* с учетом условий производства монтажных работ и транспортирования.

Площадки, предназначенные для установки механизмов передвижения, рассчитывают на нормативную нагрузку от собственного веса площадки (коэффициент перегрузки равен 1,1) и механизма (коэффициент перегрузки равен 1,2), а также на действие пускового (тормозного) момента, действующего на выходном валу редуктора. Перила рассчитывают на подвижную горизонтальную нагрузку 300 Н, приложенную к поручню. Лестницы рассчитывают на сосредоточенную нагрузку 1200 Н.

§ 41. Основные положения расчета и конструирования крановых металлоконструкций

Статический расчет крановых металлических конструкций производят с помощью методов строительной механики. В расчете используют принцип независимости действия сил. Расчетные нагрузки в элементах металлоконструкций определяют как для пространственных систем. Однако можно применять упрощенный расчет, расчленяя пространственную конструкцию на отдельные плоские системы (главная балка или главная ферма, вспомогательные фермы, концевые балки и т. п.) и каждую из этих систем рассматривать нагруженной силами, действующими в соответствующих плоскостях. Силы в стержнях определяют либо графическим способом (построением диаграммы Максвелла — Кремоны), либо аналитическими способами, рассматривая сварные и клепаные соединения как шарниры, передающие силы только по осям стержней без возникновения изгибающих моментов.

При наличии перемещающейся по крановому мосту грузовой тележки необходимо проанализировать каждое ее положение и определить расчетные значения нагрузки в стержнях конструкции. Для определения наибольшей нагрузки в рассматриваемом стержне удобно пользоваться построением линий влияния [7].

Основным критерием подбора сечения *растянутых* стержней является удовлетворение условиям прочности. Кроме того, стержни должны обладать также определенной устойчивостью при продольном изгибе.

Расчетная сила для стержней решетчатых ферм крановых мостов выражается формулой

$$S_p = n_1 S_n + n_3 S_Q + S_1 + S_2 + n_6 S_v,$$

где n_1 , n_3 , n_6 — коэффициенты перегрузки; S_n — статическая сила в стержне от постоянной нагрузки; S_Q — статическая сила в стержне от подвижной нагрузки; S_1 и S_2 — инерционные силы в стержне от постоянной и подвижной нагрузок (при их определении коэффициенты перегрузки не вводятся); S_v — сила в стержне от ветровой нагрузки.

Условие прочности растянутых стержней имеет вид

$$\sigma = \frac{S_p}{A} \leq [\sigma]. \quad (63)$$

Проверка устойчивости центрально *сжатых* стержней производится по условному напряжению

$$\sigma' = \frac{S_p}{\varphi A} \leq [\sigma], \quad (64)$$

где S_p — расчетная (растягивающая или сжимающая) сила в стержне; A — площадь поперечного сечения рассчитываемого стержня (для клепаных конструкций при определении площади сечения растянутых стержней учитывают ослабление сечения отверстиями под заклепки); $[\sigma]$ — допускаемое нормальное напряжение; φ — коэффициент уменьшения допускаемого напряжения при продольном изгибе, определяемый по табл. 31 в зависимости от гибкости λ и материала стержня.

Гибкость λ , определяемая по формуле

$$\lambda = \frac{\mu l}{r_{\min}},$$

является основной характеристикой стержня при продольном изгибе. Здесь $\mu = \mu_1 \mu_2$ — коэффициент приведения длины стержня (μ_1 учитывает способ заделки концов стержня; μ_2 учитывает изменение формы стержня по длине):

при одном жестко заделанном конце и другом свободном $\mu_1 = 2$; при шарнирно опертых концах (к таким стержням относится большинство стержней ферменных конструкций грузоподъемных ма-

Таблица 31. Коэффициенты φ для центрально сжатых элементов металлических конструкций

Гибкость λ	Сталь с пределом текучести σ_{τ} , МПа				Алюминиевые сплавы		
	240	280	320	440	АМг6-М	АМг61-М	В92-Т; Д16-Т
10	0,987	0,985	0,984	0,981	0,998	0,99	0,99
20	0,962	0,959	0,955	0,946	0,997	0,95	0,98
40	0,894	0,883	0,873	0,846	0,830	0,78	0,70
60	0,805	0,785	0,766	0,696	0,630	0,56	0,46
80	0,686	0,641	0,602	0,501	0,460	0,39	0,29
100	0,542	0,493	0,448	0,335	0,330	0,29	0,19
120	0,419	0,366	0,321	0,237	0,240	0,20	0,13
140	0,315	0,272	0,240	0,178	0,180	0,15	0,10
160	0,244	0,212	0,187	0,139	—	—	—
180	0,196	0,170	0,150	0,112	—	—	—
200	0,161	0,140	0,124	0,093	—	—	—
220	0,135	0,118	0,104	0,077	—	—	—

шнн) $\mu_1=1$; при одном жестко заделанном и другом шарнирно опертом $\mu_1=0,7$; при обоих жестко заделанных концах $\mu_1=0,5$;

при постоянном по длине стержня моменте инерции $\mu_2=1$.

(Для стержней решетчатых конструкций, имеющих неизменное по длине сечение и рассматриваемых как стержни, шарнирно опертые по обоим концам, коэффициент $\mu=1$.)

В формуле для гибкости l — действительная длина стержня; r_{min} — минимальный радиус инерции сечения:

$$r_{min} = \sqrt{\frac{J}{A}},$$

где J — минимальный момент инерции сечения; A — площадь поперечного сечения стержня.

Поскольку коэффициент μ , так же как и радиус инерции сечения r_{min} , может быть неодинаковым в различных плоскостях, то и гибкость стержня в различных направлениях может быть различной. Сжатый стержень теряет устойчивость в плоскости наибольшей гибкости элемента.

При $\lambda > 200$ расчет сжатых стержней производится по формуле Эйлера:

$$S_{кр} = \frac{\pi^2 EJ}{(\mu l)^2}$$

где EJ — изгибная жесткость; μl — приведенная длина стержня.

Предельно допустимые значения гибкости для стержней, нагруженных осевой силой, приведены в табл. 32. Гибкость отдельных панелей поясов стрел опорных раскосов и стоек, передающих опорные реакции, для сжатых элементов стальных стрел должна быть не более 80, а для растянутых — не более 150. Гибкость стрелы в целом не превышает 100. При подборе сечений сжатых стержней

желательно, чтобы моменты инерции относительно осей x и y были приблизительно равны.

Т а б л и ц а 32. Предельные гибкости λ элементов

Элементы конструкций	Сжатые элементы		Растянутые элементы	
		алюминиевые сплавы		алюминиевые сплавы
Пояса главных ферм	120	100	150	120
Одностержневые конструкции стрел, колонн, мачт	120—150	100—120	150—180	120—150
Остальные стержни главных ферм и пояса вспомогательных ферм	150	120	200—250	180—200
Все прочие стержни	200—250	150	250—350	250

П р и м е ч а н и е. Значения λ даны для элементов с сечениями, симметричными относительно направления действия сил. При несимметричных сечениях предельные гибкости рекомендуется уменьшить на 30%.

За расчетную длину l_0 элементов ферм принимают: для *поясов* — расстояние между смежными узлами или местами крепления связей; для элементов *решетки* — расстояние, равное полной геометрической длине элемента (из плоскости фермы), или расстояние, равное 0,8 полной геометрической длины стержня (в плоскости фермы); для опорных стоек и раскосов — расстояние, равное полной длине.

При работе элемента металлоконструкции на изгиб условие прочности имеет вид:

$$\sigma_n = \frac{M}{W} \leq [\sigma_n],$$

где M — изгибающий момент; W — момент сопротивления (для клепаных конструкций принимают момент сопротивления с учетом ослабления сечения отверстиями под заклепки).

При работе стержня одновременно на сжатие и изгиб его необходимо проверить на прочность по формуле

$$\sigma = \frac{S_p}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma_n].$$

При действии в расчетном сечении поперечной силы элементы металлоконструкции проверяют на касательное напряжение при изгибе:

$$\tau = \frac{TS}{J_\delta} \leq [\tau],$$

где T — расчетная поперечная сила в данном сечении балки; S — статический момент полусечения относительно нейтральной оси без учета ослабления сечения отверстиями под заклепки; J — момент инерции сечения без учета ослабления сечения; δ — толщина стенки.

При расчете сжатых стержней необходимо учитывать их гибкость, расчет ведут в такой последовательности:

1) по табл. 32 определяют предельно допустимое значение гибкости стержней $\lambda_{\text{пред}}$;

2) по зависимости $r = l / \lambda_{\text{пред}}$ определяют минимальное значение радиуса инерции сечения;

3) выбрав форму сечения по ГОСТам на сортамент, выбирают соответствующий размер сечения так, чтобы действительный радиус инерции сечения был не меньше найденного минимального радиуса инерции;

4) определяют действительную гибкость стержня:

$$\lambda_d = \frac{l}{r_d} \leq \lambda_{\text{пред}};$$

5) по табл. 31 находят значение коэффициента φ уменьшения допускаемых напряжений при продольном изгибе центрально сжатых стержней;

6) по силе S_p , сжимающей стержень, проверяют по уравнению (64) правильность подбора площади сечения по устойчивости.

При конструировании металлоконструкций в первую очередь необходимо соблюдать следующие условия:

продольные оси стержней, подходящих к узлу, должны пересекаться в одной точке;

прочность сварных и заклепочных соединений необходимо проверять расчетом;

для растянутых стержней рекомендуется применять элементы максимальной длины с целью уменьшения количества стыков;

стержни и узлы следует проектировать без резких изменений сечений, чтобы избежать концентрации напряжений;

у составных стержней число используемых профилей должно быть минимальным.

В сечении, состоящем из двух не сваренных друг с другом элементов, они должны быть соединены планками. Расстояние между планками выбирают таким, чтобы гибкость растянутой ветви стержня не превышала 100, а сжатой — 50. Гибкость отдельных ветвей составных стержней из алюминиевых сплавов на участках между планками или узлами решеток не должна превышать 30 — для сжатых стержней и 80 — для растянутых.

Обычно поперечные сечения элементов, работающих на сжатие или растяжение, выполняют симметричными и нагрузку прикладывают по центру тяжести сечения. Формы наиболее распространенных сечений с ограничениями на ширину сжатых поясов из условия обеспечения их устойчивости (при полном использовании допускаемых напряжений) и технологии приварки внутренних диафрагм показаны на рис. 185. Для более полного удовлетворения потребностей краностроения освоено производство облегченных профилей — тонкостенных двутавров, тавров с короткой или удлиненной стенкой.

Для основных рабочих элементов во избежание разрушения от коррозии не рекомендуется брать листы тоньше 4 мм, уголки менее $45 \times 45 \times 5$ мм в сварных соединениях и менее $50 \times 50 \times 5$ мм в клепаных соединениях. Все большее применение находят гнутые и штампованные профили незамкнутого и замкнутого типов и трубчатые профили.

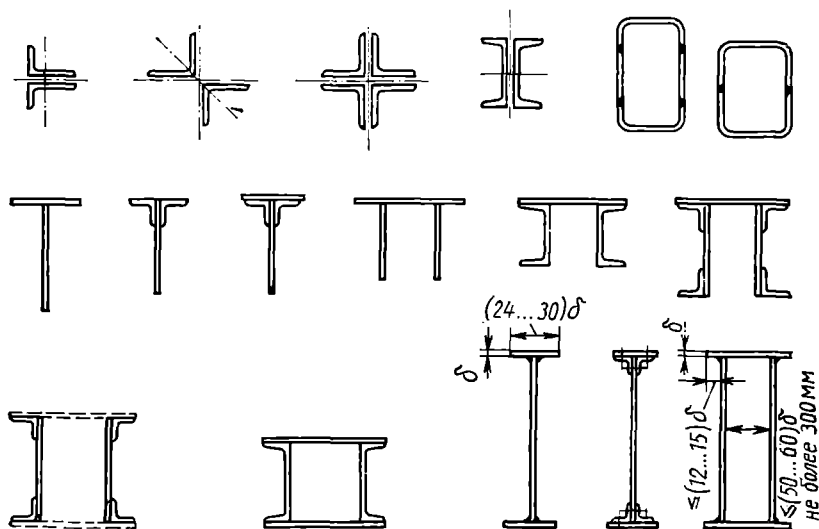


Рис. 185. Составные сечения балок и стержней ферм

Гнутые профили (рис. 186) изготовляют профилированием полосового, листового и ленточного проката на гибочных станках. При этом получают профили с наиболее рациональными с точки зрения прочности и жесткости формами сечения, что позволяет экономить до 25% массы металла. При одинаковой высоте площадь поперечного сечения гнутых швеллеров меньше, а моменты инерции сечения больше, чем у горячекатаных. При профилировании металла в холодном состоянии благодаря наклепу прочность гнутых профилей получается значительно выше прочности горячекатаных профилей. Однако из-за меньшего сопротивления усталости и пониженной местной устойчивости применение гнутых профилей в крупных металлоконструкциях ограничено.

В решетчатых конструкциях из труб (рис. 187) можно сократить расход металла благодаря отсутствию дополнительных связей, что особенно важно для стержней, сечения которых определяются условиями предельной гибкости. При равной площади поперечного сечения труба имеет больший радиус инерции, чем уголок, и поэтому может воспринимать большие продольные сжимающие нагрузки. Преимуществом труб является возможность применения стержней с малой толщиной стенок. Так, если толщина полок уголков составляет обычно не менее 0,05—0,1 ширины полки, то для труб

эта величина уменьшается до 0,02—0,05 диаметра. Закрытые профили при одной и той же площади сечения имеют меньшую внешнюю поверхность, подверженную коррозии, а благодаря уменьшению проекции боковой поверхности и лучшей обтекаемости снижается ветровая нагрузка, что также ведет к уменьшению общей массы металлоконструкции. Хотя стоимость труб примерно на 30%

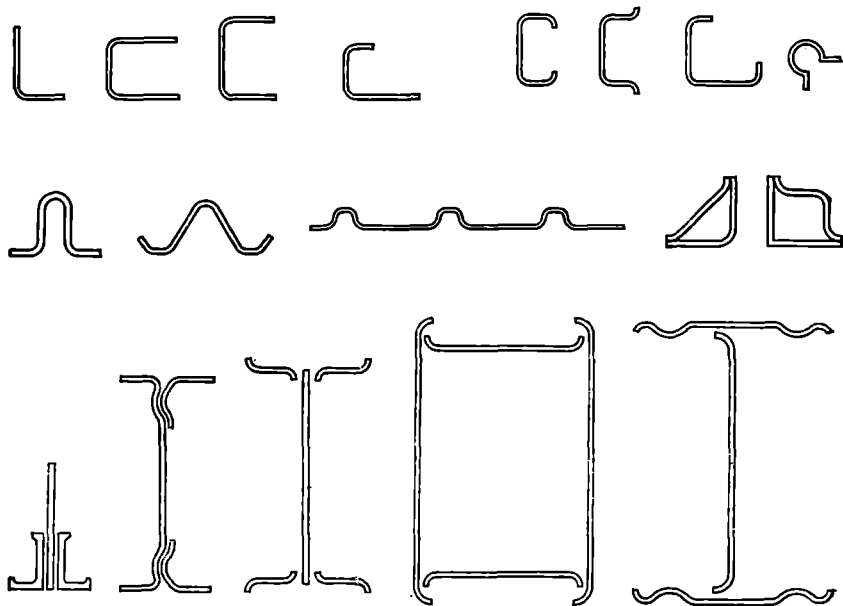


Рис. 186. Гнутые профили и сечения балок из них

выше стоимости уголкового проката, но конструкции, сваренные из труб, вследствие снижения количества вспомогательных элементов и массы металла, а также уменьшения стоимости окраски обычно оказываются дешевле конструкций из уголков. Если же учесть, что уменьшение массы, достигаемое при применении трубчатых конструкций, влияет и на размеры остальных элементов крана (ходовых колес, механизма передвижения, противовеса, подкрановых путей и т. п.), то замена уголков трубами становится эффективной даже при снижении массы всего на 8%.

В металлоконструкциях из алюминиевых сплавов целесообразно использовать тонкостенные элементы, устойчивость которых повышают ребрами жесткости. Эти жесткие тонкостенные элементы получают прокаткой или прессованием (рис. 188). Применение *прессованных профилей* позволяет без использования косынок и других дополнительных элементов получать наиболее экономичные сечения балок. Так, для трехгранных пролетных балок (рис. 188, а) в качестве ездовой балки монорельсовой тележки используется двутавровый профиль (рис. 188, в), к утолщенным

полкам которого болтами прикреплены сменные рельсы, также изготовленные из легкого сплава. Верхние полки двутавра выполнены наклонными для удобства стыкования со стенками балки. Для решетчатых трехгранных пролетных балок (рис. 188, б) применя-

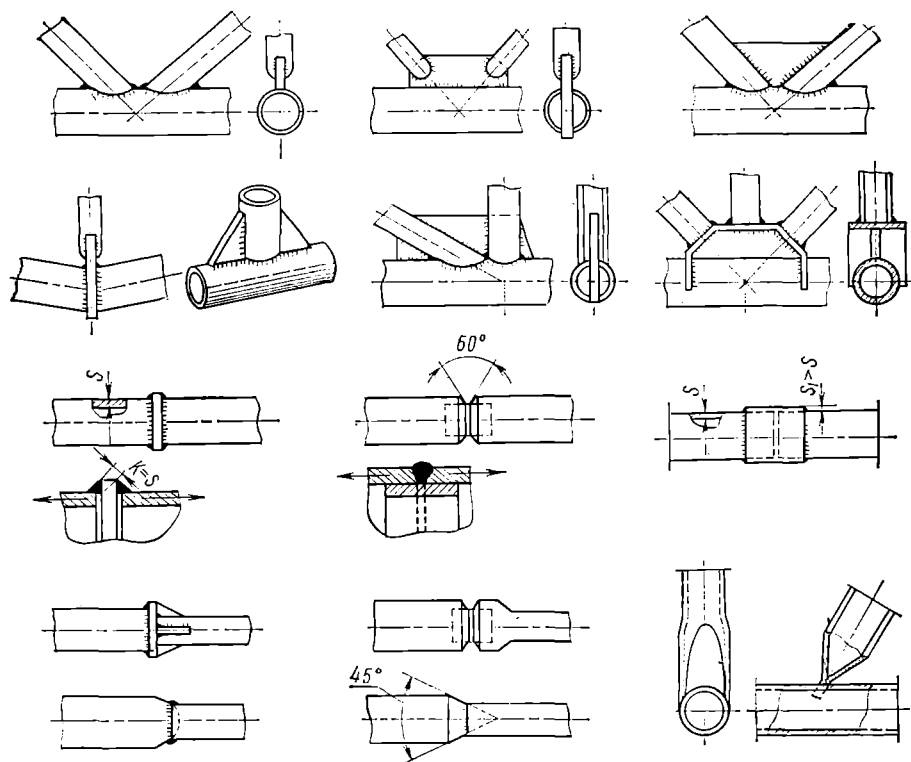


Рис. 187. Оформление узлов ферм с трубчатыми стержнями и сварных стыков труб

ется профиль (рис. 188, г), хорошо работающий под горизонтальной нагрузкой и позволяющий создать весьма технологичную конструкцию нижнего пояса балки (рис. 188, б), а также профиль, показанный на рис. 188, д.

Металлические конструкции мостовых кранов. Мосты кранов могут быть двухбалочными или однобалочными. В двухбалочных мостах, металлоконструкцию обычно выполняют либо в виде двух коробчатых пространственно жестких балок 6 (рис. 189, а, в), соединенных по концам пролета с концевыми балками 5, в которых размещают ходовые колеса крана, либо в виде пространственной системы (рис. 189, б), составленной из двух вертикальных 2, 3 и двух горизонтальных 1, 4 решетчатых ферм. В последнем случае вертикальная ферма 3, непосредственно воспринимающая через рельсы, уложенные на ее верхнем поясе, вес тележки с грузом, яв-

ляется главной фермой. Параллельно главной ферме располагают вспомогательную вертикальную ферму 2, соединяющуюся с главной фермой двумя вспомогательными горизонтальными фермами 1 и 4, воспринимающими горизонтальные нагрузки, возникающие при торможении крана. Главные и вспомогательные фермы крепятся к концевым балкам 5.

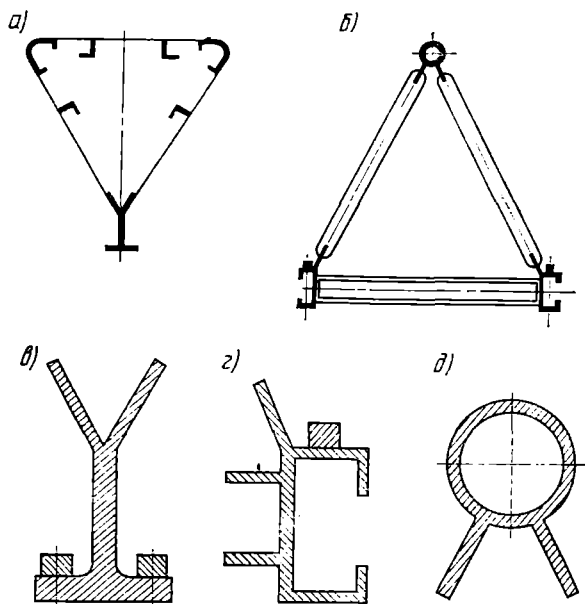


Рис. 188. Сечения пролетных балок (а, б), изготовленных из прессованных профилей (в—д)

Механизм передвижения моста такого крана обычно располагается на верхней горизонтальной вспомогательной ферме. Крутящие моменты, возникающие при нагружении главных балок, воспринимаются пространственной системой, состоящей из главных балок, вспомогательных ферм, горизонтальных и поперечных связей. Вследствие этого главные балки четырехферменных мостов могут иметь меньшую горизонтальную изгибную и крутильную жесткость, чем коробчатые балки однобалочных и двухбалочных мостов. Часто главные балки четырехферменных мостов выполняют одностенчатыми.

В настоящее время при производстве кранов все шире применяют сплошные листовые металлоконструкции, так как они дешевле и менее трудоемки в изготовлении благодаря автоматизации процессов сварки и использованию листа вместо прокатных профилей. В листовых конструкциях по сравнению с решетчатыми более равномерно распределяется силовой поток и в связи с этим наблюдается меньшая концентрация напряжений в стыках. Такие кон-

струкции обеспечивают более высокую надежность при переменных нагрузках.

Необходимо иметь в виду, что при малых грузоподъемностях вся площадь сечения сплошных листов полностью не используется, поэтому применять листовые конструкции в этих условиях нерационально. Перспективными для мостов кранов грузоподъемностью до

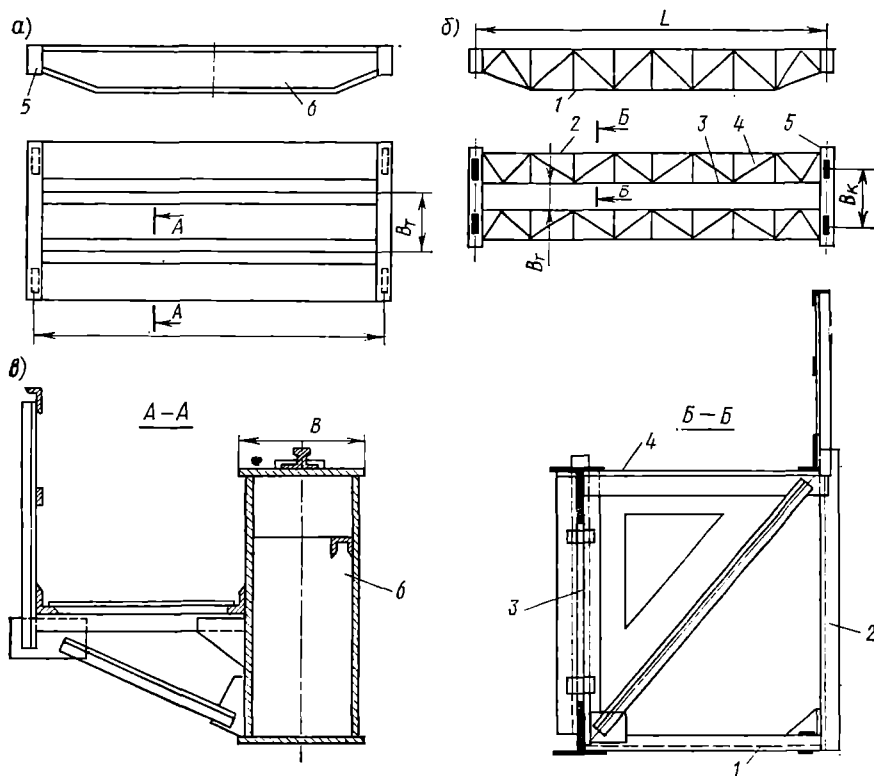


Рис. 189. Металлические конструкции крановых мостов:

B_T — колея тележки; L — пролет моста; B_K — база крана

15 т оказались конструкции балок «оболочкового» типа из гнутых элементов (рис. 190). Благодаря рациональной форме сечения балки устойчивы, несмотря на то, что у них тонкие стенки и нет поперечных диафрагм.

Вспомогательная стенка коробчатой балки иногда выполняется в виде безраскосной фермы (рис. 191, а); основная несущая стенка для обеспечения устойчивости снабжается продольными зигами (рис. 191, б), а отверстия в стенке балки — отбортовкой.

Крановая тележка перемещается по рельсам, уложенным на верхних поясах основных балок. Механизм передвижения крана и троллей тележки располагаются на консольных площадках, что

обеспечивает легкий доступ к выкатным буксам ходовых колес, расположенных внутри концевых балок.

Наиболее распространенным типом кранового моста является двухбалочный мост с перемещением тележки по верхнему поясу. Однако он имеет сравнительно большую высоту, большую массу и трудоемок в изготовлении. Поэтому в мостовом краностроении все шире применяют однобалочные мосты с боковым расположением

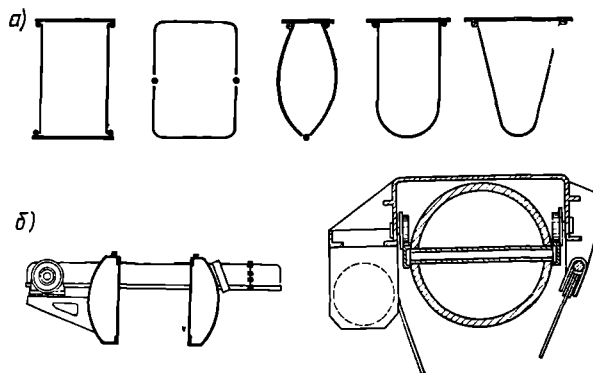


Рис. 190. Сечения балок «оболочкового» типа (а) и конструкции балок моста (б)

подъемного механизма (см. рис. 28 и 29). Для однобалочных мостов характерны меньшая масса благодаря лучшему использованию свойств материала вертикальных стенок, меньшее число вспомогательных элементов и статическая определенность, что облегчает расчет. В ряде случаев снижение массы достигает 40%, что позволяет увеличить грузоподъемность крана без усиления существующих подкрановых путей. Для сокращения объема сварочных работ в однобалочных мостах применяются также оболочковые пролетные балки (см. рис. 190). К их торцам приваривают щиты с ходовыми колесами, а механизм передвижения моста может быть даже встроен внутрь балки. Для ходовых колес тележки на трубе устанавливаются продольные швеллеры, используемые в качестве рельса.

Коробчатые балки могут изготавливаться также из гнутых профилей (рис. 192, а). Основные профили 4 и 6 имеют в нижней части отбортовки 5 для сварного шва. В верхней части профили соединены швами 9, причем отогнутые полки 8 скреплены со стенками пробочным соединением (электрозаклепками 3) и выполняют роль горизонтальных ребер жесткости, поддерживая стенки в сжатых верхних зонах. Вертикальные участки 7 поддерживают подтележечный рельс 1. Поперечные ребра 2, обеспечивающие устойчивость стенок и распределяющие нагрузку от рельса на стенки балки, также прикреплены к основному профилю электрозаклепками 3. В этой конструкции уменьшено количество продольных свар-

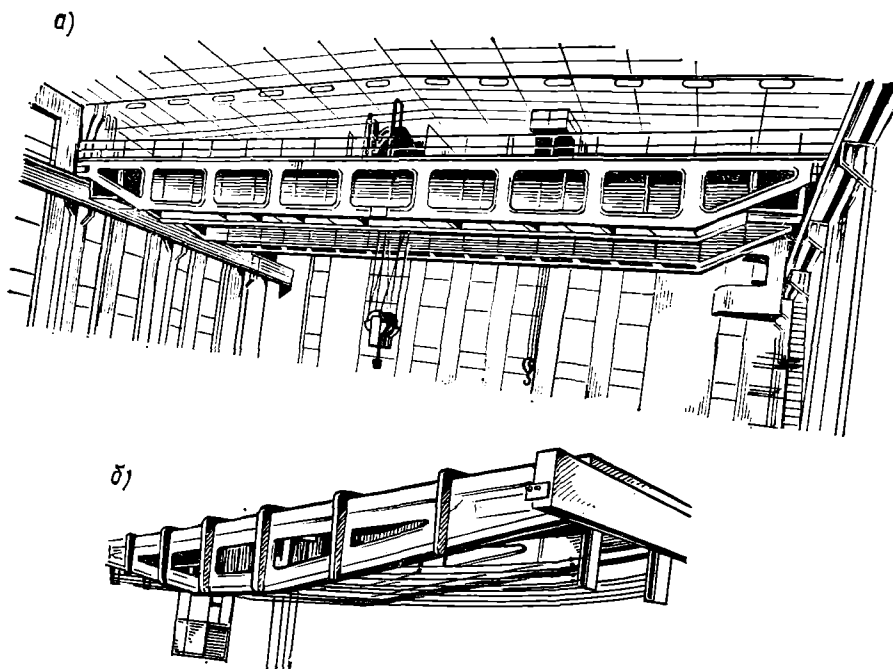


Рис. 191. Мосты с безраскосными фермами

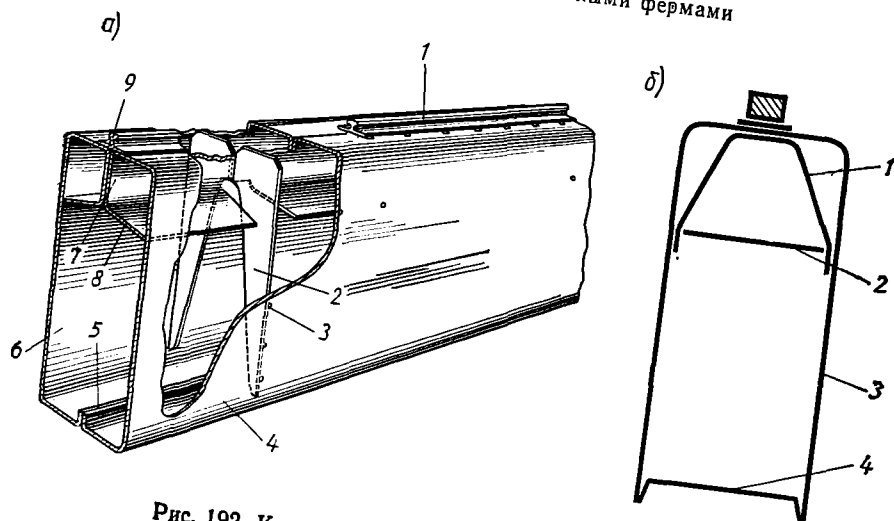


Рис. 192. Коробчатые балки из гнутых элементов

ных швов (по сравнению с обычными конструкциями, сваренными из двух вертикальных и двух горизонтальных листов) и использовано минимальное количество горизонтальных ребер жесткости.

Аналогичная конструкция коробчатой балки из гнутых элементов (рис. 192, б) образована из одного листа 3 и нижнего пояса 4. Подтележечный рельс поддерживается дополнительным гнутым

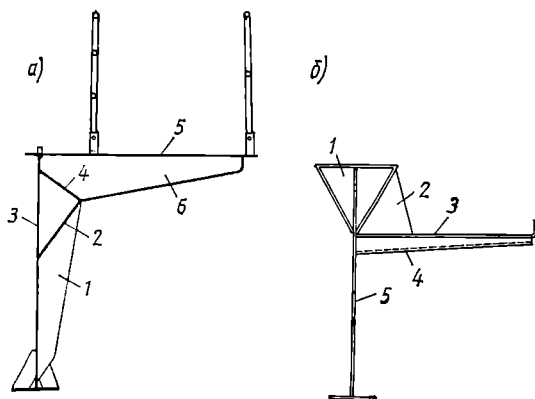


Рис. 193. Одностенчатые пролетные балки с коробками жесткости

листом 1, распорные нагрузки в котором воспринимаются горизонтальным листом 2. Предварительно сваривается коробка из листов 1 и 2 и заводится в полость гнутого листа 3 главной балки. Элементы балки, включая отбортованный нижний пояс 4, скрепляются между собой точечной сваркой.

Так как изготовление коробчатых балок трудоемко, то разработаны и выпускаются одностенчатые пролет-

ные балки с коробками жесткости, расположенными обычно вдоль сжатой зоны стенки (рис. 193). В таких балках функции элементов сечения четко распределены: стенки вместе с поясами воспринимают вертикальные нагрузки, боковой настил и верхний пояс — горизонтальные нагрузки, а коробка жесткости обеспечивает необходимую крутильную жесткость сечения. Коробка жесткости (рис. 193, а) образована наклонными ребрами 2 и 4, приваренными к стенке 3, что устраняет сосредоточение сварных швов в месте, где верхний пояс 5 примыкает к стенке. Кроме того, верхняя сжатая зона стенки подкреплена двумя разнесенными по высоте продольными ребрами, благодаря чему стенка приобретает большую устойчивость. Лист 5 горизонтального настила поддерживается ребрами 6. В сечении предусмотрены также вертикальные ребра 1, обеспечивающие общую жесткость стенки. В другой конструкции (рис. 193, б) верхний пояс 1 представляет собой треугольную коробку жесткости, приваренную к стенке 5. Верхний сжатый поясной лист подкреплён наклонными стенками коробки. Горизонтальная жесткость сечения обеспечивается отбортованным листом 3 настила, поддерживаемым гнутыми кронштейнами 4 и 2, связанными со стенкой и с коробкой жесткости.

В козловых кранах с подвесными тележками, перемещающимися по монорельсу, используются различные сечения однобалочного пролетного строения (рис. 194) в зависимости от грузоподъемности и пролета крана и конструкции тележки.

Металлоконструкция мостовых кранов, состоящая из двух главных и двух концевых балок, жестко соединенных между собой, является статически неопределимой четырехопорной системой, что диктует требование повышенной точности изготовления и монтажа, поскольку определить фактические нагрузки на ходовые колеса в этих конструкциях трудно. Если более точно определить нагрузки, действующие в металлоконструкции, то появится возможность снизить ее массу, уменьшить потребную мощность механизма передвижения и т. д. С этой целью предложена статически определимая трехопорная система (рис. 195, а). В этой конструкции мост крана собирается из двух жестких Г-образных полумостов А и Б, связанных между собой шарнирно. Каждый полумост состоит из концевой балки 1, опирающейся на ходовыми колесами 2 на подкрановые рельсы.

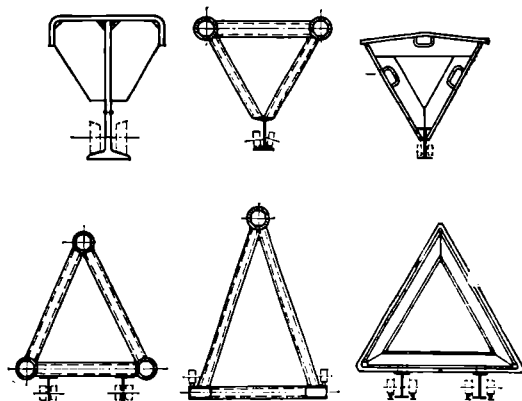


Рис. 194. Поперечные сечения пролетных строений однобалочных козловых кранов с подвесными тележками

С концевой балкой жестко соединена главная балка 3. Таким образом, каждый полумост опирается на три точки — на два ходовых колеса и на свободный конец В главной балки, лежащий на горизонтальном ролике 4, установленном на концевой балке сопряженного полумоста (рис. 195, б). Ролики 5 предназначены для направления главной балки, а торцевой лист 6 ограничивает взаимное перемещение полумостов.

При расчете металлических сплошностенчатых конструкций кранов следует рассмотреть нагрузки, которые возникают, когда тележка расположена а) посередине пролета и б) около наиболее нагруженной концевой балки. Для ферменных конструкций расчетные положения тележки устанавливаются из условия получения в расчетных элементах максимальных нагрузок. Наиболее точно эти нагрузки можно определить при расчете мостов как пространственных систем. Однако часто расчет ведут по упрощенной схеме, расчленяя пространственную конструкцию моста на отдельные плоские элементы (главную балку или ферму, вспомогательные фермы, концевые балки). В этом случае надо ввести коэффициент условий работы m , принимаемый $m=0,8$ — для главных балок корабчатых мостов без вспомогательных ферм и $m=1,2$, если есть вспомогательные фермы; $m=0,5$ — для концевой балки и $m=0,45$ — для вспомогательной фермы. У одностенных балок мостов $m=1,1$ — для главных балок и $m=0,55$ — для вспомогательных

ферм; у мостов с раскосными фермами $m=1,1$ — для главных ферм и $m=0,55$ — для вспомогательных ферм.

Балку моста и ферму проверяют по условиям жесткости моста (ограничение прогиба). Рекомендуются следующие допустимые относительные значения (в долях пролета моста L) прогиба металлоконструкций мостовых кранов при действии только верти-

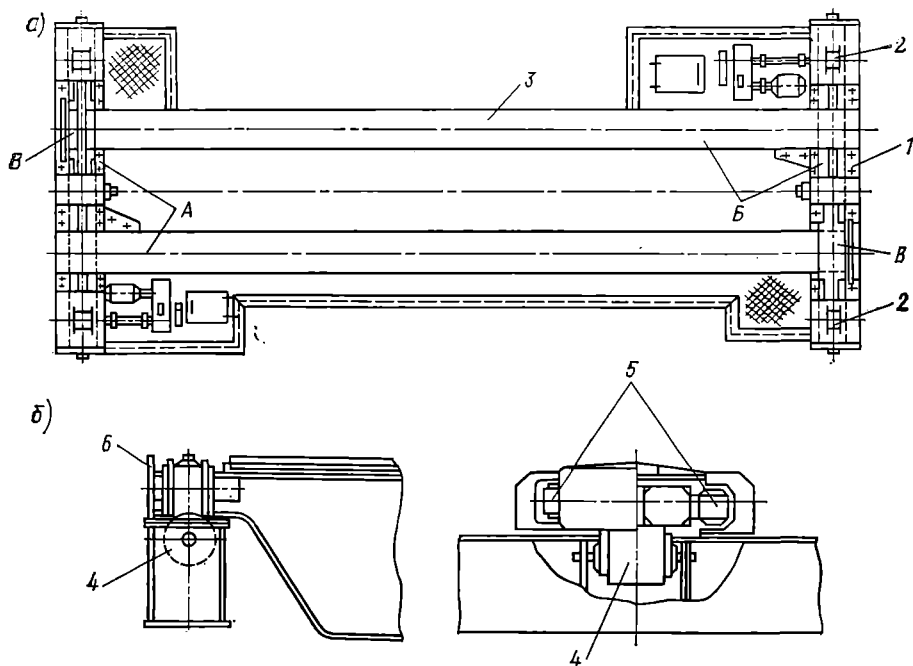


Рис. 195. Трехопорная конструкция кранового моста

кальной, статически приложенной подвижной нагрузки без учета коэффициента перегрузки.

Для мостов кранов с ручным приводом	1/400
Для мостов кран-балок	1/500
Для мостов кранов с электрическим приводом:	
1—5-й групп режима работы кранов (см. табл. 7).	1/600
6—8-й групп режима работы крана	1/700
Для алюминиевых мостов всех типов кранов	1/500

Главным балкам (фермам) мостов с пролетом $L > 17$ м при изготовлении задают строительный подъем, равный $1/1000$ пролета, чтобы при работе под нагрузкой балка не имела чрезмерного прогиба, мешающего нормальной работе тележки.

В кранах малой грузоподъемности и кран-балках часто ограничиваются применением одной балки, являющейся основным несущим элементом. Обычно это прокатная двутавровая балка, выбор размера которой производят по условиям обеспечения необходимой жесткости и возможности прохода тележки или электротали по ее нижнему поясу. Для увеличения высоты балки и ее момента сопротивления без увеличения массы иногда прокатные двутавровые балки разрезают по длине, как показано на рис. 196, а.

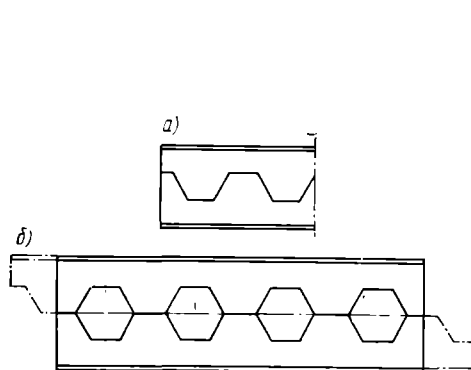


Рис. 196. Составная двутавровая балка

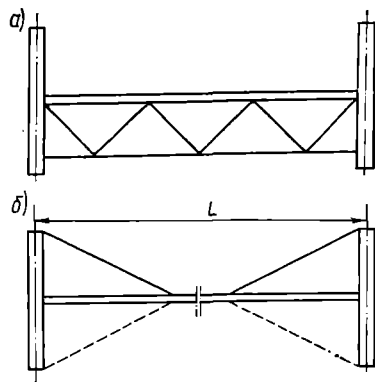


Рис. 197. Кран-балка с элементами горизонтальной жесткости

Затем разрезанные половинки раздвигают, смещают на полшага вырезов и сваривают (рис. 196, б). Выступающие по концам балки консольные части (показанные на рис. 196, б пунктиром) отрезают.

У кранов большой грузоподъемности с большим пролетом двутавровую балку прикрепляют к фермам, причем балку либо подвешивают к ферме моста снизу, либо ферму устанавливают в плоскости основной балки (см. рис. 27). Для обеспечения необходимой горизонтальной жесткости и общей устойчивости главной балки конструкции моста применяют горизонтальные фермы (рис. 197, а) или дополнительные раскосы (рис. 197, б), используемые для размещения механизма передвижения моста. При применении горизонтальных ферм жесткости (при пролете крана $L > 10$ м) элементы горизонтальной фермы выбирают так, чтобы их гибкость λ не превышала 250.

От жесткости металлоконструкции моста крана в значительной степени зависит правильность его движения по рельсам. При недостаточно жестких конструкциях наблюдаются повышенные перекосы моста.

При определении прогиба решетчатых ферм применяют формулу Мора, которая, если все стержни работают только на продольные нагрузки, имеет вид

$$f = \sum_{k=1}^n \frac{S_{Qk} S_{1k} l_k}{E_k A_k},$$

где S_{Qk} — сила от внешней нагрузки Q , от действия которой определяется прогиб в k -м стержне; S_{1k} — сила в k -м стержне от единичной силы, приложенной в точке определения прогиба; l_k , A_k , E_k — соответственно длина, площадь сечения и модуль упругости материала k -го стержня.

При проектировании крановых мостов с балками коробчатого сечения в ряде случаев целесообразно проверять металлоконструкцию на время затухания собственных колебаний, вызывающих вибрацию, отрицательно влияющую на самочувствие крановщика [7]:

$$t = \frac{t_c}{\delta} \ln \frac{f_{\max}}{f},$$

где t_c — период собственных колебаний моста с тележкой без груза, расположенной в середине пролета, с; δ — логарифмический декремент затухания колебаний, равный разности логарифмов двух последовательных амплитуд; $f_{\max}$ — амплитуда колебаний в начальный момент (иногда принимается равной статическому прогибу от веса номинального груза); f — амплитуда, при которой процесс затухания колебаний считается законченным: обычно принимают $f = 0,05 f_{\max}$. Декремент затухания δ с точностью, достаточной для практических расчетов, можно считать в процессе колебаний постоянной величиной, равной

$$\delta = \frac{5,5 \cdot 10^{-3}}{t_c^2}$$

Допустимое время затухания колебаний t зависит от типа крана и условий его эксплуатации. Обычно его принимают равным 15 с. Период собственных колебаний крановых мостов общего назначения при их работе без груза $t_c < 0,25$ с.

У алюминиевых сплавов внутренние неупругие сопротивления больше, чем у сталей. Эти сопротивления являются одной из причин затухания колебаний, поэтому и логарифмический декремент затухания колебаний конструкций из алюминиевых сплавов почти вдвое больше: $\delta \approx 10^{-2}/t_c^2$.

Высоту главных решетчатых ферм в середине пролета из условий необходимой жесткости принимают в пределах

$$h_{\Phi} = (1/12 \div 1/16) L.$$

Высоту балки коробчатого сечения принимают в пределах $h_6 = (1/16 \div 1/20) L$, а высоту балки двутаврового сечения

$$h_6 = (1/14 \div 1/16) L.$$

База крана B (см. рис. 189), т. е. расстояние между осями ходовых колес в концевой балке или между осями крайних балан-

сирных тележек у многоколесных кранов, принимается равной $(1/7 \div 1/5) L$.

При предварительных расчетах ориентировочную массу половины моста крана 4-й группы режима работы (без учета массы

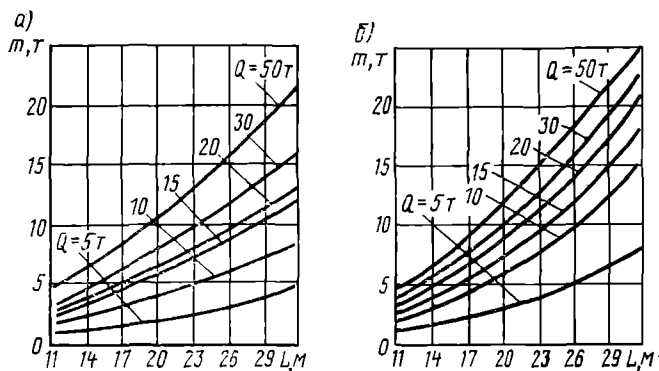


Рис. 198. Графики для определения массы половины крановых мостов:

а — с главными фермами; б — с балками коробчатого сечения

концевой балки, настила и рельсов) можно определить по графикам (рис. 198) в зависимости от принятой конструкции моста, грузоподъемности и пролета [24]. Для кранов 1, 2 и 3-й групп режима работы массу, полученную по данным графика, следует уменьшить на 10%, а для кранов 5-й и 6-й групп режима работы — увеличить на 10%. Для мостов, изготовленных из низколегированных сталей, значения массы следует уменьшить на 10—20%. Масса решетчатых мостов малых пролетов практически та же, что и коробчатых, а при больших пролетах решетчатые мосты легче коробчатых на 10—40%, причем более существенное снижение массы наблюдается у кранов малой грузоподъемности.

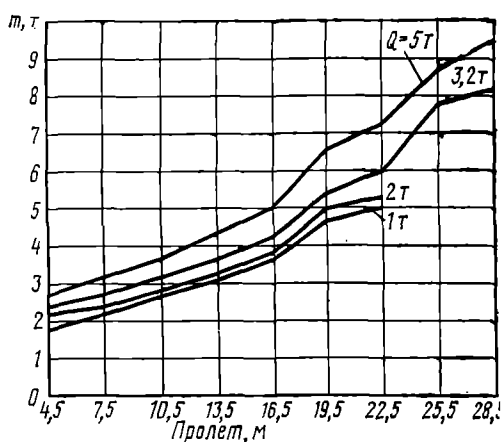


Рис. 199. Масса мостовых однобалочных крюковых кранов опорного типа

Массу однобалочных крюковых кранов с управлением из кабины определяют с помощью графиков на рис. 199 и 200. Для кранов, управляемых с пола, масса оказывается ниже на 10—25%.

Ширину B горизонтального листа балки (см. рис. 189, а) из условий обеспечения горизонтальной жесткости принимают в пре-

делах $B = (1/2 \div 1/3) h_\delta$, и она должна быть $B \geq (1/40 \div 1/50) L$. Толщину вертикальных листов балок принимают обычно не менее 5 мм. При отношении высоты листа к его толщине $h/\delta = 80 \div 160$ вертикальную стенку с целью повышения устойчивости укрепляют поперечными вертикальными ребрами жесткости. Очень тонкие стенки ($h/\delta \geq 160$) укрепляют вертикальными и горизонтальными

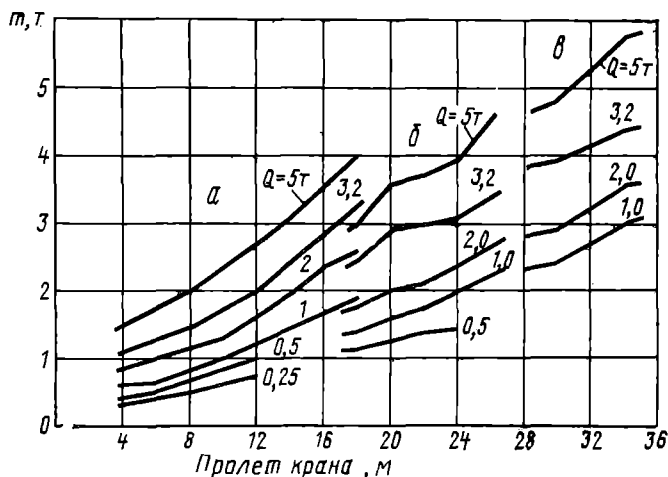


Рис. 200. Масса подвесных однобалочных кранов:
 a — однопролетных; b — двухпролетных; a — трехпролетных

ребрами жесткости. Наибольшее расстояние между поперечными ребрами жесткости не превышает двойной высоты стенки (и не более 3 м).

Рамы тележек мостовых кранов в большинстве случаев сваривают из листовой стали (см. рис. 19). К верхнему листу рамы приваривают специальные пластины для последующей обработки или делают набор подставок для компенсации неточностей при сборке устанавливаемых на них элементов механизмов. При проектировании рамы тележки особое внимание обращают на обеспечение достаточной ее жесткости, обеспечивающей нормальную работу механизмов. Так как рама тележки состоит из ряда жестко соединенных балок, установленных на четыре опоры, то она является многократно статически неопределимой системой. Точный расчет рамы методами строительной механики весьма трудоемок. Поэтому используют приближенные методы расчета, расчленяя конструкцию рамы на отдельные двухопорные, свободнолежащие продольные и поперечные балки. Так как действительные деформации и напряжения отличаются от расчетных, то для компенсации допущенных погрешностей и повышения жесткости принимают запас прочности, равный 2.

Для обеспечения безопасности обслуживания тележка имеет перила, проходящие с двух сторон, перпендикулярных направлению движения, а при подводе тока по гибкому кабелю и отсутствию галереи для обслуживания перила устанавливаются и со стороны токоподвода. Для продольных и поперечных балок рам тележек рекомендуется применять гнутые и штампованные профили. Балки следует располагать по возможности непосредственно под опорами валов, блоков, редукторов, двигателей механизма. Рама тележки должна быть полностью закрыта настилом из листовой стали, за исключением отверстий, через которые проходят грузовые канаты и кабели для грузового электромагнита. При предварительных расчетах металлоконструкции моста и механизмов ориентировочную массу m_T тележек мостовых кранов общего назначения можно принять по данным рис. 201.

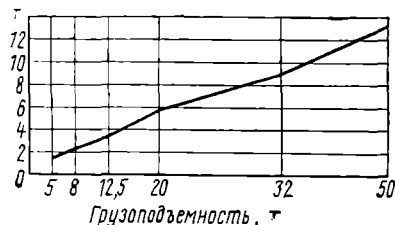


Рис. 201. Масса крановых тележек грузоподъемностью 5—50 т

Металлические конструкции поворотных кранов. При работе поворотных кранов груз может находиться постоянно на конце стрелы или перемещаться по стреле. В зависимости от выбранной схемы крана расчет стрелы производят различными способами. При неподвижной нагрузке (см. рис. 164, а) подкос AB стрелы рассчитывают на сжатие, а растяжку BB — на растяжение от сосредоточенной нагрузки, приложенной к оголовку стрелы. При нагрузке, перемещающейся вдоль стрелы, определение расчетной нагрузки для подкоса производят при положении груза на максимальном вылете. Расчет стрелы (рис. 202) производят в этом случае для двух положений груза: на конце стрелы (положение I) и посередине пролета (положение II). Максимальный изгибающий момент стрелы в точке B , когда тележка находится в положении I ,

$$M'_1 = G_{гр}(L - c).$$

Для определения максимального изгибающего момента при положении тележки в пролете балки между точками B и B тележка должна быть установлена в пролете так, чтобы точка середины пролета (рис. 203, а) делила пополам расстояние a_1 между равнодействующей R от сил P_1 и P_2 давления ходовых колес на балку и наибольшей из этих двух сил. Сечение с наибольшим изгибающим моментом окажется расположенным не в середине пролета, а под большей нагрузкой. При этом наибольший момент для случая неравных нагрузок, т. е. при $P_1 > P_2$ (рис. 203, а), определяют по формуле

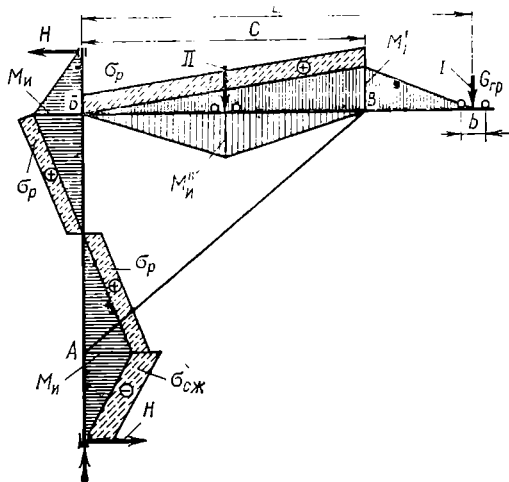
$$M_{\max} = R \frac{(c - a_1)^2}{4c},$$

где $R = P_1 + P_2$, а для случая равных нагрузок, т. е. при $P_1 = P_2 = P$ (рис. 203, б), — по формуле

$$M_{\max} = \frac{R}{4c} \left(c - \frac{a}{2} \right)^2,$$

где $R = 2P$.

Для наиболее рационального использования сечения стрелы



необходимо, чтобы максимальные изгибающие моменты при нахождении груза как в положении I, так и в положении II были одинаковы, т. е. $M_{Iи} = M_{IIи}$.

Отсюда можно найти размер c . Так как в поворотных кранах база тележки весьма невелика, то, заменяя силы, действующие на ходовые колеса, одной силой $G_{гр}$, приложенной в центре тележки, находим, что в положении II тележки $M_{Iи} = G_{гр}c/4$. Из условия равенства моментов получаем $c = 4L/5$.

Рис. 202. Расчетная схема металлоконструкции крана с верхней внешней опорой

Колонну крана с внешней верхней опорой (см. рис. 202) рассчитывают на изгиб по наибольшему изгибающему моменту $M_{и}$, возникающему либо в точке опоры подкоса A на колонну, либо в точке B соединения стрелы с колонной.

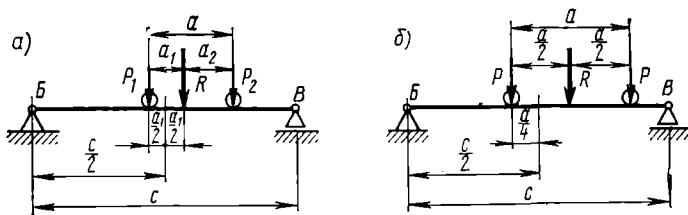


Рис. 203. Схема определения изгибающих моментов

При работе поворотного крана с постоянным вылетом (когда нагрузка не перемещается по стреле) прогиб металлоконструкции не имеет решающего значения. Если же нагрузка перемещается по стреле, то прогиб стрелы от веса тележки и наибольшего рабочего груза должен быть таким, чтобы уклон пути, по которому передвигается тележка при наиболее невыгодном положении тележки, не

превышал 0,003. Это условие не распространяется на краны, у которых механизм передвижения тележки оборудован автоматическим тормозом замкнутого типа, и на краны, у которых тележка перемещается канатной тягой.

В поворотных кранах, у которых изменение вылета создается качанием стрелы в вертикальной плоскости, стрела представляет собой стержень, имеющий прямолинейную, ломаную или криволинейную продольную ось. Нижний конец стрелы крепится к поворотной части металлоконструкции, а верхний конец поддерживается полиспастом изменения вылета. Благодаря этому стрелу можно рассматривать в плоскости подвеса груза как стержень с двумя шарнирно опертыми концами. В поперечном сечении стрела обычно представляет собой четырехугольник или треугольник. Пояса стрелы обычно изготовляют из проката — уголков или труб. Из этих же видов проката выполняют и элементы решеток стрел. Для снижения материалоемкости стрелу изготовляют в виде стержня переменной жесткости по длине. В этом случае продольную устойчивость стрелы проверяют на расчетной длине $\mu_{\text{пр}} l$, где l — длина стержня и $\mu_{\text{пр}}$ — коэффициент длины, зависящий от закона изменения момента инерции сечения стержня и от отношения минимального момента инерции сечения стрелы к максимальному. Зная коэффициент $\mu_{\text{пр}}$ и минимальный радиус инерции сечения, в котором момент инерции достигает максимального значения J_{max} , определяют гибкость стержня переменного сечения:

$$\lambda = \frac{\mu_{\text{пр}} l}{r_{\text{min}}}$$

По этому значению λ для стержня сплошного сечения по табл. 31 определяют коэффициент φ .

Проверку общей устойчивости стрел следует производить по обоим главным направлениям: в плоскости подвеса стрелы и в перпендикулярной ей плоскости. Расчетную длину стрелы принимают в зависимости от схемы закрепления ее концов (рекомендуемые значения коэффициента приведения длины μ даны на с. 341).

На участках между соединительными планками каждая ветвь сечения стрелы представляет собой сжатый стержень, закрепленный по концам, проверяемый на устойчивость по гибкости λ .

В нижней полке балки однорельсового пути (рис. 204), по которой перемещаются ходовые колеса тележек талей, возникают напряжения от изгиба под действием собственной силы тяжести бал-

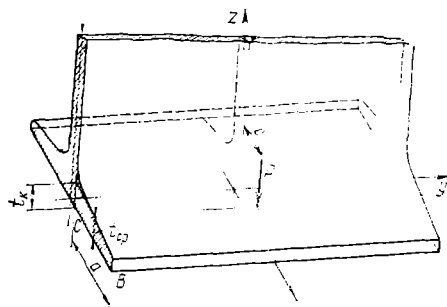


Рис. 204. Схема расчета полки однорельсового пути

ки и напряжения от местного изгиба, вызываемые сосредоточенной нагрузкой P — силой давления катка тележки. Для определения местных напряжений полку балки рассматривают как плиту бесконечной длины, жестко закрепленную по одному продольному краю в месте примыкания его к стенке балки при остающемся свободным другим краем. Напряжение на нижней границе сечения (в точке B) от изгиба силой тяжести балки, подвешиваемой на тросах или кронштейнах,

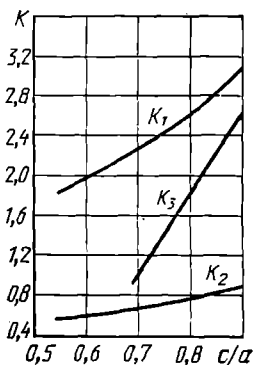


Рис. 205. Расчетные коэффициенты K_1 , K_2 , K_3

$$\sigma_{ny} = \frac{M_{nyz}}{W_{xB}},$$

где $M_{nyz} = \Sigma Pl/4 + ql^2/8$ — изгибающий момент в сечении, расположенном на половине расстояния l между точками подвеса рельса, от всех действующих сил (сосредоточенных внешних сил и равномерно распределенной нагрузки q от силы тяжести рельса); W_{xB} — момент сопротивления изгиба поперечного сечения балки, проходящего через точку B .

Напряжения от местного изгиба в корневом сечении в плоскости xy

$$\sigma_x = \pm \frac{K_1 P}{t_k^2};$$

в плоскости yz

$$\sigma_y = \pm \frac{K_2 P}{t_k^2}$$

Знак «+» относится к точке A ; знак «—» относится к точке C корневого сечения на его нижней границе.

Напряжения от местного изгиба по свободному краю полки (параллельному плоскости yz):

$$\sigma_{ycp} = \pm \frac{K_3 P}{t_{cp}^2}$$

Знак «+» относится к точке B на нижней границе сечения, а знак «—» к точке, расположенной на верхней границе сечения полки.

В этих формулах K_1 , K_2 , K_3 — коэффициенты, зависящие от соотношения c/a (рис. 204) и принимаемые по графикам, изображенным на рис. 205; t_k — толщина сечения полки в корневом сечении; t_{cp} — толщина полки в среднем сечении.

В зависимости от положения нагрузки P на полке наибольшие напряжения могут возникнуть либо в точке A , либо в точке B . Приведенные напряжения для точки B равны $\sigma_B = \sigma_{ycp} + \sigma_{ny} \leq [\sigma_B]$, а приведенные напряжения для точки A , определенные по

энергетической теории прочности, равны

$$\sigma_A = [\sigma_x^2 + (\sigma_y + \sigma_{yH})^2 - \sigma_x(\sigma_y + \sigma_{yH})]^{1/2} \leq [\sigma_A].$$

Если балка изготовлена, например, из стали Ст3, то $[\sigma_B] = 180$ МПа, $[\sigma_A] = 200$ МПа. Различие в значениях объясняется образованием наклепа металла балки от действия ходовых колес.

Расстояние между точками крепления пути определяют расчетом прочности рельса на изгиб и на жесткость (прогиб). Уклон пути при положении тележки посередине между креплениями не должен превышать 0,003. Предельный прогиб монорельсового пути не должен превышать $1/400$ длины пролета между точками крепления.

Глава XII

ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ С ТЯГОВЫМ ЭЛЕМЕНТОМ

§ 42. Виды грузов.

Характеристики транспортирующих машин

В отличие от грузоподъемных машин, которые перемещают грузы определенными порциями и обратным движением без груза возвращаются за новой порцией груза, транспортирующие машины-конвейеры предназначены для перемещения грузов непрерывным потоком без остановок для их загрузки и разгрузки. Конвейеры предназначены для работы с массовыми грузами, т. е. грузами, состоящими из большого числа однородных частиц или кусков, или штучными грузами, перемещаемыми в большом количестве.

Все машины непрерывного транспорта можно подразделить на две группы: транспортирующие машины *с тяговым элементом* (лента, цепь, канат), в которых груз перемещается вместе с тяговым элементом, и транспортирующие машины *без тягового элемента*.

В зависимости от характера груза грузовой поток может быть осуществлен в виде сплошной струи сыпучих или кусковых грузов, а также в виде отдельных порций сыпучих или кусковых грузов и отдельных штучных грузов. Транспортирующие машины обычно используются для перемещения, как правило, груза одного вида. Транспортные операции в этом случае отличаются однотипностью и значительно легче поддаются автоматизации. На предприятиях, производящих однородные массовые грузы транспортные и перегрузочные процессы доведены с помощью конвейеров до высокой степени автоматизации.

Основной характеристикой конвейеров является их производительность — *объемная* V , м³/ч, *массовая* (в дальнейшем просто производительность) Q , т/ч, или *штучная* Z (для штучных грузов), шт/ч. Объемная и массовая производительности связаны между собой зависимостью

$$Q = \rho V,$$

где ρ — насыпная плотность груза, т/м^3 , численно равная массе единицы объема груза при свободной насыпке.

Насыпная плотность зависит от физико-механических свойств транспортируемого груза, его влажности, а также размеров частиц. С увеличением размеров частиц увеличивается насыпная плотность, так как при этом происходит относительное уменьшение объема воздушных промежутков между частицами груза. По числовому значению насыпной плотности грузы подразделяют на четыре группы: *легкие* с $\rho < 0,6 \text{ т/м}^3$ (древесные опилки, фрезерный торф, кокс и т. п.); *средние* с $\rho = 0,6 \div 1,6 \text{ т/м}^3$ (зерно, шлак, каменный уголь и т. п.); *тяжелые* с $\rho = 1,6 \div 2,0 \text{ т/м}^3$ (песок, гравий и т. п.); *весьма тяжелые* с $\rho > 2 \text{ т/м}^3$ (руда, булыжник, камень и т. п.). Значения насыпных масс некоторых грузов приведены в табл. 33.

Т а б л и ц а 33. Характеристики некоторых насыпных грузов

Грузы	Насыпная плотность ρ , т/м^3	Угол α естественного откоса в покое, град	Коэффициент трения в состоянии покоя f_0	
			по стали	по резине
Опилки древесные сухие	0,2—0,3	40	0,8	0,65
Торф кусковой сухой	0,3—0,5	32—45	0,6	—
Овес	0,4—0,5	28—35	0,58	0,5
Кокс среднекусковой	0,4—0,5	30—50	1	—
Мука пшеничная	0,45—0,6	50—55	0,65	0,85
Зола сухая	0,6—0,9	40—50	0,84	—
Шлак каменноугольный	0,6—0,9	35—40	1	0,66
Уголь каменный кусковой (рядовой)	0,65—0,8	30—45	0,45—0,8	0,6
Пшеница	0,65—0,83	22—25	0,6	0,5
Цемент сухой	1,0—1,5	30—40	0,65	0,64
Земля грунтовая сухая	1,1—1,6	30—40	0,8	—
Гипс порошкообразный	1,2—1,4	40	0,78	0,82
Земля формовочная выбитая	1,25—1,3	30—45	0,71	0,61
Песок сухой	1,4—1,65	35—40	0,8	0,56
Известняк мелкокусковой	1,4—1,7	35—40	0,56	—
Щебень сухой	1,5—1,8	35—45	0,74	0,6
Гравий рядовой округлый	1,5—1,8	30—45	0,8	—
Глина сухая, мелкокусовая	1,6—1,8	40	0,75	—
Агломерат железной руды	1,6—2	45	0,8—1	—
Руда железная, мелко- и среднекусовая	2—3,5	30—50	0,2	—

Важными эксплуатационными характеристиками насыпных грузов являются также их абразивные свойства, гранулометрический состав, степень подвижности и однородность.

По абразивным свойствам грузы подразделяются на категории: *неабразивные* — продукты сельского хозяйства, зерно, опилки, щепа, штучные пакетированные грузы; *малоабразивные* — бурый уголь, каменный уголь, формовочная земля, мягкие вскрышные породы, комовая сера, глина, шамот, диас, песок, гравий, цемент; *абразивные* — железная руда, антрацит, горные породы сред-

ней твердости, кокс, рудный концентрат, известняк, магнезит, рудный агломерат, щебень; *высокоабразивные* — полиметаллические руды, руды цветных металлов, твердые горные породы, железные руды с включением кварцита.

Гранулометрический состав грузов, т. е. распределение по крупности составляющих их кусков, определяется размером наибольших частиц, которых содержится в пробе как минимум

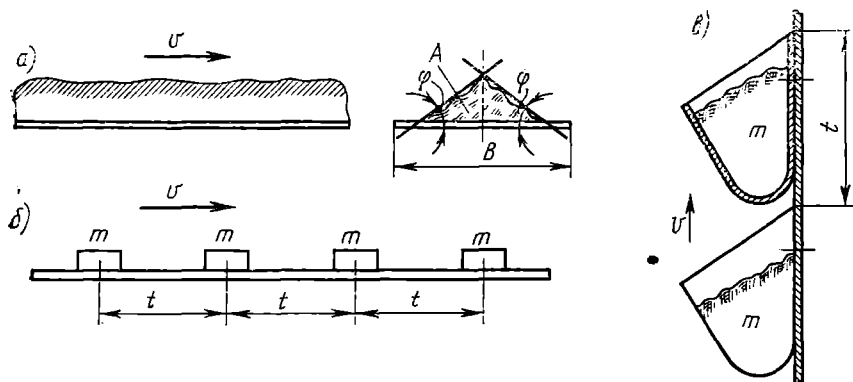


Рис. 206. Схема определения производительности конвейера:

а — при сплошном потоке насыпного груза; *б, в* — при порционных и штучных грузах

10%. По этому параметру грузы делят на категории: *пылевидные* ($< 0,05$ мм); *порошкообразные* (0,05—0,5 мм); *зернистые* (0,5—6 мм); *мелкокусовые* (6—80 мм); *среднекусовые* (80—350 мм); *крупнокусовые* (350—500 мм); *особокрупнокусовые* (> 500 мм).

По однородности различают *рядовые* и *сортированные* грузы. В основу этого критерия принимается наибольший из линейных размеров частицы (куса). *Рядовым* считается груз, у которого $a_{\max}/a_{\min} > 2,5$, где $a_{\max}$ и $a_{\min}$ — наибольший и наименьший линейные размеры типичных кусков груза. *Сортированным* считается груз, у которого $a_{\max}/a_{\min} < 2,5$. Сортированным груз характеризуется средним размером:

$$a_{\text{ср}} = (a_{\max} + a_{\min})/2.$$

По степени подвижности частиц насыпные грузы подразделяются на грузы *легкой, средней и малой* подвижности.

Форма и площадь сечения груза, свободно насыпанного на неподвижную горизонтальную плоскость, определяется углом *естественного откоса* в покое. Значение этого угла зависит от сил сцепления между отдельными частицами, определяемых, в частности, влажностью груза, и от сил трения, возникающих при относительном перемещении частиц (см. табл. 33).

Если плоскость, на которой лежит груз, движется, испытывая сотрясения (рис. 206, *а*), то груз рассыпается и *угол естественного откоса* в движении меньше угла α : обычно $\varphi \approx 0,35 \alpha$.

При транспортировании сыпучего груза непрерывным потоком производительность конвейера выражается формулой

$$Q = 3600Avv,$$

где A — площадь поперечного сечения потока груза (рис. 206, а), м^2 ; v — скорость перемещения груза, м/с .

При транспортировании штучных грузов (рис. 206, б) штучная производительность зависит от расстояния t , м, между единичными грузами:

$$Z = \frac{3600v}{t}.$$

Если обозначить массу каждого груза m , кг, то распределенная погонная масса, кг/м , $q = m/t$ и производительность, т/ч ,

$$Q = \frac{mZ}{1000} = \frac{3600mv}{1000t} = 3,6qv. \quad (65)$$

§ 43. Ленточные конвейеры

Ленточные конвейеры являются наиболее распространенным типом транспортирующих машин непрерывного действия во всех отраслях промышленности. Из более чем полумиллиона конвейерных установок, эксплуатирующихся в нашей стране, 90% составляют ленточные конвейеры. Они используются в горнодобывающей промышленности — для транспортирования руд полезных ископаемых и угля при открытой разработке, в металлургии — для подачи земли и топлива, на предприятиях с поточным производством — для транспортирования заготовок между рабочими местами и т. д.

Обычно ленточные конвейеры имеют тяговый элемент 7 (рис. 207) в виде бесконечной ленты, являющейся и несущим элементом конвейера, привод 13, приводящий в движение барабан 14, натяжное устройство 2 с барабаном 3, груз 1, роликовые опоры 6 на рабочей ветви ленты и 5 на холостой ветви ленты, отклоняющий барабан 8, загрузочное устройство 4 и разгрузочные устройства 9 и 10, разгрузочный желоб 11 и устройство 12 для очистки ленты. Все элементы конвейера смонтированы на раме.

С помощью установок, оснащенных ленточными конвейерами, можно транспортировать сыпучие грузы на весьма большие расстояния, превышающие 100 км.

В Советском Союзе работает несколько конвейерных линий большой протяженности. Для транспортировки руды на шахте Криворожского бассейна разработана конвейерная линия, состоящая из 9 горизонтальных и наклонных конвейеров общей длиной 9 км, обеспечивающая при скорости ленты 3 м/с производительность 600 т/ч. Суммарная мощность приводных электродвигателей составляет 31 200 кВт.

Однако чаще всего длина одиночных конвейеров не превышает 1—2 км.

Ленточные конвейеры отличаются высокой производительностью (до 30—40 тыс. т/ч), простотой конструкции, малой материалоемкостью, надежностью в работе и удобством в эксплуатации,

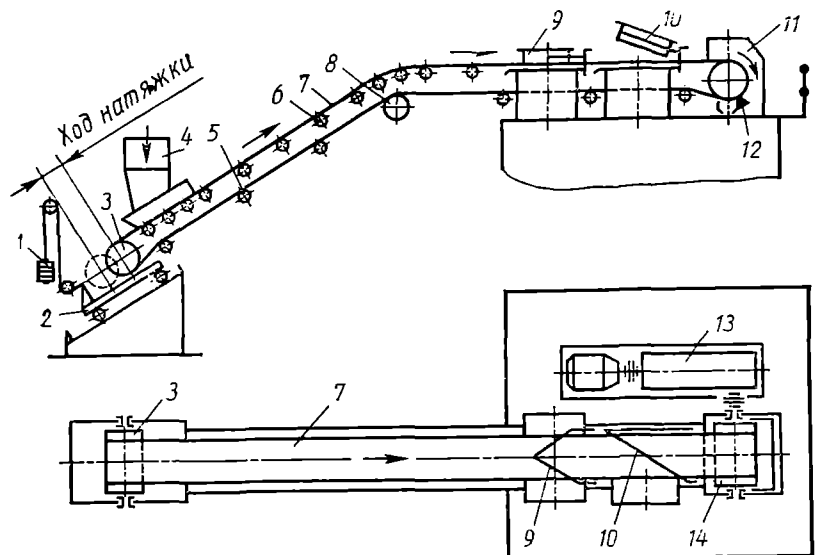


Рис. 207. Принципиальная схема стационарного наклонно-горизонтального ленточного конвейера

относительно небольшим расходом энергии. Они могут иметь криволинейную трассу с поворотами в горизонтальной плоскости и с подъемами и спусками в вертикальной плоскости в зависимости от рельефа местности. Однако создание криволинейной трассы сопряжено с трудностями обеспечения надежного и стабильного положения ленты на криволинейном участке. Радиусы поворота ленты в горизонтальной плоскости зависят от конструкции конвейера, типа ленты и ее ширины и имеют широкий диапазон значений, до 600—800 м.

Схемы ленточных конвейеров весьма разнообразны и определяются назначением конвейера (рис. 208). Сравнительные технико-экономические исследования и опыт проектирования и эксплуатации ленточных конвейеров показывают, что для транспортирования массовых грузов с грузооборотом 5—25 млн. т/год на расстояние до 100 км применять ленточные конвейеры экономичнее, чем использовать железнодорожный или автомобильный транспорт. Достоинствами конвейерных лент являются их относительно малая масса, отсутствие быстроизнашивающихся шарниров, возможность перемещения грузов с большими скоростями. Срок службы конвей-

ерных резиноканевых лент в зависимости от условий эксплуатации, характеристики транспортируемого груза, типа тканевого каркаса и времени одного оборота пробега ленты составляет 15—48 мес. Применение ленточных конвейеров ограничено диапазоном температур от -60 до 200°C . К недостаткам ленточных конвейеров следует также отнести пыление при транспортировании легких сыпучих грузов.

Площадь сечения груза на ленте конвейера (см. рис. 206, а) определяется шириной ленты B и углом естественного откоса φ на движущейся ленте. Для увеличения производительности конвейера при той же скорости и ширине ленты опоры ленты конвейера конструируют так, чтобы под действием массы ленты и массы груза, лежащего на ней, лента принимала форму желоба, что увеличивает площадь A поперечного сечения груза. Во всех случаях площадь сечения пропорциональна b^2 , где $b=0,9B-0,05$ м. В зависимости от типа роликовых опор формулы для определения производительности ленточного конвейера приведены в табл. 34.

При заданной производительности Q по этим же формулам можно определить размер b и по нему в соответствии с ГОСТ 20—76 подбирают ленту со стандартной шириной B . Минимально допустимую ширину ленты B проверяют по однородности груза (см. § 42) и для рядового груза $B_{\min}=2 a_{\max}+200$ м, а для сортированного груза $B_{\min}=3,3 a_{\max}+200$ мм.

При перемещении штучных грузов ширину ленты выбирают так, чтобы на ленте остались с обеих сторон свободные поля шириной 50—100 мм.

Чтобы груз не сползал вниз вдоль ленты, необходимо угол наклона конвейера принимать на 10° меньше угла трения груза о полотно конвейера, потому что из-за провисания полотна угол его

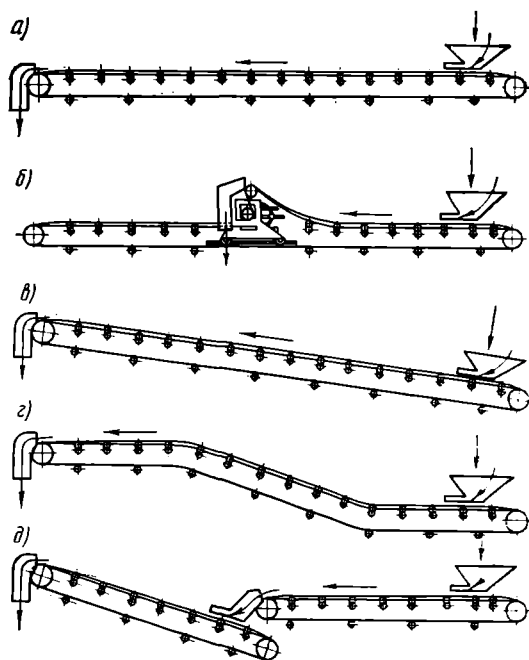
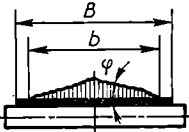
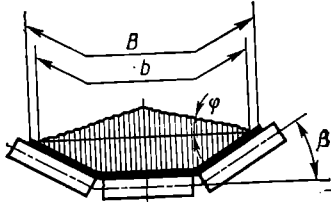
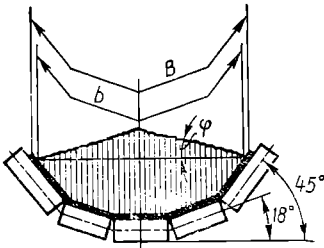
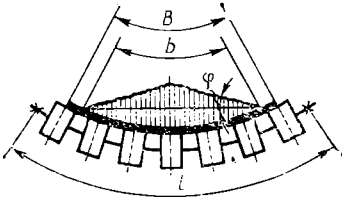


Рис. 208. Схемы ленточных конвейеров:

а — горизонтальный с концевой разгрузкой; б — горизонтальный с передвижным сарабанным разгрузателем; в — наклонный; г — комбинированный с двумя перегибами; д — конвейерная линия из горизонтального и наклонного конвейеров

Таблица 34. Расчетные формулы для определения производительности конвейера

Поперечное сечение ленты с грузом	Угол β наклона боковых роликов, град	Производительность конвейера Q , т/ч
	0	$900 b^2 k \rho v \operatorname{tg} \varphi$
	20 30 45 60	$b^2 k \rho v (245 + 840 \operatorname{tg} \varphi)$ $b^2 k \rho v (345 + 770 \operatorname{tg} \varphi)$ $b^2 k \rho v (470 + 610 \operatorname{tg} \varphi)$ $b^2 k \rho v (505 + 430 \operatorname{tg} \varphi)$
	18—54	$b^2 k \rho v (410 + 710 \operatorname{tg} \varphi)$
	—	$b^2 k \rho v (360 + 650 \operatorname{tg} \varphi)$

Примечание. Коэффициент k для грузов с различной степенью подвижности частиц в зависимости от угла наклона конвейера к горизонтали имеет следующие значения:

Группа подвижности частиц сыпного груза	Угол наклона конвейера				
	1—5°	6—10°	11—15°	16—20°	21—24°
Легкая	0,95	0,90	0,85	0,80	—
Средняя	1,0	0,97	0,95	0,90	0,85
Малая	1,0	0,98	0,97	0,95	0,90

подъема у опор больше, чем угол наклона оси конвейера, и, кроме того, на опорах полотно встряхивается, что способствует сползанию груза. Это встряхивание тем больше, чем больше скорость движения полотна и чем большее биение имеют опорные ролики.

Приведенные значения k даны для конвейера с резиновой лентой, имеющей гладкую рабочую поверхность. Эти значения справедливы только в пределах допустимых углов наклона конвейера. $\theta_{\max} \leq k_1 \alpha$, где α — угол естественного откоса груза в покое (см. табл. 33), k_1 — коэффициент, зависящий от подвижности: для грузов легкой подвижности $k_1 = 0,35$; при средней подвижности $k_1 = 0,4$ и при малой подвижности $k_1 = 0,55$. При превышении угла $\theta_{\max}$ производительность конвейера резко снижается. Рекомендуемые для некоторых грузов предельные значения угла наклона конвейера θ , град, следующие:

Апатит	16	Руда железная	15
Глина кусковая, влажная	24	Соль каменная кусковая	18
Земля влажная	22	Уголь каменный рядовой	18
Известняк	18	Уголь бурый, сухой	16
Кокс рядовой	15	Цемент сухой	20

Надо отметить, что значения предельного угла наклона зависят от состояния груза, т. е. от его влажности, размеров кусков, от угла наклона боковых роликов при желобчатой ленте и т. п.

Скорость движения ленты конвейера при транспортировании сыпучих грузов назначают в зависимости от свойств груза. Для легких пылевидных грузов скорость ограничивается возможностью сдувания груза с полотна. Для крупнокусовых, тяжелых грузов скорость движения ограничена возможностью повреждения ленты вследствие ударов груза по ленте при набегании на ролики и барабаны. Для кусковых грузов, ценность которых уменьшается из-за разрушения при встряхивании ленты, таких, например, как кокс, скорость движения также снижают. Кроме того, скорость транспортирования зависит от ширины ленты: ее можно увеличить при большей ширине, так как на более широких лентах груз располагается более равномерно и лента лучше центрируется на опорах. Рекомендуемые скорости движения ленты конвейера для разных грузов при разгрузке через головной барабан приведены в табл. 35.

При разгрузке с помощью барабанного разгрузателя (сбрасывающей тележки) скорость ленты обычно не превышает 2 м/с, а при разгрузке с помощью плужковых разгрузателей $v = 1 \div 1,6$ м/с, при-

Таблица 35. Рекомендуемые скорости v , м/с, ленты при транспортировании насыпных грузов

Характеристика груза	Ширина ленты, мм							
	400—500	650	800	1000	1200	1400	1600	2000
Пылевидные и порошкообразные, сухие, пылящие	1	1	1	1	1	1	1	1
Хрупкие, кусковые, крошение которых снижает их качество	1,25	1,6	1,6	1,6	2,0	2,0	2,0	2,0
Зернистые, в том числе рыхлые вскрышные породы на открытых разработках	1,6	2,5	3,15	4,0	4,0	4,0	5,0	5,0
Кусковые:								
$a_{ср} \leq 80$ мм	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	4,0	5,0	5,0
$a_{ср} \leq 160$ мм	1,6	1,6	2,0	2,5	2,5	3,15	4,0	4,0
$a_{ср} = 161—350$ мм	—	—	1,6	1,6	2,0	2,5	3,15	3,15
$a_{ср} \leq 500$ мм	—	—	—	—	2,0	2,0	2,5	3,15
Зерно	1,6	2,5	3,15	4,0	—	—	—	—
Овощи, фрукты, корнеплоды	0,8	0,8	1,0	1,0	—	—	—	—

Примечание. Известны ленточные конвейеры, работающие на открытых разработках угля со скоростью движения ленты, доходящей до 8 м/с.

чем меньшие значения скорости принимаются для кусковых тяжелых грузов.

При транспортировании штучных грузов принимают следующие значения скорости движения ленты:

Груз	м/с
Мешки с мукой, зерном, цементом, мелом	0,5—1
Почтовые посылки в мягкой упаковке	0,8—1
Рулоны бумаги массой до 200 кг	0,3—0,5
Ящики, бочки, чемоданы массой до 50 кг	0,3—0,5

Если транспортирующая машина входит в состав технологической линии, скорость ленты назначают в зависимости от ритма технологического процесса, а также от способа загрузки и разгрузки конвейера.

В конвейерах применяют резинотканевые и металлические ленты. Они используются в качестве грузонесущего элемента, осуществляя одновременно и тяговую связь между барабанами конвейера. Поэтому лента должна обладать прочностью и гибкостью в продольном (на барабанах) и поперечном (на желобчатых опорах) направлениях, высокой влажостойкостью и износостойкостью рабочих поверхностей, не должна расслаиваться при многократных перегибах, должна иметь небольшое упругое и остаточное удлинение, малую гигроскопичность.

Наиболее широко распространены резиноканевые ленты (рис. 209; ГОСТ 20—76), состоящие из резиноканевого послойного тягового каркаса 1 и наружных резиновых обкладок 2, предохраняющих каркас от механических повреждений и от воздействия на него влаги, газов, агрессивных сред. В зависимости от условий эксплуатации и назначения изготовляют ленты общего назначения, морозостойкие, теплостойкие, пищевые и негорючие. В зависимости от типа ленты установлены диапазоны температур окружающей среды. Ленты общего назначения работают при температуре от -45 до $+60^{\circ}\text{C}$; морозостойкие — от -60° до $+60^{\circ}$, теплостойкие — до 100° и ленты повышенной теплостойкости — до 200°C . В ленте бывает от 1 до 8 тяговых тканых прокладок, а ширина выпускаемых промышленностью лент колеблется от 100 до 2000 мм.

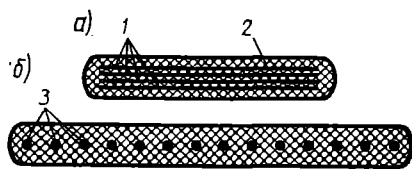


Рис. 209. Резиноканевая (а) и резиноканевая (б) конвейерные ленты:

1 — тканая прокладка; 2 — резиновая обкладка; 3 — стальные канаты

Увеличение числа прокладок, уменьшая напряжения растяжения ленты, в то же время снижает ее гибкость, что затрудняет огибание барабана небольшого диаметра и образование желоба ленты на роликотопорах, расположенных под углом. При применении более широких лент трудно обеспечить равномерное распределение натяжения ленты по ширине. Неравномерное натяжение приводит к существенному снижению допускаемого натяжения.

Толщина наружных резиновых обкладок в зависимости от типа ленты и вида транспортируемого груза для нерабочей стороны колеблется от 1 до 3,5 мм, а для рабочей стороны от 1 до 10 мм. Толщина тканевых прокладок каркаса составляет 1,15—2 мм.

Изготавливают тканевые прокладки из полиамидных или полиэфирных нитей, либо из комбинированных (полиэфирных и хлопчатобумажных) нитей. В зависимости от типа ткани каркаса номинальная прочность тяговой прокладки имеет различное значение (табл. 36).

Наружные обкладки пищевых лент должны быть изготовлены из резиновых смесей, соответствующих санитарно-гигиеническим требованиям (отсутствие вредных примесей), установленным технической документацией, утвержденной Министерством здравоохранения СССР.

Учитывая сложность точного определения действительного напряжения в слоях резиноканевой конвейерной ленты при совместном действии растяжения и изгиба, расчет ленты ведут только на растяжение по максимально допустимой (расчетной) рабочей нагрузке $[K]$, кН/м, по ширине одной прокладки:

$$[K] = K_{\text{пр}}/n,$$

Таблица 36. Прочность тканевых прокладок конвейерных лент

Тип ткани	Марка	Номинальная прочность ткани $K_{пр}$ по ширине одной прокладки, кН/м
Ткань с нитями основы и утка из полиамидных волокон	ТА-400; ТК-400; МК-400/120;	400
	ТА-300; ТК-300; А-10-2-3Т	
	К-10-2-3Т; МК-300/100	300
	ТК-200-2	200
Ткань с нитями основы из полиэфирных волокон и нитями утка из полиамидных волокон	ТА-150; ТК-150	150
	ТА-100; ТК-100	100
	МЛК-400/120	400
	ТЛК-300; МЛК-300/100	300
Ткань с нитями основы и утка из комбинированных (полиэфирных с хлопком) волокон	ТЛК-200	200
	БКНЛ-150	150
	БКНЛ-100	100
	БКНЛ-65; БКНЛ-65-2	65

где n — расчетное значение коэффициента запаса прочности ленты:
 $n = n_0 / (n_{нр} n_{ст} n_T n_p)$.

Здесь n_0 — номинальный запас прочности, принимаемый $n_0 = 5$ — при проверочных расчетах по максимальным пусковым нагрузкам и $n_0 = 7$ — при расчете по нагрузкам установившегося движения; $n_{нр}$ — коэффициент неравномерности нагружения прокладок, зависящий от количества прокладок:

Количество прокладок	3	4	5	6	7	8
Коэффициент $n_{нр}$	0,95	0,9	0,88	0,85	0,82	0,8

$n_{ст}$ — коэффициент прочности стыкового соединения концов ленты, принимаемый в зависимости от типа соединения:

Тип стыка	Вулканизированный	Скобами и шарнирами	Заклепками
Коэффициент $n_{ст}$	0,9—0,85	0,5	0,3—0,4

n_T — коэффициент, учитывающий влияние конфигурации трассы конвейера:

Профиль трассы	Горизонтальный	Наклонный	Наклонно-горизонтальный
Коэффициент n_T	1	0,9	0,85

n_p — коэффициент, учитывающий влияние режима по времени работы конвейера в течение суток и по производительности:

Режим работы	Весьма легкий	Легкий	Средний	Тяжелый	Весьма тяжелый
Коэффициент n_p	1,2	1,1	1	0,95	0,85

Максимально допустимую расчетную силу растяжения резино-тканевой ленты определяют по формуле

$$T_{\max} = B [K] z,$$

где B — ширина ленты; z — число тканевых прокладок.

Высокие запасы прочности, устанавливаемые при расчете конвейерной ленты, объясняются необходимостью учета ослабления ленты в месте соединения ее концов и наличием динамических нагрузок, испытываемых лентой в процессе эксплуатации. Такие динамические нагрузки возникают в местах загрузки конвейеров и в пунктах передачи пружа между сопряженными конвейерами под действием ударов кусков груза, падающих с некоторой высоты. Ударные нагрузки зависят от вида транспортируемого груза, размеров кусков, высоты падения, скорости транспортирования, силы натяжения ленты, конструкции опор ленты в местах загрузки. Значительные динамические нагрузки наблюдаются также при пуске и торможении конвейеров.

При выборе типа ленты, толщин обкладок рабочей и нерабочей сторон следует учитывать свойства транспортируемого груза (например, категорию абразивности) и условия эксплуатации конвейерных лент, которые устанавливаются по методике ГОСТ 20—76 суммированием баллов, учитывающих различные данные конкретного конвейера.

Производственные условия характеризуются типом помещения, в котором установлен и работает конвейер, климатом района, где он установлен, температурой и влажностью окружающего воздуха, степенью насыщения воздуха абразивной пылью и парами (газами), вредно воздействующими на элементы конвейера. Эти условия составляют четыре группы (табл. 37).

Для увеличения производительности конвейеров применяют резиноканевую ленту с резиновыми бортами высотой 60—300 мм. Для того чтобы борта при огибании барабанов не повреждались, их выполняют гофрированными (рис. 210, а, б). Наличие бортов увеличивает площадь сечения груза, насыпанного на ленту, и позволяет увеличить скорость транспортирования и угол наклона конвейера. Допускаемый угол наклона конвейера в этом случае (благодаря боковому сжатию пружа) на 2—3° больше, чем у конвейера с обычной желобчатой лентой. Борта к ленте приклеивают или привулканизируют.

Чтобы еще более увеличить угол наклона конвейера, применяют рифленую ленту (рис. 210, в), в которой на верхнюю рабочую сторону методом горячей вулканизации прикрепляют шевронные резиновые выступы высотой 5—40 мм. Для конвейеров с рифлеными лентами используют такое же оборудование, как и для конвейеров с гладкими лентами. Применение рифленых лент позволяет увеличить угол наклона конвейера до 35—40°. В ряде случаев для увеличения возможного угла наклона конвейера ленты снабжаются поперечными выступами высотой 5—40 мм (рис. 210, б) или поперечными перегородками из плотной резины высотой 50—300 мм

**Таблица 37. Характеристика производственных условий
эксплуатации конвейера**

Показ.	Группа производственных условий			
	Л (легкие)	С (средние)	Т (тяжелые)	ОТ (очень тяжелые)
1. Место установки конвейера (характеристика производственного помещения)	Чистые, закрытые, отопливаемые или охлаждаемые и вентилируемые помещения (категория 4 по ГОСТ 15150—69)	Закрытые, отопливаемые производственные помещения капитального сооружения без регламентированного контроля температуры и влажности (категория 4 по ГОСТ 15150—69)	На открытом воздухе с непосредственным воздействием атмосферных условий в период всего года при наличии ветра и абразивной пыли (категории 1 по ГОСТ 15150—69) Навесы или легкие, временные неотапливаемые помещения, в которых колебания температуры и влажности воздуха несущественно отличаются от условий на открытом воздухе (категория 2 по ГОСТ 15150—69) Неотапливаемые и невентилируемые помещения, в которых возможно длительное нахождение воды или частая конденсация влаги на стенах и потолке (категория 5 по ГОСТ 15150—69) Закрытые, каменные, бетонные, деревянные неотапливаемые помещения с естественной вентилиацией без искусственно регулируемых климатических условий (категория 3 по ГОСТ 15150—69) Закрытые, отопливаемые помещения с высокой концентрацией абразивной пыли и повышенной влажностью	
2. Климатическое исполнение по ГОСТ 15150-69	Исполнение У для районов с умеренным климатом			Исполнение ХЛ для районов с холодным климатом

Показатели	Группа производственных условий			
	Л (легкие)	С (средние)	Т (тяжелые)	ОТ (очень тяжелые)
3. Температура окружающего воздуха	10—35°C	10—35°C	—45÷40°C (для категорий 1, 2, 3) —5÷35°C (для категории 5)	—60÷40°C (для категорий 1, 2, 3) —10÷35°C (для категории 5)
4. Относительная влажность воздуха	≤40%	≤65%	≤80%	≤90%
5. Наличие в окружающем воздухе абразивной пыли, агрессивных паров и газов	Содержание абразивной пыли не более 5 мг/м³; отсутствие вредных паров и газов	Содержание абразивной пыли не более 10 мг/м³, вредных паров и газов не более 1 мг/м³	Содержание абразивной пыли более 10 мг/м³, наличие вредных паров и газов — в верхних пределах санитарных норм	

Примечание. Л — предприятия по производству приборов, радио и телевизионной аппаратуры, цехи по изготовлению одежды, почтовые экспедиции, типографии, книгохранилища; С — тепловые электростанции; формовочные отделения литейных цехов; заводы резиновых и технических изделий; предприятия пищевой промышленности; закрытые зернохранилища; Т — карьеры открытых разработок полезных ископаемых в районах умеренного климата; неоглаживаемые галерей; обогатительные фабрики металлургической, коксохимической и угольной промышленности; ОТ — карьеры открытых разработок полезных ископаемых в районах с холодным климатом; лесоразработки на открытых площадках в районах с холодным климатом.

(рис. 210, *г*). Для придания ленте желобчатой формы перегородки должны состоять из двух или более частей (рис. 210, *в*). Перегородки несколько смещены одна относительно другой вдоль ленты, что позволяет избежать защемления кусков перемещаемого груза.

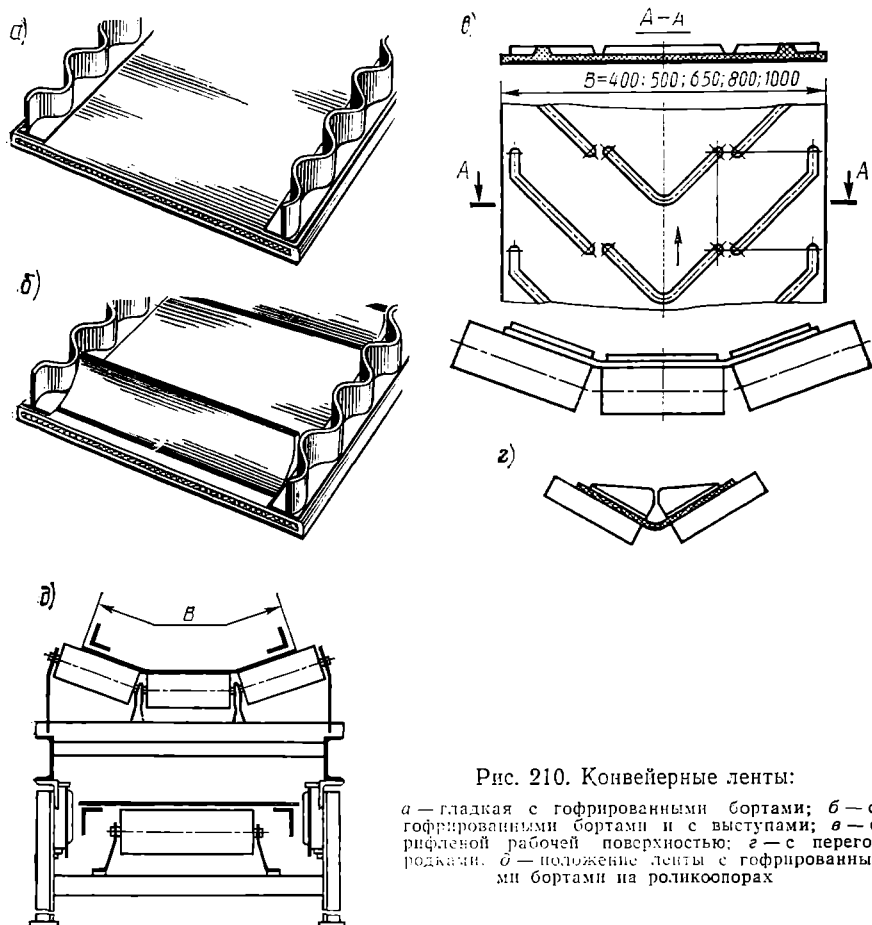


Рис. 210. Конвейерные ленты:

а — гладкая с гофрированными бортами; *б* — с гофрированными бортами и с выступами; *в* — с рифленой рабочей поверхностью; *г* — с перегородками. *д* — положение ленты с гофрированными бортами на роликоопорах

При достаточно широких перегородках угол наклона конвейерного полотна может достигать до 50—60°. Недостатком таких лент является сложность их очистки, и поэтому они малоприспособны для транспортирования влажных и липких грузов.

Угол наклона конвейера существенным образом влияет на его длину. С увеличением этого угла длина конвейера уменьшается, что приводит к снижению эксплуатационных расходов, уменьшению производственной площади, снижению объема капитальных работ. Так, при высоте подъема 30 м длина ленточного конвейера с гладкой лентой при угле наклона 20° равна 82 м, длина конвейера с

рифленной лентой при угле наклона 30° равна 52 м, а конвейер, имеющий ленту с перегородками, расположенную под углом 50° , составляет по длине всего 25 м.

Кроме указанных выше способов удержания груза на ленте конвейера с целью обеспечения больших углов наклона находят применение крутонаклонные двухленточные конвейеры с прижимной

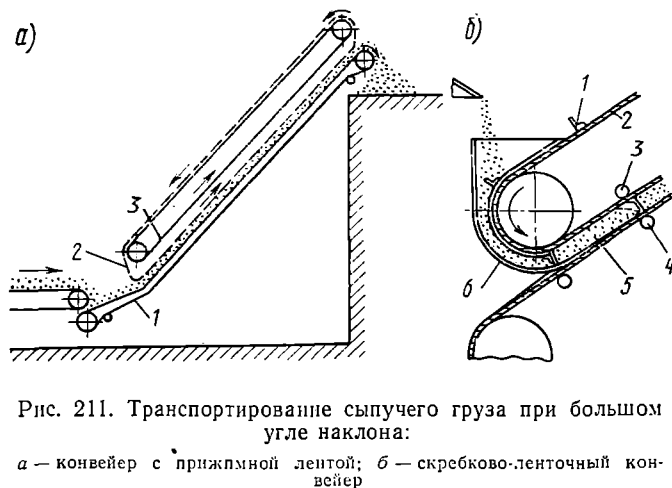


Рис. 211. Транспортирование сыпучего груза при большом угле наклона:

а — конвейер с прижимной лентой; *б* — скребково-ленточный конвейер

или с трубчатой лентой и скребково-ленточные конвейеры. В двухленточных конвейерах с прижимной лентой (рис. 211, *а*) транспортируемый груз подается на загрузочный участок конвейера и прижимается к основной ленте 1 конвейера силой тяжести прижимной ленты 2, что препятствует скольжению груза вниз по основной ленте. Прижимную ленту изготовляют из обычной резинотканевой ленты или из соединенных между собой звеньев сварной цепи. В последнем случае она обладает высокой гибкостью в продольном и поперечном направлениях, что позволяет ей плотно охватывать груз как в общей массе, так и его отдельные большие куски. Прижимная лента приводится в движение лентой дополнительного конвейера 3, установленного параллельно основному и имеющего ту же скорость. Применение прижимной ленты позволяет осуществить подъем сыпучего груза при углах наклона $48\text{--}60^\circ$.

В конструкции скребково-ленточного конвейера (рис. 211, *б*) к тяговой ленте 2 прикреплены скребки 1, захватывающие груз из загрузочной воронки 6 и удерживающие его от соскальзывания с рабочей ленты 5 конвейера, перемещающейся со скоростью, равной скорости тяговой ленты. Тяговая лента 2 и рабочая лента 5 удерживаются от прогиба под действием веса груза направляющими роликами 3 и 4.

В некоторых конструкциях двухленточных конвейеров ленты на рабочей ветви образуют закрытую камеру, заполняемую грузом.

В конструкции на рис. 212, б ленты основного и вспомогательного конвейеров на нерабочей поверхности имеют продольный выступ посередине ленты, а роlikоопоры 2, 10 холостых ветвей 1, 11 и роlikоопоры 3, 8 грузовых ветвей 4, 7 ленты имеют соответствующие канавки, в которые попадают выступы лент. Края грузовых ветвей 4 и 7 основного и вспомогательного конвейеров прижимаются друг к другу прижимными роlikоопорами 5 и 6, прикрепленными к ра-

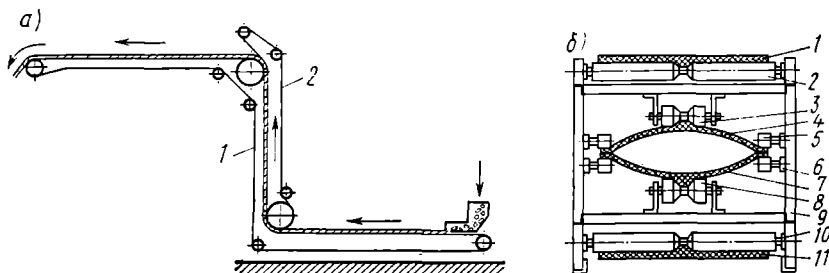


Рис. 212. Двухленточный конвейер:

а — схема горизонтально-вертикального конвейера; б — сечение полотна с плоской лентой

ме 9 конвейера. Груз попадает на ленту 1 (рис. 212, а) на горизонтальном участке. Скорости движения обеих лент 1 и 2 одинаковы.

Основные преимущества рассмотренных конвейеров следующие: простота и унификация конструкции, простота очистки ленты от прилипших частиц груза, возможность создания комбинированной трассы с горизонтальными и крутонаклонными участками различной длины, высокая экономичность. Недостатки этих конвейеров — просыпание груза на продольных стыках кромок двух лент, необходимость создать поперечные нагрузки на ленты для обеспечения стабильного положения столба сыпучего груза на вертикальном участке трассы, повышенный износ ленты, увеличение расхода энергии. Двухленточные конвейеры могут обеспечить работы с высокими скоростями (до 6 м/с) при угле наклона до 90°, причем их производительность не зависит от угла наклона.

Для транспортирования ядовитых, пылящих или портящихся от воздействия атмосферных условий материалов находит применение трубчатая лента (рис. 213, а), которая в развернутом виде представляет собой полосу, состоящую из средней утолщенной части, снабженной несколькими тканевыми прокладками, и более гибких боковых частей с зубцами на кромках. Зубцы при свертывании ленты соединяют ее кромки с помощью замка типа застежки «молния». На участке загрузки лента открыта и образует желоб, который после заполнения ленты грузом застегивается с помощью двух пар роlikов, образуя плотно закрытую трубу. В зоне разгрузки лента раскрывается и движется в плоском состоянии, что позволяет осуществить ее очистку. Такая трубчатая лента дает возможность

осуществить транспортирование материала как по горизонтали, так и по сильно наклоненным и вертикальным участкам трассы.

В некоторых случаях такие трубчатые ленты используют на подвесных конвейерах (рис. 213, б), где лента не является тяговым элементом, роль которого выполняет специальный тяговый элемент (канат или цепь), завулканизированный в края ленты. Это позволяет использовать более тонкие ленты. Замок может находиться как сверху, так и сбоку ленты. Скорость движения подвесных ленточных конвейеров обычно находится в пределах 0,5—1 м/с. При расчетах их производительности принимается, что заполнено около 0,6 площади поперечного сечения трубы.

Для транспортирования изделий через сушильные и нагревательные камеры при температуре до 200°C применяют специальные ленты из стекловолокна, покрытого кремнийорганическим каучуком толщиной до 6 мм, а также ленты из прорезиненной ткани с покрытием из стекловолокна.

Все более широко применяют *резинотросовые ленты* со стальными канатами, завулканизированными между слоями ткани вдоль продольной оси ленты (см. рис. 209, б). Преимуществом этих лент является их высокая гибкость в поперечном направлении, что позволяет легко придавать им желобчатую форму, высокая прочность, малое удлинение в продольном направлении при рабочих нагрузках, повышенная долговечность. Недостатком их является сложность соединения концов ленты. В Советском Союзе освоен выпуск резинотросовых лент шириной от 900 до 2000 мм при прочности по ширине до 5 МН/м. Продолжаются работы по освоению выпуска ленты шириной до 2000 мм при прочности по ширине до 6 МН/м. Дальнейшее увеличение прочности конвейерных лент нецелесообразно, так как приводит к увеличению толщины ленты и ее массы, стоимости, диаметров барабанов, усложнению соединения концов ленты. Максимально допустимая (расчетная) сила растяжения тягового каркаса резинотросовой ленты равна

$$T_{\max} = B [K_{\text{рт}}],$$

где B — ширина ленты; $[K_{\text{рт}}] = K_{\text{рт}}/n'$ — допустимая расчетная нагрузка, численно равная силе на единицу ширины ленты; $K_{\text{рт}}$ — номинальная прочность на разрыв; $n' = n_0/(n_{\text{ст}}n_{\text{р}}n_{\text{т}})$ — расчетный запас прочности (значения коэффициентов n_0 , $n_{\text{т}}$ и $n_{\text{р}}$ принимают такими же, как и для резинотканевой ленты (см. с. 374); так как для

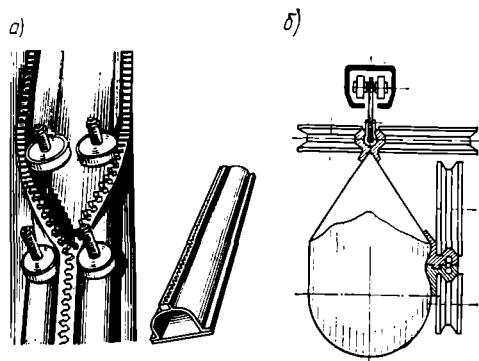


Рис. 213. Трубчатая лента:

а — ленточного конвейера; б — подвешеного конвейера с боковой застёжкой

резинотросовой ленты допускается только вулканизированный стык, то коэффициент $n_{ст}=0,9$).

Для транспортирования на большие расстояния находят применение *ленточно-канатные* конвейеры (рис. 214), в которых тяговая сила воспринимается двумя стальными канатами 1, а резинотканевая специальная лента 2 является только элементом, несущим груз. Лента ложится на канаты утолщениями, отформованными вдоль

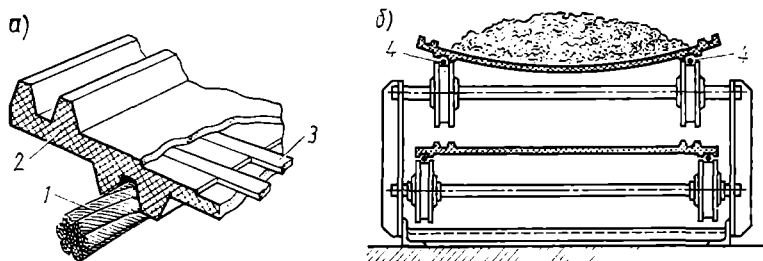


Рис. 214. Ленточно-канатный конвейер:

а — лента; б — поперечное сечение конвейера

обеих кромок ленты. Тяговый канат 1 опирается на ролики 4, расположенные с шагом 5—8 м. Чтобы лента не теряла поперечной устойчивости под влиянием веса груза, ее армируют поперечными стальными пластинами 3. Благодаря им лента хорошо пружинит и сопротивляется ударам. Кромки ленты не изнашиваются, и износ самой ленты также значительно меньше, поэтому срок ее службы больше, чем обычной резинотканевой ленты. Однако такая лента очень трудоемка в изготовлении, а большие размеры приводных блоков существенно увеличивают габариты привода. Срок службы канатов относительно мал и замена их сложна. Скорость движения ленты ленточно-канатных конвейеров обычно не превышает 2,5 м/с, а производительность 1000 т/ч.

Аналогичную конструкцию имеют *ленточно-цепные* конвейеры, в которых тяговым элементом является цепь. Тяговые цепи этих конвейеров обычно опираются на каретки, снабженные ходовыми катками. Эти конвейеры имеют еще меньшую скорость движения вследствие возникновения динамических нагрузок в цепном приводе и соответственно меньшую производительность.

Надежность и долговечность конвейерных лент определяются в значительной степени качеством соединения их концов. Чаще всего поперечные разрывы ленты и усталостное их разрушение происходят именно в месте соединения, поэтому соединения конвейерных лент должны обладать прочностью, достаточной, чтобы воспринимать максимальную тяговую силу и удары от падения крупных кусков груза; долговечностью, сравнимой со сроком службы ленты; гибкостью в продольном и поперечном направлениях, необходимой

для придания ленте желобчатой формы и возможности огибания барабанов возможно меньшего диаметра; простотой и быстротой выполнения соединения; они должны исключать возможность вытяжки ленты и саморазъединения стыка, а также не выступать из плоскости ленты. Соединения бывают разъемными и неразъемными. К *неразъемным* относятся соединения, выполняемые с помощью горячей или холодной вулканизации, а также заклепочные соединения. К *разъемным* относятся соединения на петлях; крючках и соединения, выполняемые с помощью пластин и болтов. Разъемные соединения применяются на передвижных и переносных конвейерах, а также при необходимости часто менять длину конвейера. Соединение методом вулканизации обеспечивает наиболее высокую прочность и отсутствие утолщений в месте стыка, что благоприятно влияет на работу барабанов, поддерживающих роликов и очистных устройств.

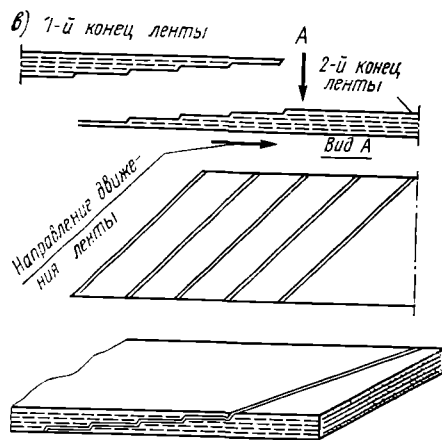


Рис. 215. Подготовка концов резиноканево- вой ленты для соединения вулкани- зацией

Резинотканевую ленту сле- дует стыковать методом вулка- низации с использованием клеев холодного или горячего отверждения. При соединении вулканизацией концы лент срезают ступенчато по одной прокладке под углом к продольной оси ленты (рис. 215). Затем прокладки очищают и промазывают специальным клеем, после чего концы лент накладывают один на другой и выдерживают под давлением с нагревом до температуры 150°C. Резинотросовые ленты стыкуют только горячей вулканизацией. При этом растягивающая сила компенсируется прочностью связи тросов с резиной.

Ленты из тканей типа БКНЛ-55, БКНЛ-100, ТА-100, ТК-100, БКНЛ-150 и ТА-150 шириной до 1200 мм допускается стыковать механическими способами.

Барабаны. В ленточных конвейерах различают приводные, концевые, натяжные и отклоняющие, служащие для изменения направ- ления движения ленты, барабаны. Чем больше диаметр барабана, тем меньше напряжение от изгиба ленты и тем больше срок ее службы. При эксплуатации лент установлено, что резиноканевую ленту обычно приходится заменять из-за ее расслаивания, которое происходит от многократных изгибов ленты на барабанах. Диа- метр барабана (в метрах) при резиноканевой ленте определяется по формуле

$$D_{\text{бар}} = K_1 K_2 z,$$

где z — число тканевых прокладок в ленте; K_1 — коэффициент, зависящий от прочности ленты:

Прочность про- кладки по ши- рине, кН/м . .	65	100	150	200	300	400
Коэффициент K_1	125—140	141—160	161—170	171—180	181—190	191—200

K_2 — коэффициент, учитывающий назначение барабана, а также натяжение ленты и угол обхвата ею барабана (табл. 38).

Таблица 38. Значение коэффициента K_2

Барабаны	Угол обхвата барабана лентой, град	Отношение натяжения ленты, набегающей на барабан, к допускаемому натяжению			
		76—100%	51—75%	25—50%	25%
Приводные	180—240	1	0,8	0,63	—
Концевые и натяжные	180—200	1	0,8	0,63	0,5
Оборотные	70—100	—	0,63	0,5	0,4
Отклоняющие	20—30	—	—	0,4	0,32

Барабаны ленточных конвейеров унифицированы. В качестве основной характеристики, используемой при выборе барабанов из установленного ряда типоразмеров, принята нагрузочная способность барабана. Для неприводных барабанов нагрузочная способность определяется как нагрузка от натяжения ветвей ленты, огибающей барабан, а для приводных барабанов, кроме того, следует учесть еще и максимальный передаваемый крутящий момент. Выбор барабанов любого назначения при проектировании производят следующим образом: при проведении тягового расчета конвейера находят максимальную нагрузку в ленте и по ее значению подбирают ленту (тип, число прокладок); затем определяют необходимые, минимально возможные диаметры барабанов с учетом значений коэффициентов K_1 и K_2 ; после этого для каждого из барабанов находят радиальную силу $S_{бар}$, действующую на барабан, как геометрическую сумму натяжений ветвей ленты; при тяговом расчете определяют также крутящий момент $M_{кр}$ и окружную силу F , действующие на приводном барабане. В заключение по полученным параметрам из унифицированного ряда подбирают барабан по его нагрузочной способности, определенной по результатам расчета осей и валов на прочность и сопротивление усталости и расчета подшипников на долговечность.

Для выбранного барабана определяют допустимое давление ленты на его поверхность по условию

$$p = \frac{360 S_{бар}}{\pi D B \alpha} \leq [p], \quad (66)$$

где $S_{бар}$ — результирующая радиальная сила от натяжения ветвей ленты; D — диаметр барабана; B — ширина ленты; α — угол обхвата

та лентой барабана, град. Для резинотканевых лент допускаемое давление $[p]=0,2\div 0,3$ МПа. Для резинотросовых лент $[p]=0,35\div 0,55$ МПа. Меньшие значения допускаемого давления принимаются для лент меньшей прочности, а также при работе конвейера в тяжелых режимах.

Чтобы лента не сбегала с барабанов в сторону, приводные и натяжные барабаны (рис. 216; а, б) прежде выполняли бочкообразными со стрелой выпуклости $L/200$, но не менее 4 мм. Но надо иметь в виду, что применение выпуклого барабана приводит к повышению натяжения (до 40%) в сравнительно неширокой центральной части ленты, что часто вызывает порчу соединения концов. Поэтому в последнее время стараются не применять выпуклых барабанов, обеспечивая центровку ленты с помощью центрирующих роlikоопор.

Отклоняющие барабаны выполняют цилиндрическими. Длину барабана принимают равной $L=B+(150\div 200)$ мм. В случае необходимости повышения коэффициента трения поверхность приводного барабана футеруют различными высокофрикционными материалами и чаще всего эластичной резиной (рис. 216, в), обеспечивающей большой запас трения благодаря передаче части тяговой силы на дуге относительного покоя. Деформация сдвига футеровки, возникающая при этом, несколько снижает упругое скольжение ленты по поверхности барабана: в результате снижается износ футеровки и конвейерной ленты. Футеровка резиной обеспечивает стабильный коэффициент трения: $f=0,3\div 0,45$.

Крепление футеровки к барабану должно быть прочным, чтобы противостоять сдвигающим нагрузкам, возникающим при передаче барабаном тяговой силы. Лучше всего приклеивать или привулканизировать футеровку к поверхности обечайки барабана или к металлическим листам, которые, в свою очередь, крепят к обечайке болтами (рис. 216, г). Футеровку, прикрепленную последним способом, в случае необходимости легко заменить.

На конвейерах небольшой длины иногда устанавливают электробарабаны, в которых двигатель и редуктор находятся в полости барабана, что позволяет создать весьма компактную и легкую конструкцию. Однако из-за худшего охлаждения условия работы электродвигателя в этих конструкциях значительно более тяжелые.

Поддерживающие роlikоопоры. Чтобы лента под влиянием собственной силы тяжести и веса груза не провисала, на раме конвейера устанавливают поддерживающие роlikоопоры. Ролики являются самыми многочисленными элементами конвейеров. Их ежегодно выпускают миллионы штук. От надежной и долговечной работы роlikоопор зависит в большой степени надежность и долговечность всей машины, а также потребляемая ею энергия, эксплуатационные затраты и т. п.

В зависимости от назначения существуют два основных типа конструкций роlikов. В *роliках легкого типа*. (рис. 217, а) применены шариковые подшипники со встроенными манжетными уплотнениями. Смазка подшипников — закладная, действующая.

Ролики *тяжеслого типа* (рис. 217, б) установлены на конических роlikоподшипниках и имеют пресс-масленки для замены смазки.

На базе основных типов роликов предусмотрены различные их исполнения.

Обрезиненные ролики применяют при транспортировке высокоабразивных грузов. Слой резины, наклеенный на внешнюю металли-

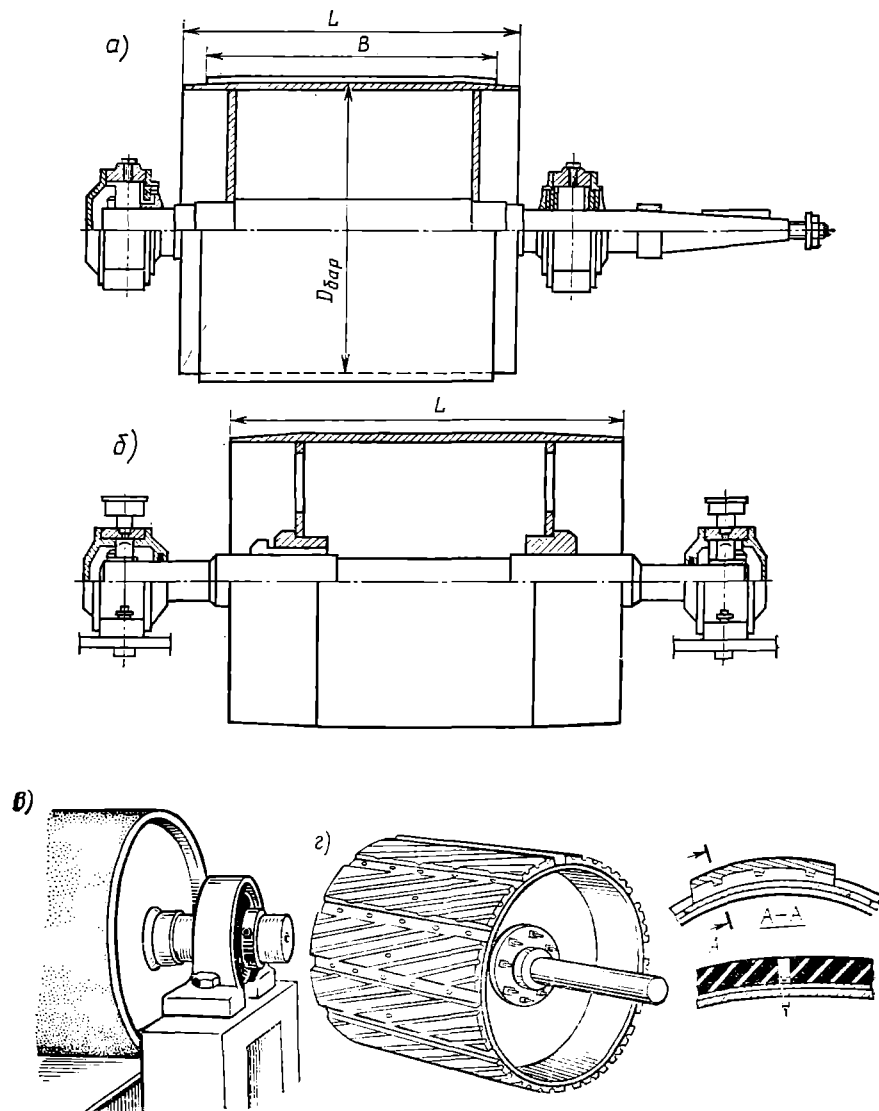


Рис. 216. Барабаны для конвейера с резинотканевой лентой:

а — приводной; б — хвостовой и отклоняющий; в — барабан, футерованный резиной; г — крепление футеровки к барабану

ческую поверхность ролика, предохраняет его от истирания, особенно на холостой ветви, так как там лента идет по роликам своей рабочей стороной, загрязненной остатками материала.

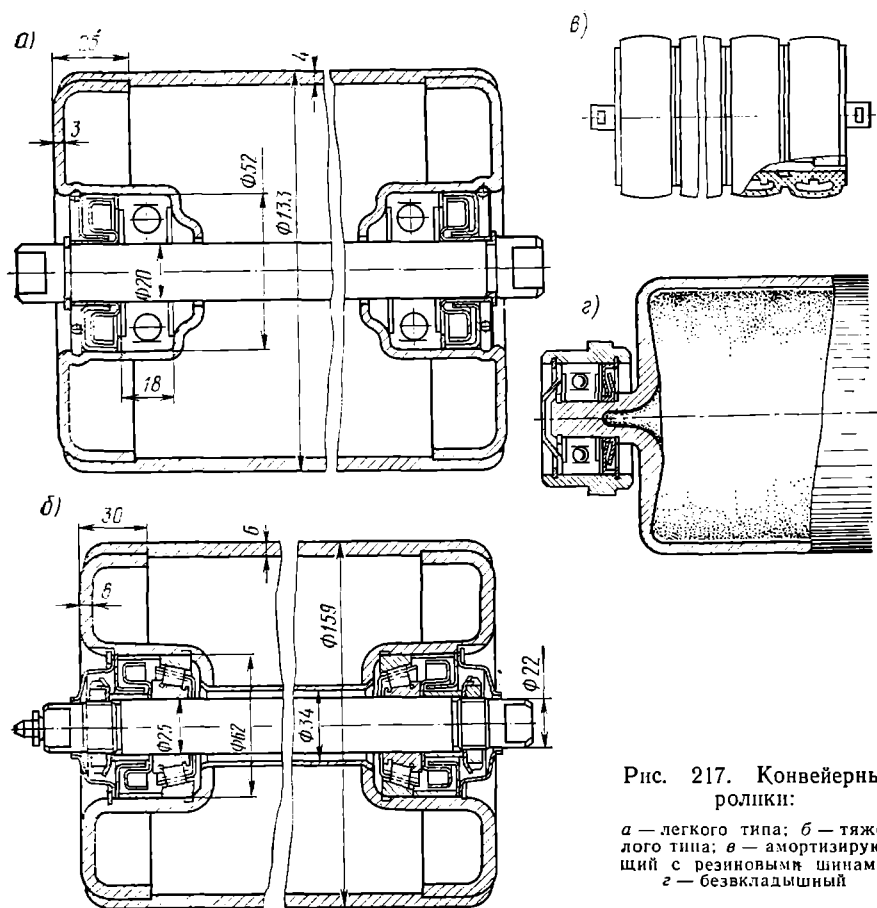


Рис. 217. Конвейерные роликки:

а — легкого типа; б — тяжелого типа; в — амортизирующий с резиновыми шинами; г — безкладыйный

Амортизирующие роликки (рис. 217, в) применяют в роlikоопорах, устанавливаемых под загрузочным узлом конвейера с целью предохранения ленты и подшипников от ударов падающего груза. Эта разновидность отличается наличием резиновых дисков или шин, надеваемых с натягом на корпус ролика и поглощающих при своей деформации энергию удара.

Дисковые роликки предназначены для предохранения роlikоопор от налипания на них транспортируемого груза и для очистки от него холостой ветви ленты. Этот тип роликков применяется только для холостой ветви конвейера и конструктивно представляет собой ролик с насаженными на него высокими резиновыми дисками.

В настоящее время разработана новая конструкция безвкладышного ролика (рис. 217, з), отличающаяся высокой технологичностью изготовления. Для роликов этой конструкции не требуется дополнительной механообработки и сборки и расход металла снижается на 10—15%. Особенностью ролика является то, что его корпус вместе с полуосями выполнен из одной трубчатой заготовки методом обкатки.

Ролики обычно изготавливают из стальных труб. Находят применение также ролики из полиэфирной смолы, армированной стекловолокном, и гибкие ролики из неопрена, имеющие большую износостойкость.

Диаметр ролика выбирают в зависимости от ширины ленты, скорости ее движения, вида груза и особенно от размеров кусков. В соответствии с ГОСТ 22646—77 установлен ряд диаметров роликов: 89, 108, 133, 159, 194 мм. При этом ролики диаметром от 89 до 133 мм применяют в конвейерах легких и средних типов, а ролики больших размеров — в конвейерах тяжелого типа и быстросходных ($v \geq 4$ м/с) конвейерах. Шаг установки роликов в конвейерах с резинотканевой лентой на средней части рабочей ветви при транспортировании *насыпных грузов* принимается в пределах $t_p = 1 \div 1,5$ м. В зоне загрузки ленты шаг роликов вдвое меньше. На холостой ветви ленты шаг роликов во всех зонах вдвое больше шага на рабочей ветви, т. е. $t_x = 2t_p$. При транспортировании мелких *штучных грузов* массой до 20 кг расстояние между опорами на средней части рабочей ветви конвейера $t_p = 1 \div 1,4$ м; для штучных грузов массой более 20 кг расстояние между роlikоопорами рабочей ветви принимается равным половине наибольшего размера груза по направлению движения конвейера.

На концах оси ролика фрезеруются лыски и ось вставляется в пазы, вырезанные в раме конвейера или в кронштейне. Для увеличения площади поперечного сечения насыпного груза ленте придается желобчатая форма, для чего ролики роlikоопоры на рабочей ветви конвейера располагают наклонно (см. табл. 34). Увеличение угла наклона боковых роликов способствует центрированию ленты, уменьшая ее поперечное смещение. Основным типом желобчатой роlikоопоры является роlikоопора с углом наклона 30° , обеспечивающая более высокую производительность, лучшее центрирование ленты, уменьшение просыпания груза. Опоры холостой ветви чаще всего выполняют однороликовыми.

Для конвейеров с резинотканевой лентой применяют также гибкие роlikоопоры (рис. 218, а, б), состоящие из стального троса 1 с резиновыми роликами 2 и трубками 3, закрепленными на ролике вулканизацией. Концы троса заделаны во втулках 4 и вращаются в подшипниках 5, установленных в неподвижных опорах на раме конвейера. С помощью такой опоры ленте также придают форму желоба, причем его глубина пропорциональна весу груза, но лента имеет несколько больший коэффициент сопротивления движению.

Разработаны и так называемые *гирляндные роlikоопоры* (рис. 218, в), в которых оси роликов шарнирно соединены между

собой. Гирляндные опоры, подвешиваемые с помощью резинового амортизатора *б* на несущие элементы *7* рамы, имеют повышенную податливость, смягчающую динамические нагрузки, обеспечивают лучшее центрирование ленты, уменьшают металлоемкость рамы конвейера. Однако их применение ухудшает условия формирования потока груза вследствие боковой податливости гирлянд в пунктах загрузки и создает раскачивание гирлянд в направлении движения ленты.

Надежность и долговечность конвейерной ленты в значительной мере определяются центровкой ленты относительно продольной оси конвейера. Лента сдвигается в сторону при работе конвейера из-за некачественного его монтажа, серповидности ленты, несимметричной загрузки и т. п., поэтому конвейеры оснащаются специальными устройствами — *центрирующими роlikоопорами* для центрирования ленты. В такой роlikоопоре (рис. 219) узел роlikов монтируется на рамке *1* с цапфой *2*, обеспечивающей возможность поворота роlikоопоры относительно вертикальной оси. Сбегая в сторону, лента своей кромкой нажимает на центрирующий ролик *3*, что приводит к повороту рамки *1*. При этом возникает сила, возвращающая ленту в нужное положение.

Для предупреждения чрезмерного смещения ленты в сторону в ряде случаев применяют специальное электроблокировочное устройство, обеспечивающее автоматическое выключение электродвигателя привода при смещении ленты от продольной оси сверх допустимого предела. В этом случае лента при сходе с опор нажимает кромкой на ролик, соединенный тягой с выключателем.

Для увеличения центрирующей способности роlikоопоры могут устанавливаться группой из 2—3 шт. и иметь принудительную систему управления со следящей системой.

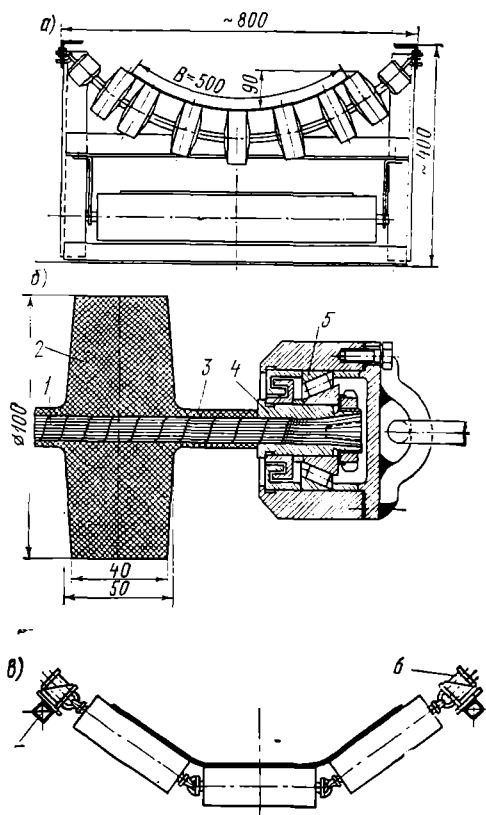


Рис. 218. Гибкие роlikоопоры для резино-тканевой ленты:

а — опора с роlikами, набранными из дисков;
б — поперечное сечение резинового ролика на тросе; *в* — гирляндная роlikоопора

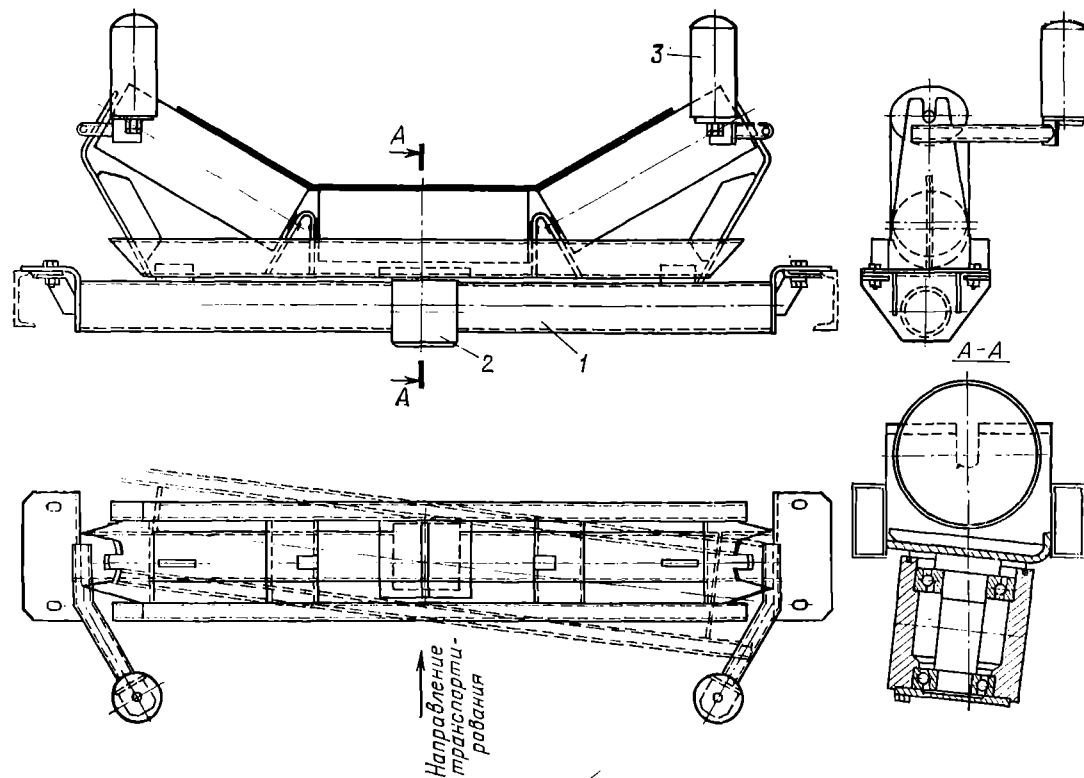


Рис. 219. Центрирующая роlikопора

Приводы. Назначение привода — обеспечить движение тягового элемента конвейера с грузом. Создание необходимой тяговой силы конвейера обеспечивается силой трения, возникающей между лентой и поверхностью приводного барабана.

Привод (рис. 220) состоит из двигателя 1, редуктора 3, барабана 5, а также муфт 2 и 4, соединяющих двигатель с редуктором и редуктор с валом барабана.

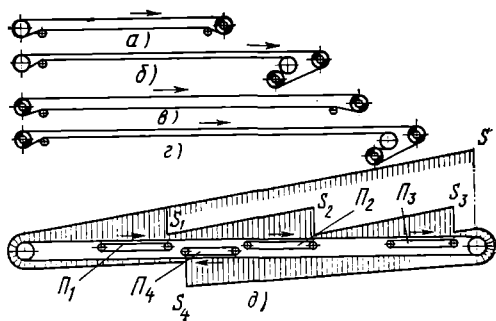
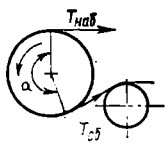
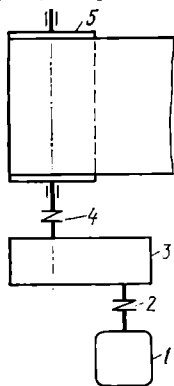


Рис. 220. Схема привода конвейера

Рис. 221. Ленточные конвейеры с различными типами приводов

Ленточные конвейеры могут иметь следующие виды приводов: единственный головной однобарабанный (рис. 221, а) или двухбарабанный (рис. 221, б), раздельный (на головном и хвостовом барабанах (рис. 221, в) и комбинированный — двухбарабанный в головной части и однобарабанный в хвостовой части (рис. 221, г). На длинных и тяжело нагруженных конвейерах для преодоления местных и линейно распределенных сопротивлений необходимо очень большое натяжение S ленты (рис. 221, д), что ведет к увеличению мощности привода и массы движущихся элементов конвейера и требует дальнейшего увеличения натяжения. Поэтому одноприводный конвейер становится неэкономичным и конвейер делают многоприводным, состоящим из установленных вдоль трассы конвейера нескольких приводов ($\Pi_1—\Pi_4$), работающих согласованно друг с другом на один тяговый элемент. Вся трасса многоприводного конвейера распределяется на участки с отдельными приводами и каждый привод воспринимает нагрузку только своего участка конвейера. При этом существенно уменьшается максимальное натяжение ($S_1—S_4$) ленты, уменьшается масса ходовой части и опорных конструкций конвейера, снижается расход электроэнергии.

Согласно уравнению Эйлера, определяющему зависимость между натяжениями набегающей $T_{наб}$ и сбегаящей $T_{сб}$ ветвей ленты конвейера при отсутствии скольжения ленты по барабану, получаем

$$T_{наб} \leq T_{сб} e^{f\alpha},$$

где $e^{f\alpha}$ — коэффициент тяги, характеризующий тяговую способность приводного барабана; α — угол обхвата барабана лентой, рад; f — коэффициент трения между лентой и барабаном.

Наибольшая окружная сила, которая может быть передана при заданных значениях $T_{\text{наб}}$ и $T_{\text{сб}}$, равна

$$F_{\text{max}} = T_{\text{наб}} - T_{\text{сб}} = T_{\text{сб}}(e^{f\alpha} - 1) = T_{\text{наб}} \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha}}.$$

Для обеспечения нормальной работы привода фактическая передаваемая барабаном сила F должна быть меньше значения F_{max} .

Значения коэффициента трения f конвейерной ленты с барабаном зависят от типа ленты, материала поверхности барабана и от условий окружающей среды (табл. 39).

Таблица 39. Расчетные значения коэффициента трения f между лентой с резиновой обкладкой и приводным барабаном

Поверхность приводного барабана	Состояние соприкасающихся поверхностей	Расчетное значение коэффициента
Стальная или чугунная, без футеровки	Чистые	0,35
	Пыльные	0,3
Футерованная резиной	Загрязненные:	
	углем или песком	0,2
	глиной	0,1
	Чистые	0,5
	Пыльные	0,4
	Загрязненные:	
Футерованная прорезиненной лентой без обкладки (трение по тканевой прокладке)	углем или песком	0,25
	глиной	0,15
	Чистые	0,45
	Пыльные	0,35
	Загрязненные:	
	углем или песком	0,25
	глиной	0,1

Примечание. Для лент с обкладками из поливинилхлорида значение коэффициента трения $f_{\text{пхв}} = 0,2$ при обычных барабанах и $f_{\text{пхв}} = 0,28$ — при футерованных.

Как видно из последней формулы, тяговую силу можно увеличить двумя способами: повышая коэффициент трения или увеличивая угол обхвата. Обычно в конвейерах угол обхвата $\alpha > 180^\circ$, что достигается применением дополнительного отклоняющего барабана (см. рис. 220). В двухбарабанных приводах (см. рис. 221) угол обхвата может быть еще больше: 390° — 430° . Однако эти приводы сложны по конструкции, и конвейерная лента подвергается перегибам в различных направлениях, что повышает износ ленты и ускоряет ее расслаивание. Поэтому применение двухбарабанного привода должно быть обосновано технико-экономическим расчетом.

Для повышения силы трения ленты с приводным барабаном применяют специальные прижимные ленты. В однобарабанном приводе (рис. 222, а) конвейерная лента 1 огибает главный отклоняю-

ший барабан 2, отклоняющие барабаны 3, 5 и приводной барабан 4. Прижимная лента 7, огибая отклоняющие барабаны 6 и 9, прижимает конвейерную ленту 1 к поверхности приводного барабана 4. Натяжение прижимной ленты создается весом груза 8. Если углы обхвата приводного барабана конвейерной и прижимной лентой одинаковы и равны α , а T_a — натяжение прижимной ленты, принимаемое во всех точках одинаковым, то суммарное натяжение конвейерной и прижимной лент в набегающей ветви равно $T_{наб} + T_a$, а в сбегущей ветви — $T_{сб} + T_a$, и тогда по уравнению Эйлера

$$T_{наб} + T_a \leq (T_{сб} + T_a)e^{f\alpha},$$

откуда передаваемая барабаном окружная сила

$$\begin{aligned} F &\leq T_{сб}(e^{f\alpha} - 1) + T_a(e^{f\alpha} - 1) = \\ &= (T_{сб} + T_a)(e^{f\alpha} - 1), \end{aligned} \quad (67)$$

т. е. она больше на величину $T_a(e^{f\alpha} - 1)$, чем в случае, когда прижима нет. Недостатком этого типа привода является то, что прижимная лента контактирует с рабочей стороной грузонесущей ленты, что увеличивает износ обеих лент.

Увеличение силы трения ленты с приводным барабаном достигают также применением вакуум-барабанов, из полости которых отсасывают воздух, или применением барабанов с футеровкой, обладающей свойством присасывания ленты, а при металлической конвейерной ленте — за счет применения приводных электромагнитных барабанов.

Место расположения привода определяется конструктивными и эксплуатационными условиями, например удобством сооружения фундамента и помещения для привода, удобством обслуживания и управления и т. п. Но все же решающим фактором является стремление уменьшить наибольшее натяжение тягового элемента и тем самым уменьшить мощность привода и его габариты. В связи с этим рекомендуется устанавливать привод по ходу гибкого элемента после участка с наибольшим сопротивлением — обычно или в верхней точке участка подъема груза, или около места разгрузки. В ряде случаев следует произвести расчет окружной силы F или натяжения T_{max} для нескольких вариантов расположения привода и соответственно выбрать рациональное место установки привода.

Натяжные устройства. Эти устройства предназначены для создания необходимого натяжения ленты, обеспечивающего сцепление ее с приводным барабаном без проскальзывания, а также для ограничения провисания ленты между опорами и компенсации вытяжки ленты в процессе эксплуатации. Натяжные устройства подразделяются на устройства, создающие *нерегулируемое натяжение* в

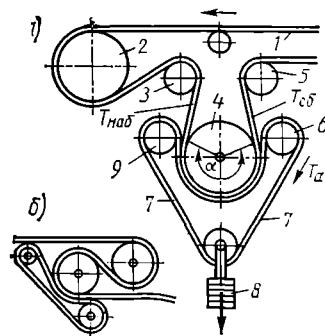


Рис. 222. Применение прижимной ленты для однобарабанного (а) и для двухбарабанного (б) приводов

ленте, и устройства, *регулирующие натяжение* ленты в зависимости от значения крутящего момента на приводном барабане.

К устройствам первой группы относятся механические натяжные устройства, в которых натяжение ленты создается перемещением натяжного барабана с помощью винтовых механизмов, и грузовые устройства, натягивающие ленту весом висящего груза.

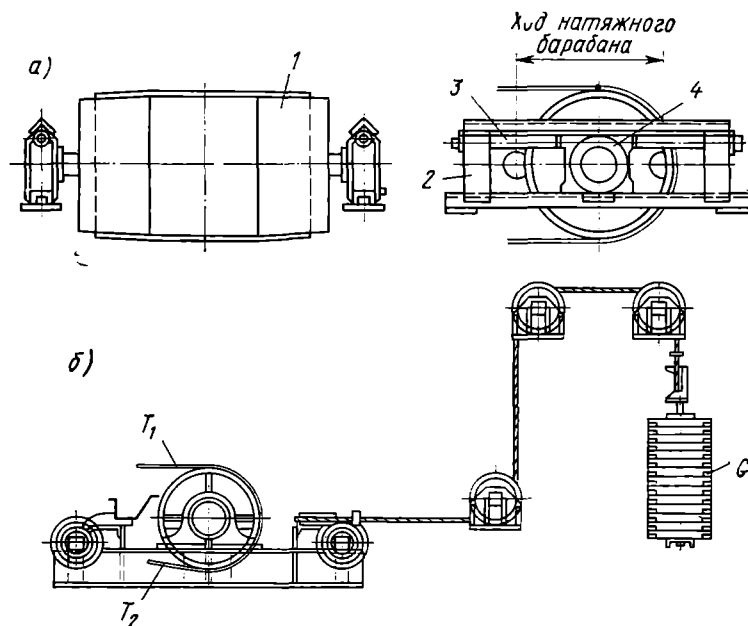


Рис. 223. Схемы винтового (а) и грузового (б) натяжных устройств

Винтовое натяжное устройство (рис. 223, а) состоит из натяжного барабана 1, установленного на ползунах 4, перемещающихся в рамках 2 с помощью натяжных винтов 3. Винтовое натяжное устройство не создает стабильного натяжения ленты. По мере вытягивания ленты ее натяжение уменьшается. Первоначальная сила натяжения, создаваемая этим устройством, несколько больше, чем необходимо для пуска и движения конвейера, и лента постоянно перетянута. В связи с этим винтовые натяжные устройства применяются, как правило, в конвейерах небольшой длины (менее 60 м) и при небольших нагрузках. Преимуществом винтового натяжного устройства являются его малые габариты и масса. При расчете винтов учитывают возможную неравномерность распределения нагрузки между ними, поэтому винты рассчитывают на нагрузку, в 1,5—1,8 раза превышающую теоретическую.

Более совершенными являются грузовые натяжные устройства, позволяющие автоматически поддерживать заданную силу натяжения ленты при ее вытягивании. Натяжной барабан устройства (рис. 223, б) укрепляют, так же как барабан винтового уст-

ройства, в корпусах, передвигающихся по направляющим, или на специальной тележке. Эта тележка соединяется канатом или цепью с грузом G , создающим неизменные значения натяжения T_1 и T_2 ветвей ленты. В некоторых случаях натяжное устройство устанавливают рядом с приводным барабаном, помещая на ленте натяжной барабан и натяжной груз. Конструкция такого натяжного устройства значительно проще.

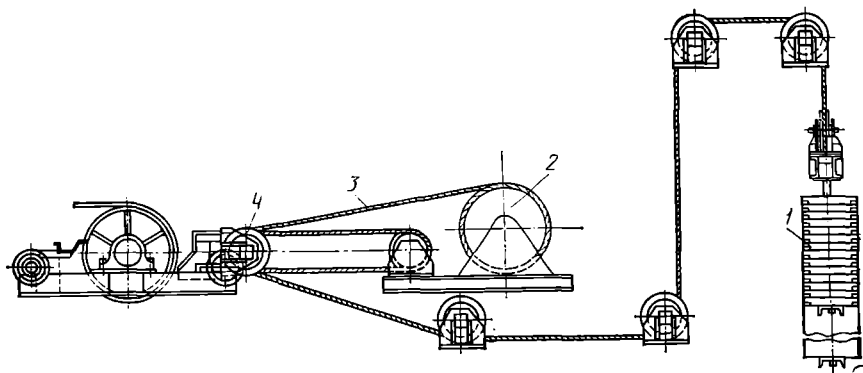


Рис. 224. Грузолебедочное натяжное устройство

Ход тележек, так же как и ход опускающегося натяжного груза, ограничивают установкой конечных выключателей. Из-за больших размеров и массы грузовые натяжные устройства целесообразно применять лишь для стационарных конвейеров.

В конвейерах большой длины лента вытягивается на большую длину и для ее натяжения применяют грузолебедочное натяжное устройство (рис. 224), в котором канат 3, огибая блоки 4, установленные на грузовой траверсе, крепится одним концом к натяжному грузу 1, а другим — к барабану лебедки 2. При вытягивании ленты грузы постепенно опускаются до крайнего нижнего положения, после чего автоматически включается лебедка 2, поднимая грузы 1 вновь на заданную высоту. В этой конструкции может быть обеспечен большой ход натяжного барабана при относительно небольшом ходе груза, а используя полиспасты, можно получить значительную силу натяжения.

Общим недостатком грузовых и грузолебедочных устройств является то, что они создают постоянное натяжение, определяемое условиями пуска конвейера, в связи с чем лента испытывает постоянное натяжение, превышающее необходимое для работы конвейера.

Ко второй группе устройств, автоматически регулирующих натяжение ленты, в зависимости от потребного крутящего момента, относится лебедочное натяжное устройство, применяемое для конвейеров большой производительности и длины (рис. 225). Оно состоит из натяжной тележки 6, сдвоенного многократного полиспаста 4, неподвижных блоков 3 и натяжной электрической ле

бедки 5. Один из блоков полиспаста установлен на двуплечем рычаге 2, второе плечо которого шарнирно связано с поршнем гидроцилиндра 1, выполняющего роль регулятора натяжения (в других конструкциях вместо гидроцилиндра используется пружина). Цилиндр снабжен контактными манометрами. Натяжение канатов полиспаста зависит от задаваемого контактами манометров давления

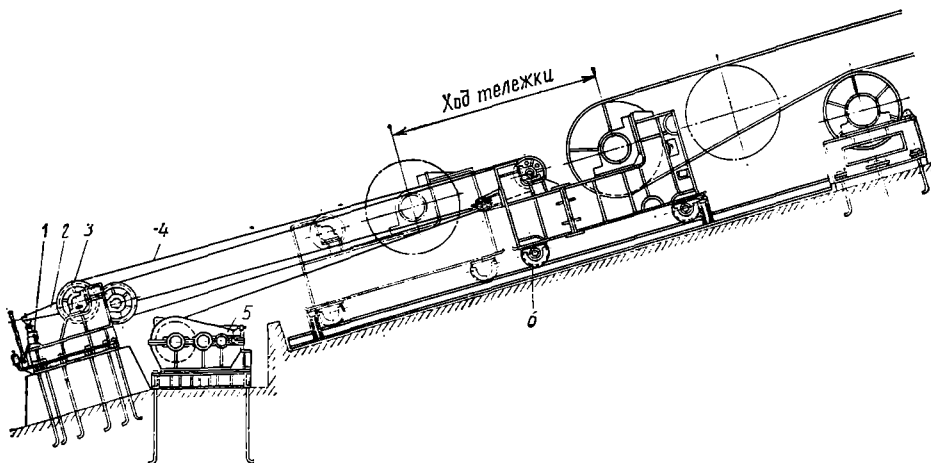


Рис. 225. Натяжное устройство с автоматической регулировкой натяжения ленты

в гидроцилиндре. Замыкание и размыкание контактов манометров используются для автоматического включения и выключения двигателя натяжной лебедки. Во время пуска конвейера для преодоления сил инерции разгоняемых масс ленты и груза необходимо более высокое сцепление ленты с приводным барабаном, чем при равномерном движении. Дополнительную силу сцепления создают, увеличивая натяжение ленты с помощью натяжной лебедки еще до включения приводного двигателя. После того как достигнуто необходимое натяжение ленты, замыкаются контакты манометра и включается приводной двигатель. Увеличенное натяжение в ленте сохраняется до тех пор, пока не установится номинальная скорость. После этого срабатывает реле скорости, кинематически связанное с барабаном натяжной лебедки, автоматически включается ее двигатель, канат стравливается, и натяжение ленты уменьшается до установленной величины. Стабилизация натяжения ленты при установившемся режиме работы конвейера обеспечивается следующим образом: при падении или превышении натяжения сверх установленной нормы давление в гидроцилиндре изменяется и в результате замыкания соответствующего контакта манометра двигатель натяжной лебедки включается в требуемом направлении. При восстановлении номинального значения натяжения двигатель лебедки отключается. Применение подобных натяжных устройств пре-

дотвращает пробуксовку приводного барабана при пуске и не требует создания в ленте излишне высокого натяжения при установившемся режиме работы конвейера, что способствует увеличению срока службы ленты.

Натяжное устройство располагают либо там, где лента имеет минимальное натяжение (чтобы сила, создаваемая натяжным устройством, была также минимальной), либо там, где его удобнее обслуживать. Сила, создаваемая натяжным устройством, должна быть больше геометрической суммы натяжений концов ленты на натяжном барабане при пуске конвейера на значение силы, необходимой для передвижения опор барабана в направляющих или натяжной тележки по рельсам. При этом должен быть введен запас натяжения, равный 1,2—1,5.

Ход натяжного устройства выбирают в зависимости от длины и вида трассы конвейера так, чтобы была обеспечена компенсация удлинения ленты от нагрузки, от изменения температуры и от ее износа. При этом надо обеспечивать возможность проведения необходимых монтажных и ремонтных работ. Рабочий ход натяжного устройства конвейера (в метрах) с учетом конструкции конвейера и типа ленты определяется по зависимости

$$l_n \geq K_n K_{nc} \epsilon L,$$

где K_n — коэффициент, зависящий от угла наклона конвейера: $K_n = 0,85$ — при угле наклона конвейера $\leq 10^\circ$ и $K_n = 0,65$ — при угле наклона $> 10^\circ$; $K_{nc} \leq 1$ — коэффициент использования ленты по натяжению, равный отношению фактического максимального расчетного натяжения $T_{наб}$ к допускаемому натяжению T ; ϵ — относительное упругое удлинение принятого типа ленты: для резинотканевой ленты $\epsilon = 0,015$, а для резинотросовой — $\epsilon = 0,0025$; L — длина конвейера, равная расстоянию между центрами концевых барабанов.

Для резинотросовых лент рабочий ход натяжного устройства должен быть не менее 500 мм для любых случаев их использования.

Остановы и тормоза. В приводах наклонных ленточных конвейеров применяют остановки и тормоза, исключающие самопроизвольное обратное движение ленты под действием веса лежащего на ней груза после выключения приводного двигателя. Тормоза нужны и для горизонтальных ленточных конвейеров, чтобы уменьшить длину выбега после выключения приводного двигателя и предотвратить завал грузом следующего конвейера или технологического агрегата.

Устройства очистки ленты. При работе конвейера на рабочую поверхность ленты налипают частицы транспортируемого груза. Эти частицы врезают в обкладку ленты, когда она огибает барабаны или перемещается по опорам холостой ветви своей рабочей стороной, и вызывают ее повышенный износ, а также уменьшают силу сцепления ленты с приводным барабаном. Количество налипающего на ленту груза зависит от влажности груза, размера его частиц, их структуры и т. п. Исследованиями установлено, что к ленте прилипает от 3 до 5% массы нелипкого груза и от 15 до 20% массы

липкого груза. Для повышения срока службы ленты и создания нормальных условий эксплуатации конвейера необходимо обеспечить очистку рабочей поверхности ленты с помощью специальных механических очистителей, стряхивающих устройств и промывочных средств. Наиболее широко распространены *механические очи-*

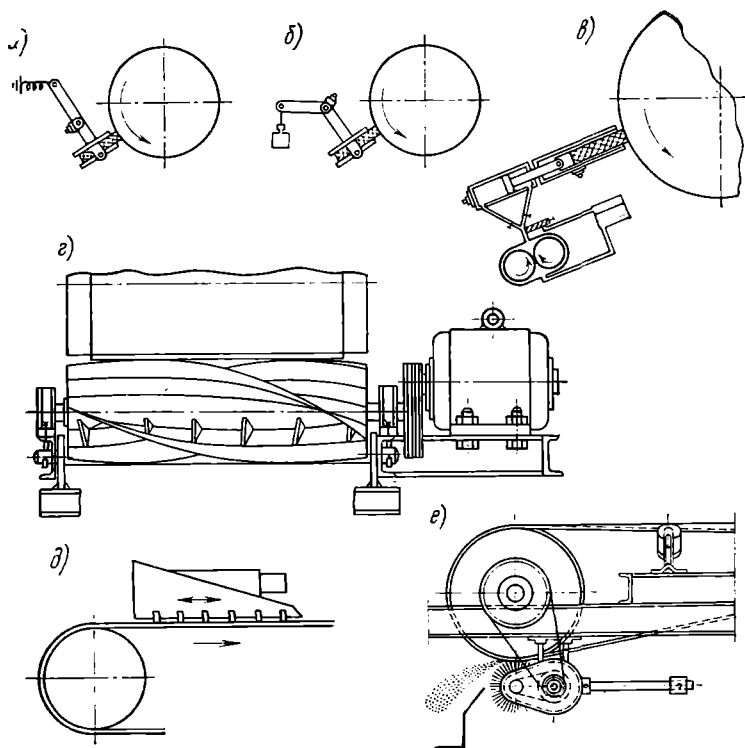


Рис. 226. Схемы механических устройств для очистки ленты

стители в виде различного рода скребков и щеток. При применении скребков отделение налипшего груза от ленты производится кромкой пластины из резины, пластмассы или стали, прижимаемой к ленте пружиной (рис. 226, а), весом специального груза (рис. 226, б) или напором насоса (рис. 226, в). Сила прижатия скребка к ленте по его длине обычно составляет 1—2 Н/см. Дальнейшее ее увеличение лишь повышает износ ленты, не улучшая качества очистки. Коэффициент трения скребка по ленте составляет 0,6—0,75.

Для скребков не применяют куски использованных конвейерных лент, так как абразивные частицы, содержащиеся в счищаемом грузе, удерживаются волокнами скребка и способствуют износу ленты. Хороших результатов очистки можно достичь, используя скребки с винтовыми лопастями (рис. 226, г), приводимые во вращение от отдельного двигателя или от приводного барабана. Вибра-

цпошные скребки (рис. 223, *д*) также значительно повышают качество очистки, и, кроме того, их применение резко уменьшает износ скребка. Амплитуда колебаний скребка составляет 1,5—3 мм.

Для очистки ленты от частиц сухого груза применяют также вращающиеся щетки (рис. 223, *е*), однако при транспортировании липких грузов щетки быстро забиваются и становятся неэффективными.

При влажности груза менее 5% счищаемые с ленты частицы материала под действием центробежных сил слетают со щеток и способствуют загрязнению помещений. Направление вращения щеток должно быть противоположно движению ленты, а скорость на наружном диаметре должна быть в 2—3 раза больше скорости движения ленты. Удельная сила прижатия щеток к ленте составляет 4—8 Н/см, а их длина — 85—100% ширины ленты, что обеспечивает относительно небольшой и равномерный износ капроновых волокон.

При применении механических очистных устройств необходимо обращать особое внимание на конструкцию соединения концов ленты, так как резкие переходы по толщине и наличие выступов оказывает сильное влияние на долговечность очистных устройств. Механические очистные устройства устанавливают на нижней (обратной) ветви конвейера так, чтобы на отклоняющий барабан или ролик лента ложилась очищенной поверхностью. Исследования показали, что для качественной очистки ленты целесообразно устанавливать совместно очистные щетки и скребки.

Загрузка конвейеров. Загрузочное устройство должно обеспечить плавную подачу груза на движущуюся ленту, при этом для предупреждения повреждения и изнашивания ленты скорость подачи груза и направление его движения должны быть близки к скорости и направлению движения загружаемой ленты. Конвейер можно загрузить в любой точке его трассы. Однако обычно загрузку производят около хвостового барабана. Насыпные грузы обычно загружают с помощью воронки и лотка, устанавливаемого под воронкой (рис. 227). Ширина лотка в начальной части $B_1 = 0,5B$ и в конечной части $B_2 = (0,6 \div 0,7) B$, где B — ширина конвейерной ленты. После выхода из лотка груз рассыпается по ленте и занимает ширину, примерно равную $0,8B$.

При транспортировке грузов (кроме угля) с кусками размером свыше 80 мм загрузочные пункты необходимо оборудовать амортизационными устройствами.

Разгрузка конвейеров. Наиболее простым и удобным способом разгрузки конвейеров, не требующим специальных устройств, яв-

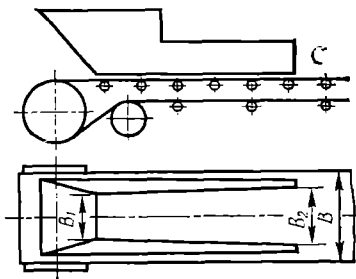


Рис. 227. Лоток для сыпучих грузов

ляется сброс груза с концевых барабанов (рис. 228, а). Однако в ряде случаев возникает необходимость осуществлять разгрузку в различных точках по длине конвейера. Например, в литейном производстве одним конвейером подают формовочную землю к бункерам нескольких формовочных машин, расположенным вдоль линии конвейера. В этом случае применяют специальные разгрузочные

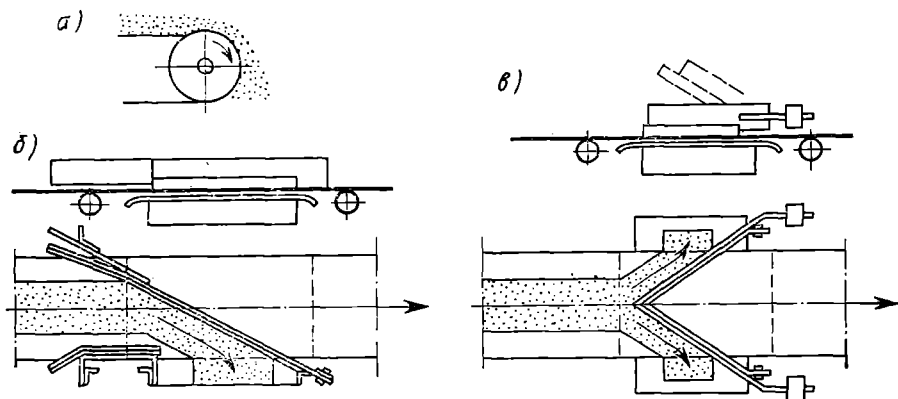


Рис. 228. Разгрузка ленточного конвейера

устройства, наиболее простыми из которых являются *плужковые разгрузчики*, т. е. щиты, устанавливаемые на ленте под углом к потоку груза (рис. 228, б). При этом груз, двигаясь вдоль щита, сбрасывается с ленты на одну или на обе стороны (рис. 228, в). Недостатком плужковых разгрузчиков является повышенный износ ленты, поэтому их нецелесообразно применять при больших скоростях движения ленты (свыше 1,6—2,0 м/с) и при транспортировании абразивных и крупнокусковых грузов.

Наиболее рационально осуществлять разгрузку ленточного конвейера с помощью *барабанной разгрузочной тележки*, обеспечивающей разгрузку как в фиксированном положении при неподвижной тележке, так и в «челноковом» режиме, когда разгрузка осуществляется при реверсном движении тележки. Барабанная разгрузочная тележка (рис. 229) состоит из рамы 3 с установленными на ней верхним 8 и нижним 6 барабанами, огибаемыми лентой конвейера, роlikоопор 9, механизмов передвижения 4 с ходовыми колесами 2, разгрузочной воронки 1 и защитного колпака 7. Разгрузочная воронка может быть однорукавной, обеспечивающей разгрузку на одну сторону конвейера, двухрукавной — для разгрузки на обе стороны или трехрукавной, применяемой при необходимости не только разгружать груз на обе стороны конвейера, но и пропускать его через тележку для разгрузки через головной барабан. Груз поднимается по ленте до верхнего барабана тележки и падает в разгрузочную воронку, отводящую груз в сторону. Для предотвращения угона тележки движущейся лентой конвейера она снабжается автоматически действующим противоугонным рельсовым захватом 5

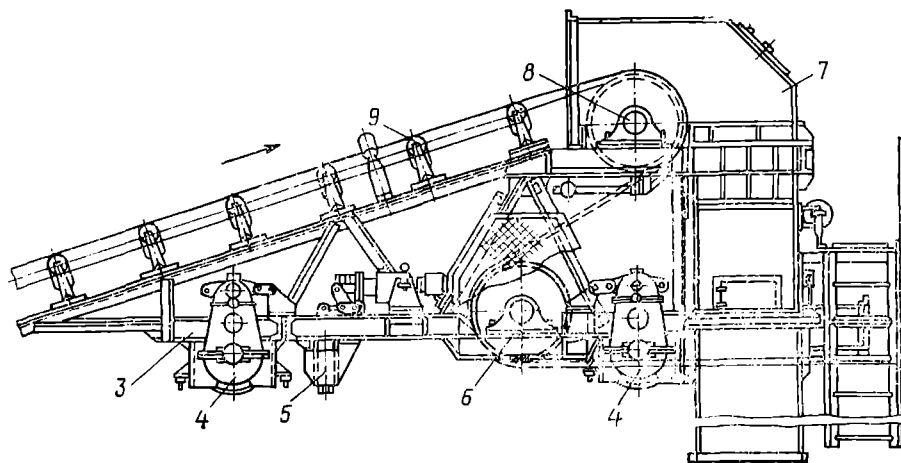
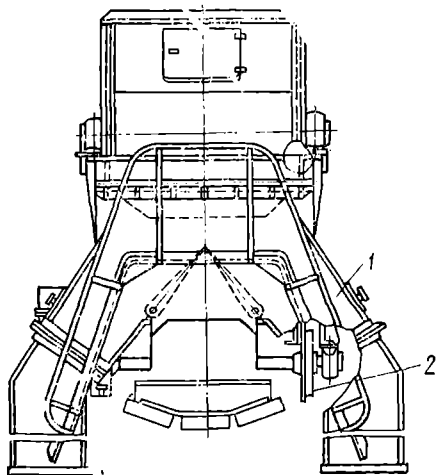


Рис. 229. Барабанная разгрузочная тележка с двухрукавной воронкой

клещевого типа, принцип действия которого аналогичен захвату, показанному на рис. 158.

Конвейеры с бесконтактными опорами. Увеличение скорости движения ленты с целью повышения производительности конвейера приводит к большему износу ленты, снижению срока ее службы, требует проведения динамической балансировки роликов и барабанов, усложняет процесс загрузки конвейеров. Все это ограничивает использование ленточных конвейеров на роликоопорах при высоких скоростях движения ленты. В этом случае перспективным является применение конвейеров с бесконтактной опорой ленты. В этих конвейерах (рис. 230) лента вместе с грузом поднимается давлением воздуха над опорной поверхностью. Через воздуховод 1 воздух нагнетается в воздушную камеру 2 и вытекает в щель между лентой и стенкой камеры. Между движущейся лентой и неподвижной опорной поверхностью создается воздушная прослойка. Как показали испытания, увеличение

Рис. 230. Схема ленточного конвейера с воздушной прослойкой

скорости ленты, поддерживаемой воздушной прослойкой, не вызывает пыления транспортируемого груза благодаря плавности движения ленты.

Нагнетание воздуха для образования воздушной прослойки ведут по одной из трех схем (рис. 231).

При сопловой схеме или струйной завесе (рис. 231, а) воздух подается под ленту с двух сторон из камеры 1 через щелевые сопла 2, размещенные по длине ленты 3 вблизи ее кромки. При этом в пространстве, ограниченном струями воздуха, создается область повышенного давления. При камерной схеме (рис. 231, б) внутри воздушной камеры 1, расположенной под лентой, поддерживается избыточное давление, которое обеспечивает движение воздуха в зазоре между лентой и стенками камеры. При схеме воздушной смазки (рис. 231, в) подача воздуха под

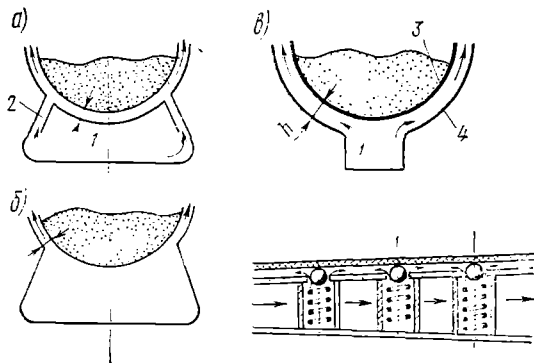


Рис. 231. Схемы создания избыточного давления под лентой конвейера

ленту производится через множество точек перфорированного днища или через центральную щель. Давление создается за счет вязкого трения в узком зазоре между лентой 3 и направляющим желобом 4.

Для уменьшения расхода воздуха в конвейере с воздушной смазкой используются различные клапаны — регуляторы расхода, например шариковые клапаны (рис. 231, *г*), обеспечивающие подачу воздуха под ленту при нажатии ленты на шарики клапанов.

Наиболее широко распространена камерная схема, что объясняется относительной простотой конструкции и определением давления и расхода воздуха.

Обычно избыточное давление воздуха не превышает $2 \cdot 10^3$ Па. Опыт показывает, что при толщине воздушного зазора менее 0,4 мм расчет следует вести с учетом вязкости воздуха; при большей толщине влиянием вязкости можно пренебречь.

Удельная мощность, затрачиваемая на создание воздушной прослойки по камерной схеме, по длине ленты составляет 0,3—0,8 кВт/м и зависит от ширины ленты, массы груза, стабильности грузопотока, качества изготовления конвейера и КПД вентиляторных установок.

Конвейер, у которого обе ветви ленты поддерживаются на воздушной прослойке (рис. 232), состоит из приводного 8 и натяжного 10 барабанов, охватываемых бесконечной лентой 16, перемещающейся внутри закрытого кожуха 9 по воздушной прослойке, создаваемой вентиляторами 7 и 13. Грузовая ветвь ленты 16 помещена в цилиндрический направляющий желоб 12, герметически закрытый сверху крышкой 14 и переходящий около приводного барабана в сбрасывающую головку 11. Днище желоба 12 в средней части выполнено в виде камеры 5 прямоугольного сечения, разделенной поперечными перегородками на отсеки, каждый из которых сообщается дросселирующими патрубками 4 с воздухопроводом 3 грузовой ветви. В верхней части желоба 12 под лентой имеются отверстия 6, соединяющие через боковые каналы 2 верхнюю полость 15 конвейера с камерой 1 холостой ветви. Пространство под холостой ветвью соединено трубопроводами со всасывающими окнами вентиляторов 7 и 13.

В ответственных случаях ленточные конвейеры снабжают автоматически действующими предохранительными устройствами для автоматического останова наклонной грузовой ленты при выключении

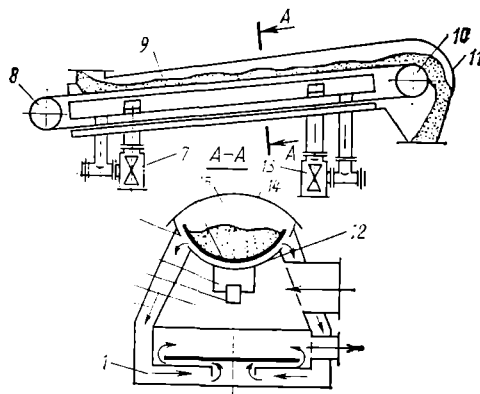


Рис. 232. Схема конвейера на воздушной подушке

чении электродвигателя, для автоматического выключения электродвигателя при буксовании ленты на барабане в результате перегрузки или недостаточного натяжения, а также ловителями для автоматического улавливания ленты при ее обрыве.

Ленточные конвейеры с металлической лентой

Конвейеры со стальной лентой по своему устройству аналогичны конвейерам с резиноканевой лентой, но из-за специфических свойств ленты они имеют ряд отличий.

Стальная лента может быть цельнокатаной из углеродистой или нержавеющей стали или плетеной из проволоки. Как и резиноканевая лента, стальная лента является одновременно тяговым и несущим элементом.

Ленту из нержавеющей стали обычно применяют для транспортирования различных химических и пищевых продуктов. При неравномерном нагреве ленту из нержавеющей стали следует применять во избежание коробления при разнице температур не выше 50°C . Ленты из углеродистой стали допускают нагрев до довольно высоких температур, и конвейеры со стальной лентой можно пропускать через печи и через сушильные камеры. Эти ленты могут работать в условиях неравномерного нагрева при температуре до $100\text{—}120^{\circ}\text{C}$, а при равномерном нагреве, вместе с находящимся на ней грузом, — до 300°C .

Цельнокатаные стальные ленты изготовляют толщиной 0,6—1,2 мм и шириной 350—1000 мм. При продольном соединении нескольких лент общая ширина ленты может достигать 4 м. Благодаря нагартровке стали при холодной прокатке материал ленты обладает высокими механическими свойствами. Но при этом лента становится весьма чувствительной к ударам, забоинам, резким перегибам. Наиболее слабым местом стальной ленты является кромка. Повреждения кромки быстро распространяются внутрь, и лента выходит из строя. Поэтому конвейеры со стальной лентой требуют более точного изготовления и монтажа и тщательного наблюдения за их работой во время эксплуатации. Для предохранения кромок от повреждения должны быть предусмотрены специальные центрирующие и предохранительные устройства. Соединение концов стальной цельнокатаной ленты производят с помощью заклепок внахлестку, встык с подкладкой и с помощью шарнирных петель. Достоинствами шарнирного стыка являются возможность быстрой сборки и разборки соединения, а также более высокий срок службы при огибании барабанов малого диаметра. Недостатками его являются наличие щели, куда просышается мелкий пруж, и повышенный износ деталей шарнира. Поэтому в настоящее время наибольшее распространение имеет однорядное клепаное соединение внахлестку.

Роликоопоры для стальной цельнокатаной ленты обычно выполняют составными из нескольких узких роликов диаметром около 200 мм (рис. 233, а), деревянных или металлических брусьев или в виде пружинных роликоопор (рис. 233, б), позволяющих ленте

плавко прогибаться под действием веса перемещаемого груза и образовывать желобчатое сечение. Это в 1,5—2 раза повышает производительность конвейера. При плоской ленте конвейеры снабжают стационарными бортами (рис. 233, в), что позволяет увеличить площадь сечения груза, расположенного на ленте, и производительность конвейера. Роликоопоры размещают в зависимости от вида груза с шагом на рабочей ветви ленты 0,5—2,5 м и на холостой ветви с шагом 3—5 м.

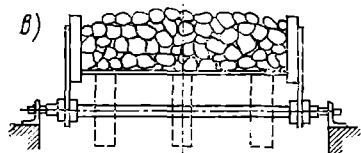
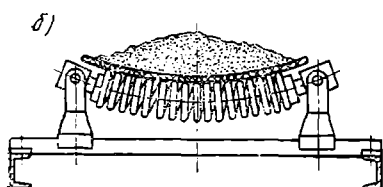
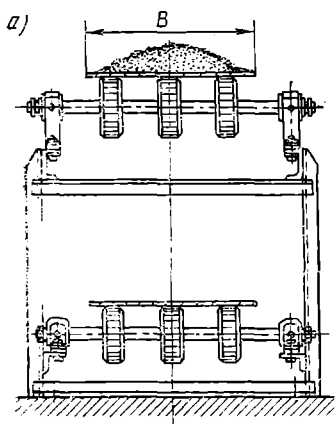


Рис. 233. Роликоопоры конвейера со стальной лентой:

а — без бортов; б — при желобчатой ленте; в — с неподвижными бортами

В конвейерах со стальной лентой оба конечных барабана (приводной и натяжной) выполняют цилиндрической формы с коническими участками на краях (рис. 234), причем для предупреждения повреждения кромок ленты длина $b = 0,8B$, где B — ширина ленты независимо от длины конвейера, типа ленты и формы профиля обода.

Практика применения конвейеров со стальной лентой рекомендует следующие соотношения размеров

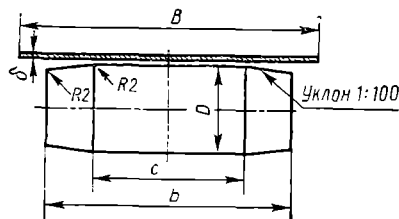


Рис. 234. Барабан для стальной цельнокатаной ленты

барабана: для углеродистых холоднокатаных закаленных лент $c = 0,4B$; для холоднокатаных незакаленных — $c = 0,45B$; для лент из нержавеющей стали $c = 0,5B$. В коротких конвейерах, длина которых не превышает $20B$, применяют цилиндрические барабаны.

Винтовые натяжные устройства для конвейеров со стальной лентой не рекомендуются, так как из-за высокой жесткости стальной ленты могут быть созданы значительные перенапряжения и, кроме того, винтовая натяжка не компенсирует возможных температурных изменений длины ленты. Поэтому для таких конвейеров преи-

мушественное распространение получили грузовые натяжные устройства вследствие автоматичности и высокой надежности их действия. Ход натяжного устройства 250—500 мм.

С целью повышения срока службы стальной ленты и уменьшения влияния изгиба ленты на прочность соединения ее концов принимают для конвейеров длиной до 30 м при любой скорости движения ленты диаметр барабана $D=1200\delta$, где δ — толщина ленты; для более длинных конвейеров при скорости ленты, не превышающей 1 м/с, $D=1000\delta$. В тесных помещениях (например, в угольных шахтах) при длине конвейера, превышающей 80 м, и при скорости ленты не более 1 м/с допускается принимать $D \leq 1000\delta$.

При скорости движения стальной цельнокатаной ленты более 1 м/с наблюдается появление вибрации ленты, что приводит к рассыпанию груза.

Увеличение диаметра барабана существенно влияет на долговечность ленты. Так, изменение отношения D/δ с 800 до 1000 увеличивает срок ее службы в 10 раз.

Коэффициент трения стальной катаной ленты по металлической поверхности барабана $f=0,1$, а по ободу, футерованному резиной, $f=0,27$.

Расчет стальной цельнокатаной ленты ведется на растяжение по формуле

$$\tau_p = \frac{T}{B\delta} \leq [\tau_p],$$

где T — максимальная растягивающая сила; B — ширина ленты; δ — ее толщина; $[\tau_p]=25$ МПа — допускаемое напряжение растяжения. При более высоких напряжениях соединение концов ленты быстро разрушается. С другой стороны, напряжение в ленте не должно быть меньше 7 МПа, чтобы провисание ленты между опорами не было слишком значительным. Допустимая стрела провисания рабочей ветви принимается равной 25 мм, а порожней 20 мм.

Для транспортирования абразивных и кусковых грузов с острыми кромками, а также при транспортировании деталей через печи с целью термообработки или обжига применяют металлические ленты из проволоочной сетки. Ленты из обычной углеродистой стальной проволоки допускают транспортировку горячих деталей и грузов при температуре до 350°С, а из жаропрочной проволоки — до 1000°С. Процесс транспортирования груза на проволоочной ленте можно совместить с отсеиванием мелочи.

Такие ленты хорошо сопротивляются ударам, имеют высокую прочность и более высокую гибкость, чем стальная катаная лента, что позволяет применять их на конвейерах с барабанами такого же диаметра, как и для резинотканевой ленты. При серийном изготовлении стоимость проволоочной ленты в 3—4 раза меньше стоимости резинотканевой ленты.

По способу изготовления проволоочные ленты бывают *плетеные* и *шарнирно-звеньевые*. Так, на рис. 235, а показана шарнирно-звеньевая лента, состоящая из отдельных спиральных элементов, изго-

товленных из проволоки круглого или прямоугольного сечения, соединенных между собой стержнями. На рис. 235, б представлена лента с большим углом наклона проволок в спиралях. И здесь спирали соединены вставленными между ними волнообразно изогнутыми круглыми стержнями. Шарнирно-звеньевые ленты отличаются

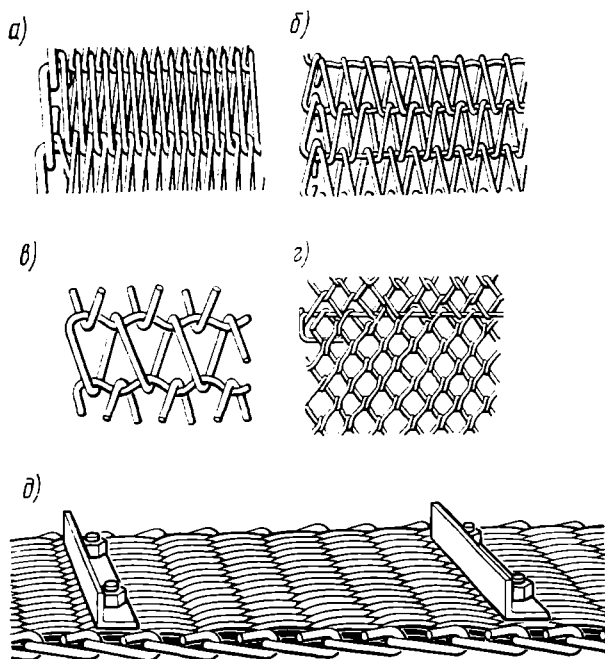


Рис. 235. Проволочные конвейерные ленты

ся высокой прочностью, малым удлинением, равнопрочностью соединения в стыке и могут огибать барабаны малого диаметра. На этих лентах удобно закреплять поперечные планки, дающие возможность увеличивать угол наклона полотна конвейера до $50\text{--}60^\circ$ (рис. 235, д). Ленты этого типа применяют для конвейеров со значительным натяжением ленты и для работы в условиях высоких температур.

Плетеные ленты (рис. 235, в, г) отличаются простотой конструкции, они дешевы, имеют невысокие материалоемкость и трудоемкость изготовления. Однако они менее прочны, сильнее вытягиваются (до 35%), их труднее ремонтировать. Применяются они главным образом при небольших тяговых силах и при работе в условиях невысоких температур. Желобчатую форму придать проволочной ленте невозможно, так как она является гибкой только в продольном направлении и жесткой — в поперечном. Чтобы образовать форму желоба, к краям ленты прикрепляют пластины-борта.

Проволочная лента может быть изготовлена бесконечной, ее

легко укоротить или удлинить. Она весьма удобна для крепления к ней ковшей и других устройств. Сопротивление ленты разрыву зависит от конструкции плетения и определяется как сумма сопротивлений разрыву отдельных проволок, входящих в рассматриваемое сечение. Допускаемая нагрузка на ленту

$$T = 7,8d^2 z [\sigma_p],$$

где d — диаметр проволоки, м; z — число полувитков в рассчитываемом сечении; $\varphi \approx 0,4$ — коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между отдельными витками; $[\sigma_p]$ — допускаемое напряжение растяжения для проволок, МПа.

Для проволочных лент используют такие же барабаны, как и для резинотканевой ленты, но строго цилиндрические по форме, так как при огибании проволочной лентой выпуклых барабанов стержни ленты изгибаются, лента становится выпуклой и срок службы ее сокращается.

Значения коэффициента трения проволочной ленты по барабану при работе в сухих помещениях следующие:

Стальной барабан	0,2
Барабан с резиновой футеровкой .	0,35
Барабан с деревянной футеровкой	0,3

Коэффициент трения проволочной ленты по стальному барабану при работе во влажном помещении $f = 0,15$.

§ 44. Расчет мощности привода ленточного конвейера

Общая мощность привода конвейера складывается из мощности, затрачиваемой на подъем груза по вертикали, и на преодоление сил сопротивления при перемещении его по горизонтали. При подъеме груза на высоту H , м, при производительности Q , т/ч, необходимая мощность привода (в киловаттах) равна

$$P_v = \frac{QH}{360},$$

При перемещении груза по горизонтали силы сопротивления в конвейере пропорциональны производительности Q и длине конвейера L . Тогда мощность, необходимая для перемещения груза по горизонтали (кВт),

$$P_r = \frac{c_0 Q L}{360},$$

где c_0 — обобщенный коэффициент сопротивления, численно равный части общего сопротивления опорных элементов, отклоняющих, приводных, натяжных, загрузочных, разгрузочных и очистительных устройств конвейера, которая приходится на перемещение 1 т груза на 1 м пути. Этот коэффициент зависит от типа конвейера,

характера трассы, качества изготовления и монтажа конвейера. Наиболее точно значение коэффициента c_0 можно определить экспериментально для конкретной машины. Если коэффициент c_0 известен, можно определить общую мощность привода на барабане конвейера:

$$P = P_{\text{в}} + P_{\text{г}} = \frac{QH}{360} + \frac{c_0 QL}{360}.$$

Мощность на валу двигателя приводного устройства равна

$$P_{\text{дв}} = \frac{Q}{360\eta_0} (H + c_0 L),$$

где η_0 — общий КПД передачи от приводного барабана до двигателя.

После определения мощности по приведенной зависимости можно определить максимальное и минимальное натяжение ленты на приводном барабане. Для этого находят тяговую силу на барабане $F = P/v$, а затем по зависимости Эйлера — натяжения ветвей ленты $T_{\text{наб}}$ и $T_{\text{сб}}$.

Определение мощности ведут по результатам статического исследования, задачами которого являются определение потерь в конвейере, силы натяжения ленты в различных точках трассы. Сопротивления на участках трассы ленточного конвейера подразделяются на сопротивления, распределенные по длине участка, и на сопротивления, сосредоточенные в определенных пунктах трассы — на барабанах, местах погрузки и разгрузки, на очистных устройствах.

Распределенные сопротивления бывают двух видов.

1. *Сопротивление движению ленты по роликоопорам на горизонтальном участке конвейера.* При расположении роликов на расстоянии t друг от друга (рис. 236, а) нагрузка G на каждый ролик равна:

для холостой ветви $G = q_0 g t$;

для рабочей ветви $G = (q + q_0) g t$,

где $q = Q/3,6v$ — величина, численно равная массе груза, приходящейся на 1 м длины конвейера, а q_0 — погонная масса ленты, численно равная массе одного метра ленты (значения массы резино-тканевых конвейерных лент в зависимости от типа ткани, числа

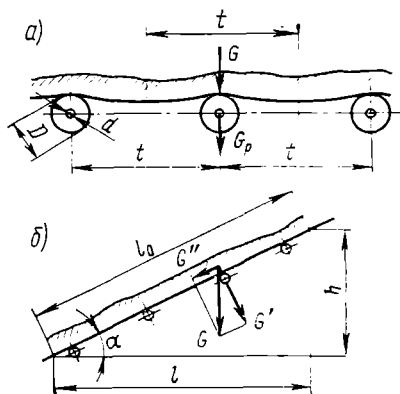


Рис. 236. Схема определения сопротивления движению роликов на горизонтальном (а) и наклонном (б) участках конвейера

прокладок ленты и толщины наружных обкладок приведены в ГОСТ 20—76); g — ускорение свободного падения.

Кроме того, на опору ролика действует вес G_p вращающихся частей. Тогда общая нагрузка равна

$$G_1 = G + G_p.$$

Сила сопротивления перемещению ленты по роликоопорам пропорциональна нагрузке на опору и зависит от сопротивления в опорах роликов и сопротивления качения ролика по ленте. Точное определение всех факторов, влияющих на сопротивление передвижению, затруднительно, и поэтому в практике расчетов конвейеров принято учитывать потери в конвейере по коэффициенту c сопротивления движению ленты по роликоопорам на отдельных участках конвейера (табл. 40 и 41).

Таблица 40. Значения коэффициента сопротивления c движению резиноканевой ленты по роликоопорам

Общая длина конвейера L , м	Группы производственных условий					
		средние	тяжелые		очень тяжелые	
				зимой	летом	зимой
≤ 100	0,020	0,025	0,035	0,045	0,040	0,055
> 100	0,018	0,022	0,032	0,042	0,035	0,050

Примечания: 1. Для конвейеров, работающих при температурах ниже -20°C , значения коэффициента c следует увеличивать на 20%. 2. При работе со скоростями свыше 3 м/с значения коэффициента сопротивления c увеличивают на величину $1,5 \cdot 10^{-3} (v-3)$.

Таблица 41. Значения коэффициента сопротивления c движению стальной ленты

Тип опорного устройства	Условия работы	
	в закрытом незапыленном помещении	на открытом воздухе или в пыльном помещении
Роликоопоры плоские:		
на подшипниках качения	0,02—0,04	0,05—0,06
на подшипниках скольжения	0,1	0,2
Роликоопоры пружинные на подшипниках качения	0,03—0,05	0,07—0,09
Опоры скольжения:		
металлический настил	0,3	0,4
деревянный настил	0,5	0,6

Сила сопротивления группы роликов на горизонтальном рабочем участке конвейера

$$F_p = \left[\sum G_p + (q + q_0) g l \right] c,$$

и на холостой ветви

$$F_x = \left[\sum G_p + q_0 g l \right] c,$$

где ΣG_p — общий вес вращающихся частей роликкоопоры на длине l — рассматриваемого участка конвейера.

2. *Соппротивление движению ленты по роликкоопорам на наклонном участке конвейера.* На наклонном участке конвейера значение силы, действующей на ролик, зависит от угла наклона. На конвейере (рис. 236, б) с длиной ленты l_0 и высотой подъема h общий вес участка ленты с грузом равен

$$\Sigma G = (q + q_0) g l_0.$$

Но на ролики действует только часть нагрузки:

$$\Sigma G' = \Sigma G \cos \alpha = (q + q_0) g l_0 \cos \alpha.$$

Другая составляющая нагрузки $\Sigma G'' = \Sigma G \sin \alpha = (q + q_0) g l_0 \sin \alpha$ изменяет только натяжение ленты.

Учитывая, что $l_0 \cos \alpha = l$ и $l_0 \sin \alpha = h$, получаем

$$\Sigma G' = (q + q_0) g l; \quad \Sigma G'' = (q + q_0) g h.$$

Таким образом, независимо от того, работают ли ролики на горизонтальном или наклонном участке конвейера, при определении нагрузки на ролики необходимо погонную нагрузку умножить на длину горизонтальной проекции рассматриваемого участка. Выражения имеют одинаковый вид как для горизонтального, так и для наклонного участка конвейера.

Сосредоточенные сопротивления ленточного конвейера разделяют на четыре вида.

1. *Соппротивление на барабане.* Это сопротивление состоит из сопротивлений в опорах барабана и из сопротивления, определяемого жесткостью ленты. При натяжениях ветвей ленты T_1 и T_2 на ось барабана действует сила R , равная геометрической сумме сил T_1 и T_2 и веса барабана $G_{бар}$. Тогда сила сопротивления от сил трения в опорах барабана равна

$$F_{бар} = \frac{R f d_0}{D_{бар}},$$

где d_0 — диаметр цапфы оси барабана; $D_{бар}$ — наружный диаметр барабана; f — коэффициент трения в опорах барабана. В ориентировочных расчетах принимают $F_{бар} = \epsilon R$, где коэффициент ϵ при подшипниках скольжения принимается равным $\epsilon = 0,05 \div 0,08$, а при подшипниках качения — $\epsilon = 0,02 \div 0,06$.

Сила сопротивления $F_{ж}$ от жесткости ленты зависит от многих факторов — от силы натяжения, скорости, физико-механических свойств ленты, ее размеров, диаметра и ширины барабана, угла обхвата и т. п. Точное определение этой силы весьма затруднительно, и в практике расчетов пользуются зависимостью $F_{ж} = k_{\pi} B l_{п}$, где в зависимости от диаметра барабана принимается $k_{\pi} = 20$ Н

при диаметре барабана $D_{\text{бар}} \leq 0,6$ м и $k_{\text{т}} = 15$ Н при $D_{\text{бар}} > 0,6$ м; $i_{\text{п}}$ — число прокладок в резиноканевой ленте. Обычно это сопротивление учитывается при угле перегиба более 90° . При меньших углах этим сопротивлением пренебрегают.

Для обеспечения плавного перехода от одного прямолинейного участка к другому в ряде случаев вместо отклоняющих барабанов применяют роликовую батарею. При определении силы сопротивления на выпуклом участке учитывают дополнительные, радиально направленные силы, вызываемые натяжением ленты. На вогнутом участке кривой перегиба ролики устанавливаются в соответствии с кривой провеса ленты по параболе или (упрощенно) по радиусу. Чтобы лента под действием силы натяжения не приподнималась над роликами, радиус криволинейного вогнутого участка выбирают в зависимости от натяжения ленты и нагрузки от погонной массы ленты.

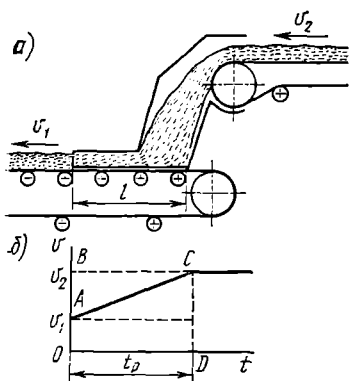


Рис. 237. Схема определения сопротивления при загрузке конвейера

2. *Сопротивление в пункте загрузки конвейера.* При загрузке ленточных конвейеров сыпучими грузами действует дополнительная сила сопротивле-

ния, возникающая от падения загружаемого груза и его инерции, а также от трения груза о стенки загрузочной воронки и о направляющие борта. Если на ленту конвейера (рис. 237, а) производительностью Q , т/ч, движущегося со скоростью v_2 , м/с, падает груз, движущийся с меньшей скоростью v_1 , м/с, в направлении движения ленты основного конвейера, то на некотором пути l происходит равномерно ускоренное движение груза до достижения им скорости v_2 . За это время груз приобретает дополнительное количество кинетической энергии, равное $E = Q(v_2^2 - v_1^2)/(2 \cdot 3,6)$. Для уменьшения кинетической энергии E , сообщаемой грузу, необходимо, чтобы скорость v_1 поступления груза на ленту была близка к скорости v_2 движения ленты.

За время разгона t_p груза (рис. 237, б) лента конвейера проходит путь $l = [v_1 + (v_2 - v_1)/2] t_p$, численно равный площади фигуры $OACD$. Путь скольжения груза по ленте (площадь ABC) равен $\frac{v_2 - v_1}{2} t_p$. При постоянной силе трения между грузом и лентой ра-

бота груза на пути скольжения во столько раз меньше кинетической энергии, сообщаемой массе груза, во сколько раз путь скольжения груза меньше пути разгона, т. е.

$$A = \frac{Q(v_2^2 - v_1^2)}{2 \cdot 3,6} \cdot \frac{(v_2 - v_1) t_p}{2 \left(v_1 + \frac{v_2 - v_1}{2} \right) t_p} = E \frac{v_2 - v_1}{v_2 + v_1}.$$

Полная энергия дополнительного сопротивления (в килоджоулях) на загрузочном устройстве при скорости ленты v_2 , м/с, равна

$$F'v_2 = E + A = \frac{Q(v_2^2 - v_1^2)v_2}{3,6(v_1 + v_2)},$$

где $F' = \frac{Q}{3,6}(v_2 - v_1)$ — приведенная сила сопротивления, Н; Q — производительность конвейера, т/ч; v_1 , v_2 — соответственно начальная скорость груза и скорость ленты конвейера, м/с.

Сила сопротивления в пункте загрузки

$$F_{\text{загр}} = \varphi \frac{Q}{3,6}(v_2 - v_1),$$

где $\varphi = 1,3 \div 1,5$ — коэффициент, учитывающий трение груза о направляющие борта и стенки воронки. Для уменьшения удара груза о ленту часто применяют загрузочные, наклонно установленные лотки.

3. *Сопротивление в пункте разгрузки.* При сбрасывании груза с ленты плужковым разгрузителем происходит интенсивное трение груза о ленту и о щит разгрузителя, что приводит к возникновению большой силы сопротивления в месте разгрузки. На основе экспериментальных исследований получено, что сила сопротивления, создаваемая плужковым разгрузителем, пропорциональна ширине ленты B , мм, нагрузке от погонной массы груза на ленте q , кг/м, и (выражаемая в ньютонах) равна

$$F_{\text{разг}} = (27 \div 36) qgB,$$

где $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения.

Сопротивление от разгрузки с помощью барабанного разгрузителя определяют при конкретной схеме тележки, суммируя отдельные силы сопротивления на отклоняющих барабанах и силы подъема груза на высоту разгрузки.

4. *Сопротивление очистных устройств.* Силу сопротивления (в ньютонах) вычисляют по формуле $F_{\text{оч}} = \rho_{\text{оч}}B$, где $\rho_{\text{оч}}$ — удельное сопротивление очистки: при скребковом очистителе принимают $\rho_{\text{оч}} = 300 \div 500 \text{ Н/м}$ (меньшие значения — для сухих неабразивных, а большие — для влажных и абразивных грузов); B — ширина ленты, м.

При использовании вращающихся щеток $F_{\text{оч}} \approx 0,2 v_{\text{щ}} \rho_{\text{щ}} B$, где $v_{\text{щ}}$ — окружная скорость щетки, м/с; $\rho_{\text{щ}}$ — удельное сопротивление очистки: для сухих и влажных нелипких грузов $\rho_{\text{щ}} = 250 \text{ Н/м}$; для влажных липких $\rho_{\text{щ}} = 350 \text{ Н/м}$.

Полное сопротивление в конвейере, как и натяжение тягового элемента в различных точках его контура, можно определить методом обхода по контуру. Для этого всю трассу конвейера (рис. 238) разбивают на отдельные участки и последовательно производят определение натяжения тягового элемента, переходя от точки к точке. При этом используют правило, что натяжение тяго-

вого элемента в каждой последующей по его ходу точке контура трассы равно сумме натяжения в предыдущей точке и сил сопротивления на участке между рассматриваемыми точками. Обход по контуру обычно начинают с ветви, сбегаящей с приводного барабана. Обозначим натяжение сбегаящей ветви $T_{сб}$. Тогда натяжение T_1 по другую сторону отклоняющего барабана будет превышать силу $T_{сб}$ на значение сил сопротивления от трения в опорах барабана и от жесткости тягового элемента:

$$T_1 = T_{сб} + F_{бар},$$

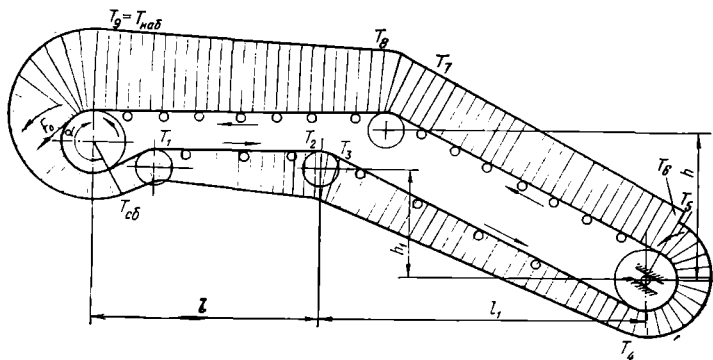


Рис. 238. Определение натяжения тягового элемента методом обхода по контуру

причем величина $F_{бар}$ зависит от натяжения ленты.

Натяжение T_2 на отклоняющем ролике будет больше натяжения T_1 на значение силы сопротивления группы роликов на горизонтальном участке холостой ветви конвейера длиной l :

$$T_2 = T_1 + F_x.$$

Натяжение T_3 на сбега с ролика будет больше натяжения T_2 на значение силы сопротивления отклоняющего барабана:

$$T_3 = T_2 + F_{бар}.$$

Продолжая обход, определяем, что натяжение T_4 отличается от натяжения T_3 на силу сопротивления роликов на наклонном участке холостой ветви конвейера длиной l_1 и еще уменьшается на значение составляющей силы тяжести ленты при разности высот участка h_1 :

$$T_4 = T_3 + F'_x - q_0 h_1 g.$$

Натяжение в точке сбega ленты с натяжного барабана

$$T_5 = T_4 + F'_{бар}.$$

Сила натяжного устройства, необходимая для создания натяжения T_4 и T_5 ветвей ленты, равна

$$S_{нат} = T_4 + T_5 + F_c,$$

где F_c — сила сопротивления передвижению ползунов или натяжной тележки.

Натяжение T_6 в пункте загрузки конвейера больше натяжения T_5 на значение силы сопротивления загрузки:

$$T_6 = T_5 + F_{\text{загр.}}$$

Натяжение T_7 превышает натяжение T_6 из-за сопротивления группы роликов на наклонном участке рабочей ветви конвейера силой F_p , а также составляющей силы тяжести ленты и груза при разности высот h :

$$T_7 = T_6 + F_p + (q + q_0)gh.$$

Аналогично определяют

$$T_8 = T_7 + F_{\text{бар.}}'' \text{ и } T_9 = T_8 + F_p.$$

В зависимости от типа и места расположения разгрузочного устройства конвейера при определении сил натяжения ленты следует учитывать также сопротивления, создаваемые этими устройствами.

Все виды сопротивлений можно подразделить на сопротивления, зависящие от натяжения тягового элемента (сопротивления в опорах барабана, сопротивление от жесткости ленты, сопротивления на криволинейных участках), и на сопротивления, не зависящие от натяжения тягового элемента (сопротивление группы роликов, сопротивление от веса ленты и груза). Поэтому можно написать

$$T_9 = T_{\text{наб}} = T_{\text{сб}}X + Y,$$

где первый член правой части выражает сопротивления, зависящие от натяжения тягового элемента, а второй член — сопротивления, не зависящие от натяжения тягового элемента.

С другой стороны, как указывалось ранее,

$$T_{\text{наб}} = T_{\text{сб}}e^{f\alpha}.$$

Решая совместно эти уравнения, получаем

$$T_{\text{сб}} = \frac{Y}{e^{f\alpha} - X}; \quad T_{\text{наб}} = \frac{Ye^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - X}.$$

Найдя значения $T_{\text{сб}}$ и $T_{\text{наб}}$, можно определить натяжения тягового органа в любой точке контура трассы конвейера.

Провисание ленты между опорами увеличивает угол наклона ленты при набегании ее на поддерживающий ролик, что приводит к ссыпанию груза, к увеличению ударных нагрузок в момент набегания на ролик штучных или крупнокусковых грузов.

На отрезке между двумя ролюкоопорами (рис. 239), где точка O паходится посередине между опорами, на ленту действуют натяжение T_{min} , текущее натяжение T и вертикальная нагрузка от погонного веса ленты q_0g и веса равномерно распределенного груза qg . Вертикальная нагрузка на рассматриваемом участке рав-

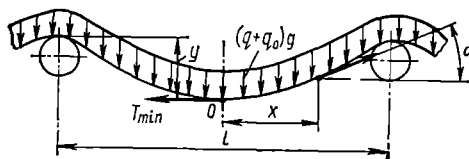
на $(q+q_0)gx$. Проекция всех на ось y равна $T \sin \alpha = (q+q_0)gx$, проекция на ось x дает $T_{\min} = T \cos \alpha$. После деления первого уравнения на второе получаем:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{(q+q_0)gx}{T_{\min}} = \frac{dy}{dx},$$

откуда

$$y = \frac{g}{T_{\min}} \int (q+q_0)x dx = \frac{M}{T_{\min}},$$

где M — момент от распределенной нагрузки относительно точки O . Значение x изменяется от 0 до $l/2$ и значение y — от 0 до $y_{\max}$. Тогда максимальный прогиб равен



$$y_{\max} = \frac{(q+q_0)gl^2}{8T_{\min}}$$

Рис. 239. Определение провисания ленты

и необходимое минимальное натяжение тягового элемента

$$T_{\min} = \frac{(q+q_0)gl^2}{8y_{\max}}. \quad (68)$$

Наименьшее значение натяжения ленты рабочей ветви конвейера должно быть таким, чтобы провисание ленты под действием собственного веса и веса груза не было больше $y_{\max} = (0,025 \div 0,03) l$, где l — шаг установки роликов на рабочей ветви конвейера.

Если при расчете оказывается, что фактическое минимальное натяжение на рабочей ветви конвейера меньше определенного по зависимости (68), то производят новый расчет, уменьшив шаг установки роликов или приняв за исходное натяжение значение $T_{\min}$, определенное по зависимости (68). При этом производят обход, начиная с точки минимального натяжения на рабочей ветви, и находят значения $T_{\text{наб}}$ и $T_{\text{сб}}$, удовлетворяющие приведенной рекомендации по допускаемому провисанию ленты. Затем находят тяговую силу, равную алгебраической сумме всех сопротивлений в конвейере:

$$F_0 = T_{\text{наб}} - T_{\text{сб}} + F_{\text{б.пр}},$$

где $F_{\text{б.пр}}$ — сопротивление от жесткости ленты и трения в опорах приводного барабана.

Наименьшее допускаемое натяжение, обеспечивающее нормальное сцепление ленты с приводным барабаном, равно

$$T_{\text{сб min}} = \frac{F_0}{e^{f\alpha} - 1} k_{\text{нот}}.$$

Необходимая мощность приводного устройства (в киловаттах) на валу барабана равна

$$P_{\text{пр}} = \frac{F_o v}{1000} k_{\text{пот}},$$

а мощность двигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{F_o v}{1000 \eta_m} k_{\text{пот}}.$$

В этих формулах F_o — окружная сила, Н; v — скорость движения тягового органа, м/с; η_m — КПД механизма; $k_{\text{пот}} = 1,1 \div 1,2$ — коэффициент запаса и неучтенных потерь: меньшие значения принимают для двигателей мощностью более 50 кВт.

§ 45. Цепные конвейеры

В цепных конвейерах, широко распространенных в различных областях народного хозяйства, тяговым элементом являются цепи — пластинчатые, разборные, крючковые, вильчатые, круглозвенные. Широко распространены пластинчатые цепи различной конструкции — простые шарнирные (безвтулочные), втулочные, втулочно-роликовые (рис. 240, а), втулочно-катковые

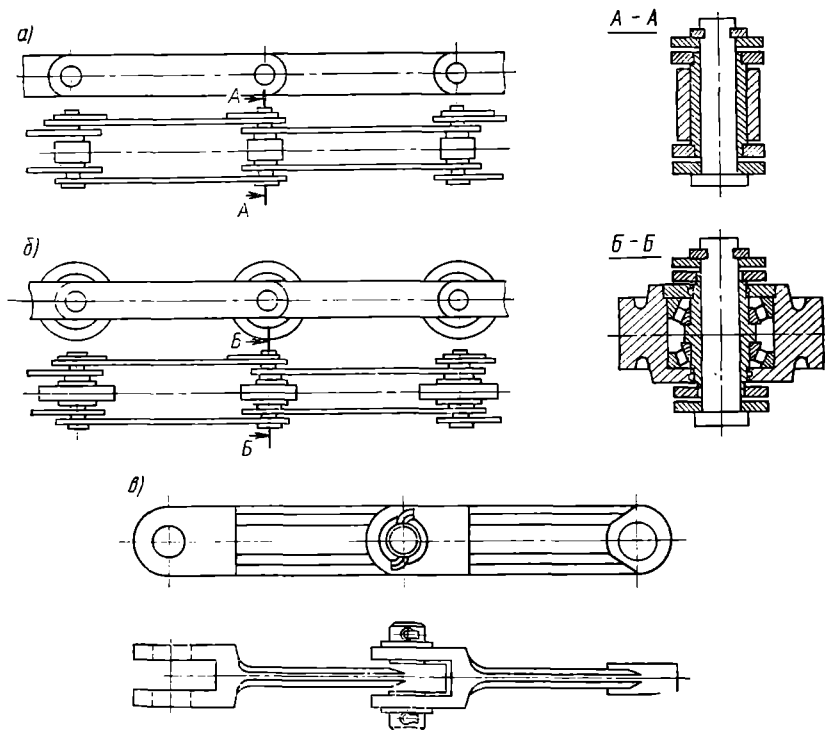


Рис. 240. Конвейерные цепи

(рис. 240, б) с гладкими или ребордными катками, установленными на подшипниках качения или скольжения. Катки служат опорными элементами, передающими нагрузку от транспортируемого груза и ходовой части конвейера на направляющие. Пластины цепей могут быть плоскими или изогнутыми.

Смежные звенья пластинчатых цепей состоят: одно — из внутренних пластин, соединенных между собой втулками, а другое — из

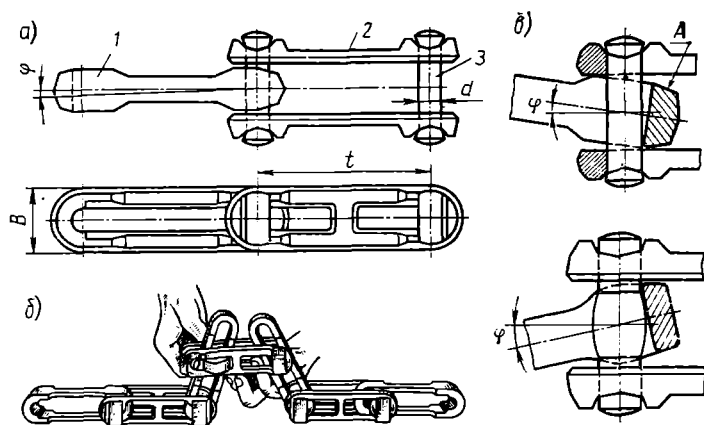


Рис. 241. Разборная цепь:

а — секция цепи; б — схема сборки-разборки; в — схемы отклонения внутреннего звена в плоскости оси шарнира с цилиндрическим и бочкообразным валиком

наружных пластин, плотно посаженных на валик, проходящий внутри втулки. Такая конструкция цепи обеспечивает малое давление в шарнире и, следовательно, высокую долговечность. Детали цепей, особенно втулки и пластины, в целях повышения их надежности изготавливают из качественных углеродистых, а иногда из легированных сталей. Наименее прочным и наиболее изнашиваемым элементом цепи является валик, размеры которого и определяют прочность шарнира, а следовательно, и всей цепи в целом.

В конвейерах с погруженными скребками находит применение вильчатая тяговая цепь (рис. 240, в), звенья которой (литые или штампованные), имеющие форму двузубой вилки, соединены валиками.

Горячештампованные или кованые разборные цепи (рис. 241), обладающие свойством поворота в двух плоскостях, получили большое распространение в конвейерах с пространственными трассами и широко применяются в скребковых, напольных и подвесных конвейерах. Они состоят из звеньев, позволяющих осуществить быструю сборку и разборку цепей. Цепь образована из чередующихся внутренних 1 и наружных 2 звеньев, соединенных цилиндрическими или бочкообразными валиками 3. Имеющиеся на боковых

поверхностях внутренних звеньев скосы A позволяют осуществить взаимный поворот звеньев на угол $\varphi = 3 \div 10^\circ$. Достоинство этих цепей в том, что эти цепи при сравнительно малом весе допускают высокие тяговые усилия, просты в изготовлении, дешевы, удобны для крепления к ним различных элементов ходовой части конвейера, обладают достаточной поперечной жесткостью, высокой износостойкостью и надежностью в работе.

Все большее распространение, особенно в скребковых конвейерах, находит круглозвенная сварная цепь (см. рис. 70, а). Перспективной является двухшарнирная цепь типа Д200, имеющая совмещенный шарнир, дающий возможность получить малые радиусы поворота трассы в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Цепь снабжена капролактамовыми катками без подшипников качения, что обеспечивает бесшумность движения цепи, снижение износа ходовых путей, возможность работы без смазки, но является причиной некоторого увеличения сопротивления движению. Недостатком этой цепи является также ограничение скорости максимальным значением 15 м/мин и ограничение температуры окружающей среды диапазоном от -30 до $+60^\circ\text{C}$.

Цепь дает возможность удобно и надежно закреплять грузонесущие и ходовые элементы конвейера, обеспечивает надежную передачу тяговой силы благодаря зацеплению звеньев цепи со звездочкой и мало вытягивается под нагрузкой. Недостатком цепного тягового элемента является большое количество шарниров, требующих регулярного наблюдения и периодической смазки, а также интенсивный износ цепи при высоких скоростях, вызываемый динамическими нагрузками. Из-за этого скорость цепного конвейера обычно не превышает 0,6—1 м/с.

Подбор цепи производят по запасу прочности n относительно разрушающей нагрузки S_p :

$$S_p \geq S_{\text{раб}} n,$$

где $S_{\text{раб}}$ — максимальное рабочее натяжение цепи конвейера. При наличии двух цепей значение $S_{\text{раб}}$ определяется с учетом коэффициента неравномерности распределения нагрузки между цепями: $S_{\text{раб}} = (1,1 \div 1,25) S_{\text{расч}}$, где $S_{\text{расч}}$ — наибольшая нагрузка в одной цепи, определяемая расчетным путем. Чем больше точность изготовления и монтажа конвейера, тем меньше коэффициент неравномерности.

Числовое значение запаса прочности принимают в зависимости от условий работы цепи: для пластинчатых цепей горизонтальных и пологонаклонных конвейеров $n = 5 \div 6$; для цепей конвейеров, имеющих круто наклонные участки $n = 7 \div 10$; для разборных цепей соответственно $n = 10 \div 15$; для сварных круглозвенных цепей без термообработки $n = 15 \div 20$ и для термообработанных цепей $n = 10 \div 15$.

Значения разрушающей нагрузки S_p приводятся в ГОСТах.

Одновременно с транспортированием груза на цепном конвейере можно производить различные технологические операции. Осо-

бенно широко применяют цепные конвейеры в сборочных цехах, а также в автоматических цехах и на заводах, так как работу цеп-

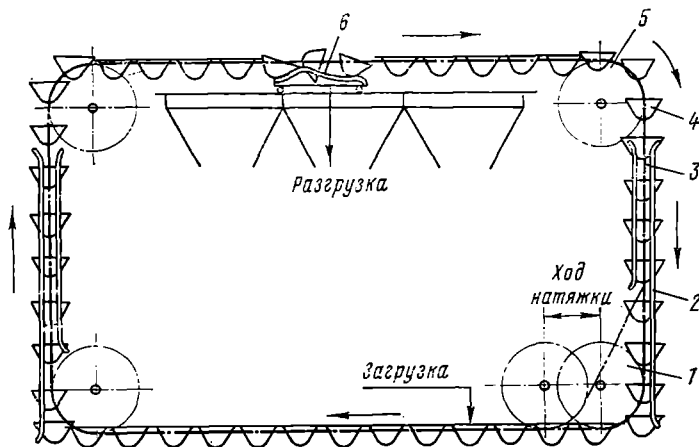


Рис. 242. Схема ковшового конвейера:

1 — натяжная звездочка; 2 — направляющие; 3 — тяговая цепь; 4 — ковши;
5 — приводная звездочка; 6 — разгрузочное устройство

ного конвейера можно автоматизировать и выполнять по заданной программе. Схемы цепных конвейеров отличаются значительно большим разнообразием, чем схемы ленточных конвейеров. Для перемещения груза на конвейеры устанавливают пластины, образующие полотно конвейера, ковши, люльки, специальные подхваты, тележки и т. п.

В некоторых конструкциях цепных конвейеров, например пластинчатых, можно транспортировать крупнокусковые грузы, а также грузы, имеющие высокую температуру, что невозможно осуществить с помощью ленточного конвейера.

В угольной, химической, цементной промышленности широко применяют ковшовые цепные конвейеры (рис. 242). Преимущества ковшовых конвейеров являются возможность транспортирования груза как по горизонтали, так и по вертикали, простота и удобство разгрузки ковшей в любой точке трассы, возможность транспортирования грузов с высокой температурой, а также плавность работы, что предотвращает измельчение груза при транспортировании. К их недостаткам относят большой вес ходовой части и высокую стоимость конвейера. Кроме того, надо отметить, что при движении с большой скоростью (1 — 1,5 м/с) происходит раскачивание ковшей, увеличивающее динамические нагрузки в конструкции и приводящее к рассыпанию груза. Поэтому ковшовые конвейеры работают обычно со скоростями движения в пределах 0,15—0,4 м/с, причем большие значения принимают для цепей с малым шагом, создающих меньшие динамические нагрузки.

Производительность ковшовых конвейеров достигает 500 т/ч. Ковши конвейера обычно изготавливают сваркой из листовой стали толщиной 2—6 мм и подвешивают на шарнирах к двум пластинчато-втулочным цепям на сквозных осях или на полуосях, закрепленных на ковшах (рис. 243, а, б). Конструкция на сквозных осях проще, но ось, проходящая через ковш, затрудняет загрузку и разгрузку материала. Поэтому такая подвеска применяется главным образом для мелкокускового груза. Центр тяжести ковша располагается ниже оси подвеса для обеспечения устойчивого положения ковша при его движении и автоматического возвращения в исходное положение после опрокидывания при разгрузке. Ширина ковшей составляет 400—1000 мм.

По способу расположения ковшей различают конвейеры с расставленными (рис. 243, в) и сомкнутыми (рис. 243, г) ковшами. При сомкнутых ковшах зазор между ними перекрыт специальными козырьками, которые не мешают опрокидыванию ковша в одном (показанном на рис. 243, г стрелкой) направлении. Для загрузки конвейеров с расставленными ковшами груз необходимо подавать в ковш порциями в строгом соответствии с их объемом. Для этого применяются питающие или дозирующие устройства в виде:

секторных или шиберных затворов, заслонки которых при воздействии на них элементов ходовой части открываются с помощью системы рычагов, когда внизу находится ковш, и затем снова закрываются;

вращающихся барабанов с отверстиями на цилиндрической поверхности, через которые загружаются ковши. Расстояние между отверстиями равно шагу ковшей, а окружная скорость барабана равна скорости движения ковшей.

К достоинствам этих способов загрузки относится возможность загружать как все ковши подряд, так и соблюдать определенную последовательность, например загружать каждый второй или третий ковш, что позволяет при наличии нескольких загрузочных устройств транспортировать ковшовым конвейером различные грузы.

Загрузка сомкнутых ковшей не требует сложного оборудования и может производиться с любого другого конвейера или из питателя. Производительность (в тоннах в час) ковшового конвейера

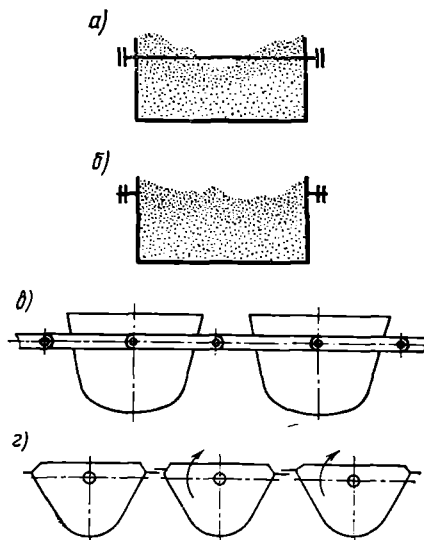


Рис. 243. Подвески ковшей цепного конвейера

вычисляют по формуле

$$Q = 3,6 \frac{i \delta}{t} v \rho,$$

где i — вместимость ковша, л; v — скорость конвейера, м/с; t — шаг подвески ковшей; м; ρ — насыпная плотность материала, кг/м³; δ — коэффициент заполнения ковша: для сомкнутых ковшей $\delta = 0,7 \div 0,9$; для расставленных ковшей $\delta = 0,75$.

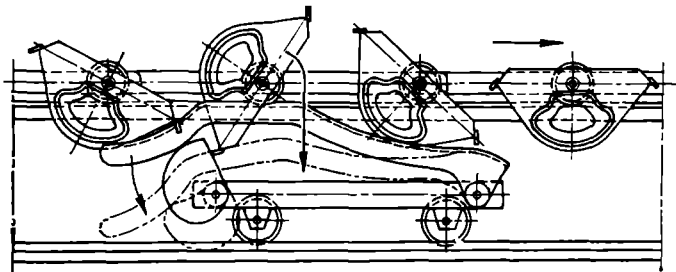
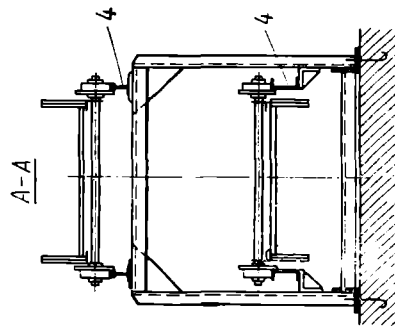
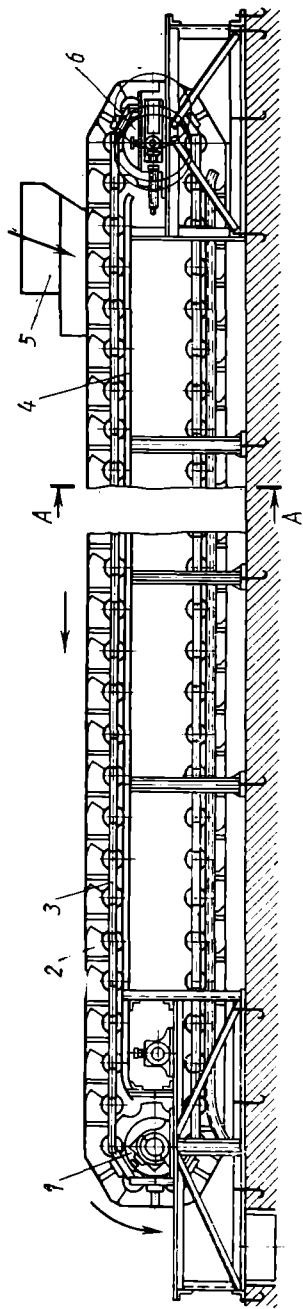


Рис. 244. Разгрузка ковшей с помощью разгрузочных шин

При выборе ковша его размеры должны быть увязаны с требуемой производительностью и с размерами кусков транспортируемого груза. Просвет ковша в направлении его движения должен быть в 2—2,5 раза больше максимального размера куска при содержании таких кусков в грузе в количестве 25—50% и в 4—4,5 раза больше максимального размера куска при содержании таких кусков в количестве более 50%.

Опрокидывание ковшей при разгрузке производится с помощью специальных разгрузочных шин (рис. 244), расположенных на тележке, которую можно устанавливать в назначенных местах трассы. Разгрузочные шины в случае необходимости могут опускаться и пропускать ковши без разгрузки. При неизменном месте разгрузки шины устанавливаются без тележки.

При подаче груза непрерывным потоком, а также при транспортировании штучных грузов применяют пластинчатые конвейеры, полотно которых изгибается в вертикальной плоскости, а в ряде конструкций (при применении двухшарнирной пластинчатой или круглозвенной цепи) и в горизонтальной плоскости. В этих конвейерах цепи соединяются деревянными или металлическими лотками-пластинами. Пластинчатый конвейер (рис. 245) состоит из приводного устройства 1, натяжного устройства 6 и пластинчатой катковой цепи 3 с лотками 2, образующими настил, движущийся по направляющим 4, поддерживающим рабочую и холодную ветви конвейера. Разгрузка происходит с полотна конвейера при проходе лотков через приводные звездочки 1, а загрузка может производиться через загрузочную воронку 5 в любом месте рабочей ветви конвейера. В передней части лотки 2 имеют закругленную форму, перекрывающую часть следующего лотка, что создает



непрерывность полотна конвейера при огибании ими звездочек. Плоский безбортовой настил применяется главным образом для транспортирования штучных грузов. Для увеличения сечения насыпного груза, а следовательно, и увеличения производительности конвейера применяют подвижные, т. е. движущиеся вместе с полотном конвейера, или неподвижные борты.

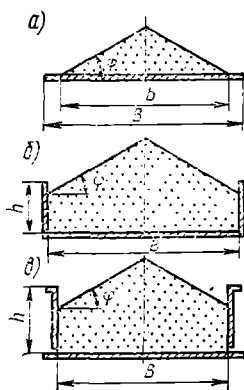


Рис. 246. Поперечное сечение насыпного груза на настиле пластинчатого конвейера:

a — без бортов; *б* — с подвижными бортами; *в* — с неподвижными бортами

Пластины полотна прикрепляют к звеньям тяговой цепи сваркой или с помощью болтов или заклепок. Считают, что на полотне без бортов груз расположен по треугольнику (рис. 246, *a*), как на ленточном конвейере при плоской ленте. Однако жесткость полотна и малые скорости движения дают возможность принять основание треугольника $b=0,85 B$, а угол естественного откоса в движении $\varphi=0,5 \alpha$.

Производительность пластинчатого конвейера (в тоннах в час) при плоском полотне

$$Q=3600Av\rho k=650B^2v\rho k \operatorname{tg} \varphi;$$

для пластинчатых конвейеров с бортами высотой h (рис. 246, *б*, *в*)

$$Q=900Bv\rho [Bk \operatorname{tg} \varphi + 4h\psi].$$

В этих формулах A — площадь сечения насыпного груза, B — ширина ленты, мм; v — скорость конвейера: в зависимости от назначения и характера груза $v=0,05 \div 0,6$ м/с; ρ — плотность груза, кг/м³; ψ — коэффициент заполнения сечения; для насыпных грузов при равномерной их подаче на конвейер $\psi=0,85 \div 0,9$; для тех же грузов, поступающих неравномерно, $\psi=0,75 \div 0,8$; для неоднородных по размерам грузов, поступающих на конвейер неравномерно, $\psi=0,5 \div 0,7$; k — коэффициент снижения производительности, зависящий от угла наклона конвейера:

Угол наклона к горизонтали	Полотно без бортов	Полотно с бортами
До 10°	1	1
10—20°	0,9	0,95
Свыше 20°	0,85	0,9

Так как полотно пластинчатого конвейера более прочно, чем конвейерная лента, то на пластинчатых конвейерах перемещают более тяжелые крупнокусковые и абразивные грузы, а также грузы, имеющие высокую температуру. Недостатками пластинчатых конвейеров являются большая масса ходовой части, высокая стоимость и сложность обслуживания из-за большого количества шарнирных соединений.

Весьма большим распространением, особенно в угольной промышленности, пользуются скребковые конвейеры, в которых груз передвигается по неподвижному желобу скребками, соединенными с движущей цепью. Их применяют для транспортирования пылевидных, зернистых и кусковых грузов. Скребковые конвейеры подразделяются на два типа, отличающихся принципом

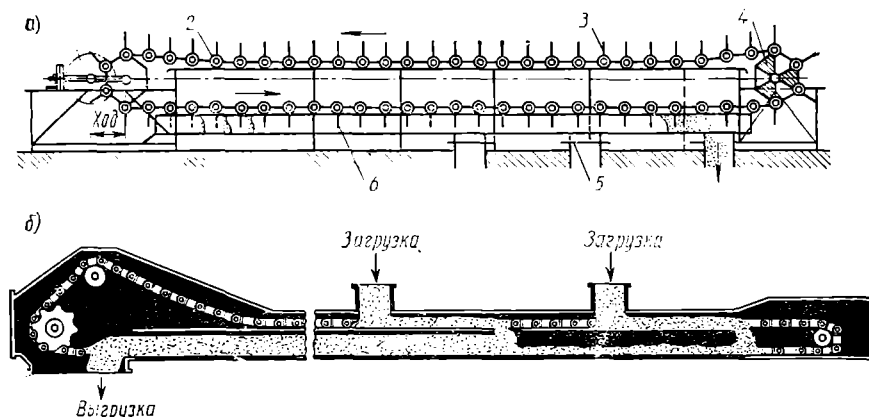


Рис. 247. Скребковые конвейеры:

а — с высокими скребками; б — с погруженными скребками: 1 — натяжное устройство; 2 — тяговая шарнирно-катковая цепь; 3 — скребки; 4 — приводное устройство; 5 — задвижка разгрузочного устройства, 6 — желоб рабочей ветви конвейера

перемещения груза и конструктивным исполнением. К первому типу относятся собственно скребковые конвейеры, или конвейеры с высокими скребками (рис. 247, а), ко второму типу — конвейеры сплошного волочения, или конвейеры с погруженными скребками, в которых груз перемещается не отдельными порциями каждым скребком, а сплошной массой, заполняющей часть сечения желоба (рис. 247, б). В последнем случае транспортирование происходит потому, что сопротивление прохождению скребка сквозь сыпучий груз, помещенный в желоб с гладкими стенками, оказывается больше, чем сопротивление трения груза о дно и стенки желоба.

Скребковые конвейеры применяются для транспортирования грузов, не подверженных крошению или таких, для которых крошение не снижает их качества. Конвейеры с погруженными скребками могут применяться для транспортирования грузов только с малой прочностью кусков, так как прочные куски, попадая между скребком и желобом, заклиниваются и создают высокие сопротивления.

Желобы скребкового конвейера с высокими скребками изготовляют из стали. Форма желоба может быть различной (рис. 248), однако в желобе, изображенном на рис. 248, а, груз может забиваться в углы желоба, увеличивая сопротивление передвижению. Поэтому формы желоба, изображенные на рис. 248, б — г, предпочтительнее.

Скребок конвейера изготавливают из листовой стали толщиной 3—8 мм. На нижнюю кромку скребка, трущуюся по желобу, для увеличения срока его службы иногда делают наплавку или приваривают полоску из износостойчивого материала, например из высокомарганцовистой стали. В ряде случаев применяют пластмассовые скребки. Шаг скребков определяется в зависимости от разме-

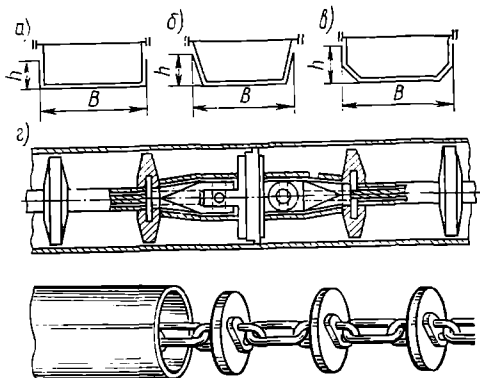


Рис. 248. Формы желобов и скребков скребковых конвейеров:

а — прямоугольная; б — трапецидальная; в — со срезанными углами; г — для круглых дисковых скребков

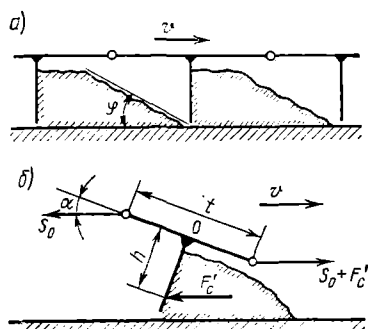


Рис. 249. Схема расчета скребкового конвейера

ров кусков груза, угла естественного откоса, высоты и формы скребка, шага цепи. Выбранный шаг скребков должен обеспечивать наилучшее заполнение пространства между скребками и обычно принимается кратным шагу цепи: он обязательно должен быть больше наибольшего размера куска.

При транспортировании груз в желобе перед скребком располагается примерно по форме неравнобокой трапеции (рис. 249, а) с углом φ , близким к углу естественного откоса в движении. Тогда можно определить расчетную площадь A сечения груза в желобе с учетом усредненного коэффициента заполнения желоба ψ , представляющего собой отношение объема груза на участке между скребками к геометрическому объему этого участка. По результатам экспериментальных исследований получены такие значения: для мелких грузов с легкой подвижностью $\psi = 0,5 \div 0,6$ и для кусковых грузов с малой подвижностью $\psi = 0,7 \div 0,8$. Тогда площадь сечения груза в желобе $A = Bh\psi$, где B и h — рабочие ширина и высота желоба конвейера.

Производительность скребкового конвейера (в тоннах в час) выражается формулой

$$Q = 3600Av\rho k = 3600Bh\psi v\rho k.$$

Здесь обозначения такие же, как в формуле для пластинчатого конвейера, а коэффициент снижения производительности k в зависимости от наклона конвейера принимает следующие значения:

Угол наклона к горизонтали	Грузы с легкой подвижностью	Грузы с малой подвижностью
0°	1	1
10°	0,85	1
20°	0,65	1
30°	0,5	0,75

Рабочей ветвью скребкового конвейера может быть как нижняя, так и верхняя в зависимости от того, как скребки присоединены к цепи конвейера. Если рабочая ветвь — нижняя, наиболее удобно загружать конвейер около натяжного устройства. Разгрузку конвейера с нижней рабочей ветвью можно производить в любом месте желоба, в том числе в конце его. Для разгрузки в дне желоба делают люк 5 (см. рис. 247), через который груз проваливается вниз. В конвейере с верхней рабочей ветвью загрузку производят сверху в любой его точке, а разгрузку производят через отверстие в боковой стенке желоба или в конце его.

Скорость скребкового конвейера с высокими скребками составляет 0,2—1 м/с. Ширина B желоба в 3—4 раза больше его высоты h (см. рис. 248, a — $в$). Скребковые конвейеры с высокими скребками имеют ряд недостатков, ограничивающих их применение в ряде отраслей промышленности. К ним относятся: измельчение транспортируемого груза; быстрое изнашивание желоба, особенно ярко проявляющееся при транспортировании абразивных грузов; большой расход энергии, а также затрудненность транспортирования влажных и липких грузов. При транспортировании груза скребковым конвейером вверх по наклонному желобу производительность конвейера значительно снижается, поэтому скребковые конвейеры применяют при угле подъема до 30°.

Высокое значение мощности привода скребкового конвейера по сравнению с ковшовым или пластинчатым конвейером при прочих равных условиях, т. е. при той же производительности, длине и высоте перемещения груза, объясняется тем обстоятельством, что в скребковых конвейерах кроме потерь, присущих другим видам конвейеров, присутствует сопротивление трения как самого скребка, так и груза о желоб. Тогда общая сила сопротивления равна

$$F_c = (qc_{гр} + q_0c)lg,$$

где $c_{гр}$ — коэффициент сопротивления перемещению груза по желобу, учитывающий также и сопротивление внутреннего трения в грузе при перемещении его скребками, т. е. коэффициент $c_{гр}$ больше коэффициента трения груза по желобу f (его значения приведены ниже, в § 46); c — коэффициент сопротивления перемещению тяговых элементов по желобу; l — длина желоба, м; q и q_0 — соответственно погонные массы груза и скребков, кг/м; g — ускорение свободного падения.

При недостаточном натяжении цепи скребок перекашивается (рис. 249, б), отклоняясь назад. Условие устойчивости скребка можно получить из уравнения моментов сил относительно точки O :

$$S_0 \frac{t}{2} \sin \alpha + (S_0 + F_c) \frac{t}{2} \sin \alpha = F_c h \cos \alpha,$$

откуда $S_0 = \frac{F_c h}{t \operatorname{tg} \alpha} - \frac{F_c}{2}$ — минимальное допустимое натяжение, обеспечивающее отклонение скребка на угол $\alpha = 2 \div 3^\circ$. Чтобы скребки не выворачивались, необходима минимальная сила натяжения цепи не менее 2,5—3 кН.

Мощность (в киловаттах) привода скребкового конвейера с высокими скребками приближенно определяют по формуле [16]:

$$P = \frac{kQ}{360\eta} (c_0 L_r \pm H),$$

где $k = 1,15 \div 1,25$ — коэффициент запаса; Q — производительность, т/ч; L_r — длина горизонтальной проекции конвейера, м; H — высота подъема (опускания) груза, м; c_0 — коэффициент сопротивления перемещению: для катковых цепей $c_0 = 0,7 \div 2,3$, для скользящих цепей $c_0 = 1 \div 4,2$, причем большие значения принимают для конвейеров меньшей производительности.

Скребковые конвейеры с погруженными скребками имеют при той же производительности значительно меньшие габариты и массу, чем конвейеры с высокими скребками благодаря лучшему использованию объема желоба. В этих конвейерах желоб состоит из двух частей (рис. 250, а); одна — для рабочей ветви, другая — для холостой. Груз заполняет все сечение (или большую его часть) рабочего желоба. При движении цепи, снабженной специальными фигурными контурными скребками (рис. 250, б), груз увлекается ими и перемещается вдоль желоба. Движение груза в желобе происходит со скоростью, меньшей, чем скорость цепи, причем чем выше скорость тяговой цепи, тем больше разность скоростей и выше относительный расход энергии на перемещение единицы массы груза и тем меньше производительность конвейера. Поэтому эти конвейеры работают при относительно малых скоростях:

Вид груза	Скорость,
Абразивный	0,1—0,16
Среднеабразивный	0,2—0,25
Неабразивный	0,3—0,4
Зерно	до 0,8

Конвейеры с погруженными скребками могут перемещать груз как по горизонтали, так и по наклонному и даже по вертикальному участку трассы (рис. 250, а). Они предназначаются для транспортирования легкосыпучих, пылевидных, зернистых и мелкокусковых грузов. Эти конвейеры способны без перегрузки перемещать груз на расстояния до 100 м, с подъемом на высоту до 20 м, их произ-

водительность достигает 200—250 т/ч, а в отдельных случаях до 700 т/ч.

Преимуществами конвейеров с погруженными скребками являются: возможность перемещения груза по сложной трассе без пе-

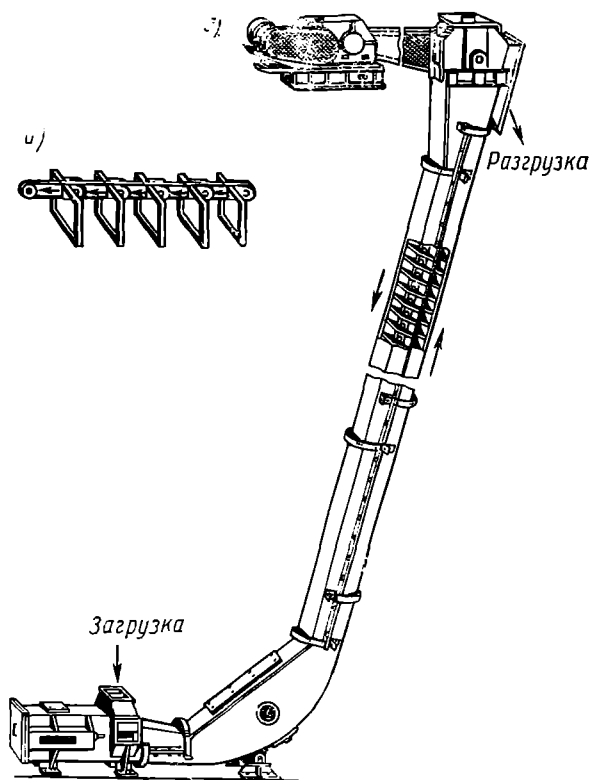


Рис. 250. Наклонный конвейер с погруженными скребками:

а — общий вид; б — тяговая цепь со скребками

регрузки в местах изменения направления трассы; хорошее заполнение сечения желоба, что обеспечивает высокую производительность при малой скорости транспортирования; возможность загрузки и разгрузки желоба в любом месте через люки в крышках, днищах и в боковых стенках желоба; перемещение грузов в герметичных желобах, исключающих загрязнение грузов и выделение пыли во внешнюю среду; не происходит измельчения транспортируемого груза. К их недостаткам следует отнести интенсивный износ скребков и желоба, повышенный расход энергии, затруднительность транспортирования абразивных, влажных и липких грузов, а так-

же грузов с твердыми включениями, которые заклиниваются между скребками и желобом.

Производительность (в тоннах в час) конвейера с погруженными скребками равна

$$Q = 3600 K_n A v \rho,$$

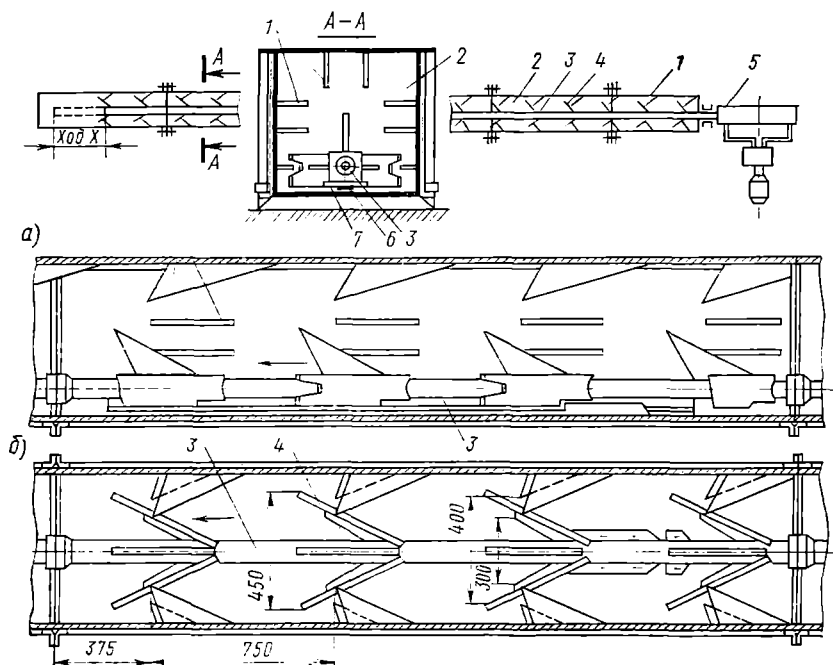


Рис. 251. Штанговый скребковый конвейер:

а — схема; б — секция конвейера

где A — площадь поперечного сечения груза в желобе конвейера, м^2 ; v — скорость движения тяговой цепи, м/с ; ρ — плотность груза, кг/м^3 ; K_n — коэффициент производительности, учитывающий потери полезного объема желоба при размещении в нем скребковой цепи, способность груза уплотняться при транспортировке и скоростной фактор, т. е. разность скоростей цепи со скребками и перемещаемого груза: для горизонтальных и пологонаклонных конвейеров $K_n \approx 0,83 \div 0,99$; для вертикальных и крутонаклонных конвейеров принимают при транспортировке мелкокусковых грузов $K_n = 0,8$, зернистых — $K_n = 0,6$ и пылевидных — $K_n = 0,45$.

Мощность (в киловаттах), приведенная к валу тяговых звездочек пологонаклонных конвейеров с погруженными скребками, определяют по формуле [16]:

$$P = 0,3(1 + bL_r)v + 0,003Q(H + 1,8f_1L_r);$$

для конвейеров, имеющих *крутонаклонные* и *вертикальные* участки,

$$P=0,07bv(H+4,3L_r)+0,005Q(1,6H+L_rf_1),$$

где b — ширина желоба в свету, м; H и L_r — соответственно высота подъема груза и длина перемещения груза в горизонтальном направлении, м; v — скорость, м/с; Q — производительность, т/ч; f_1 — коэффициент трения сыпного груза о стенки желоба.

Ширина желоба для рядовых грузов $b \geq (3,3 \div 3,6) a'$; для сортированных $b \geq (6 \div 7,4) a'$, где a' — размер типичных кусков.

Особой разновидностью скребковых конвейеров является *скребковый штанговый конвейер*, используемый для транспортирования металлической стружки в механообрабатывающих цехах. Штанговый конвейер (рис. 251) представляет собой металлический желоб 2 с приваренными внутри его неподвижными упорами 1 — шипами. Внутри желоба расположена штанга 3, также снабженная шипами 4 и опирающаяся балкой 6 на дно желоба. Штанга может двигаться по дну желоба в направляющих 7. С помощью гидравлического толкателя 5 штанга совершает возвратно-поступательные движения. При рабочем ходе штанга своими шипами проталкивает вперед стружку, находящуюся в желобе. При обратном движении штанга проскальзывает по стружке, которая удерживается от обратного движения неподвижными шипами 1. Штанговые конвейеры имеют длину до 75 м, ход штанги 1,5—1,75 м и скорость движения 5—10 м/мин.

Эти конвейеры отличаются простотой конструкции, изготовления, ремонта и эксплуатации. Штанговые скребковые конвейеры обычно располагаются непосредственно под полом цеха и перекрываются сверху планками и плитами. Места загрузки перекрываются откидными люками с решеткой. Недостаток этой конструкции — концентрация на дне желоба мелкой стружки. Поэтому для транспортирования мелкой стружки применяют обычные скребковые конвейеры с высокими скребками.

Для транспортирования штучных грузов, в частности на автоматических и поточных линиях, находят применение тележечные конвейеры, имеющие изогнутую в вертикальной или горизонтальной плоскости трассу. Цепи этих конвейеров соединены с тележками, передвигающимися на катках по рельсам. На рис. 252 показан литейный тележечный конвейер, предназначенный для транспортирования литейных форм. В этом конвейере на поворотах трассы плиты, лежащие на тележках, защищают ходовую часть от капель расплавленного металла и частиц формовочной земли благодаря шарнирным сочленениям, создающим непрерывность полотна. Для предупреждения схода тележек с рельса на закруглениях пути в данной конструкции вместо катков с ребордами, создающими в таких условиях большие сопротивления передвижению, на тележках установлены направляющие ролики 1, перемещающиеся между направляющими 2.

Тележки конвейеров могут двигаться непрерывно или с остановками.

Вертикально замкнутые конвейеры с трассой, расположенной в вертикальной плоскости, более компактны, так как у них холостая ветвь проходит под рабочей ветвью, однако в этом случае обычно используется только одна рабочая ветвь. В горизонтально замкну-

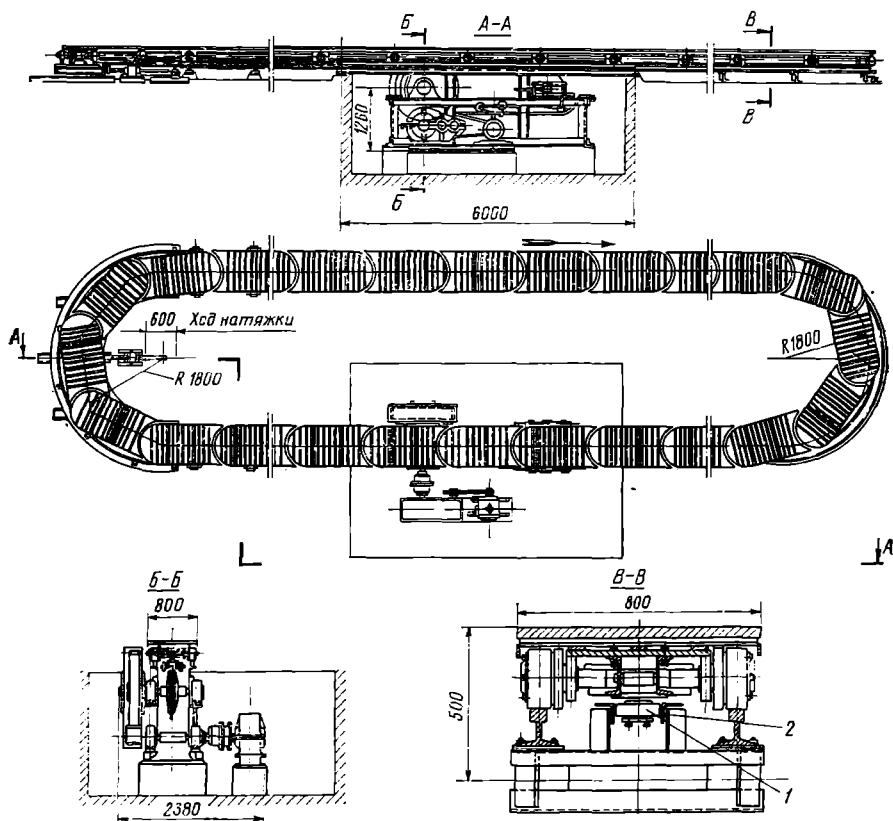


Рис. 252. Тележечный ленточный конвейер со сплошными экранирующими плитами

тых конвейерах используются обе ветви, но этот конвейер занимает значительно большую площадь.

Весьма актуальной задачей современного производства является бесперегрузочное транспортирование грузов (в особенности штучных изделий и комплектующих узлов) по сложной пространственной трассе по всем операциям технологического процесса. Эта задача успешно решается с помощью подвесных цепных конвейеров различных типов. Грузы, перемещаемые подвесными конвейерами, при транспортировании могут подвергаться различным технологическим операциям: очистке в пескоструйных ка-

мерах, наклепу в дробеструйных камерах, травлению или пропитке в ваннах с химическими растворами, окраске, сушке и т. п.

По характеру соединения тягового элемента с транспортируемым грузом различают следующие типы подвесных конвейеров:

грузонесущий конвейер (рис. 253, а), у которого каретки 1 с подвесками 4 для грузов постоянно соединены с тяговым элементом 3 и перемещаются по подвесному пути 2, вдоль которого движется тяговый элемент;

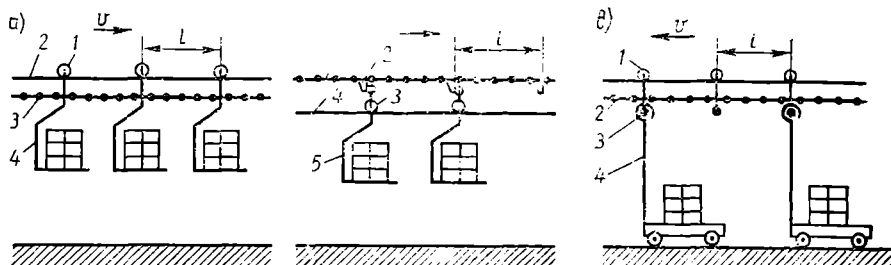


Рис. 253. Схемы подвесных конвейеров

толкающий конвейер (рис. 253, б), у которого тележки 3 с подвесками 5 для грузов не имеют жесткого крепления с тяговым элементом 1 и движутся с помощью толкателей 2, являющихся частью тягового элемента. Тяговый элемент 1 с толкателями 2 движется по своему подвесному пути, а тележки с грузом — по самостоятельному грузовому пути 4;

грузоведущий конвейер (рис. 253, в) с каретками 1, соединенными с тяговым элементом 2 и имеющими специальные захваты 3, которые зацепляют вертикальные штанги 4 тележек, передвигающихся по полу.

Подвесной грузонесущий конвейер (рис. 254) состоит из замкнутого тягового элемента 3 с каретками, поддерживающими тяговый элемент и служащими для крепления подвесок 2. Катки кареток с помощью тягового элемента перемещаются по замкнутому подвесному пути 1. В качестве тягового элемента применяют цепи или стальные канаты. Ходовыми путями подвесных конвейеров обычно являются направляющие с двутавровым профилем. Конструкция подвесок грузонесущего конвейера определяется видом груза и назначением конвейера (рис. 255). Они крепятся к каретке или траверсе шарнирно, чтобы при прохождении по вертикальным и наклонным участкам подвески не меняли своей ориентации, не допуская соскальзывания груза.

Благодаря гибкости тягового элемента (цепи) трасса подвесного конвейера может проходить по нескольким этажам и обходить препятствия. Подвесной путь конвейера обычно располагается в верхней части здания, и, следовательно, подвесной конвейер не занимает производственной площади цеха. Большая протяженность

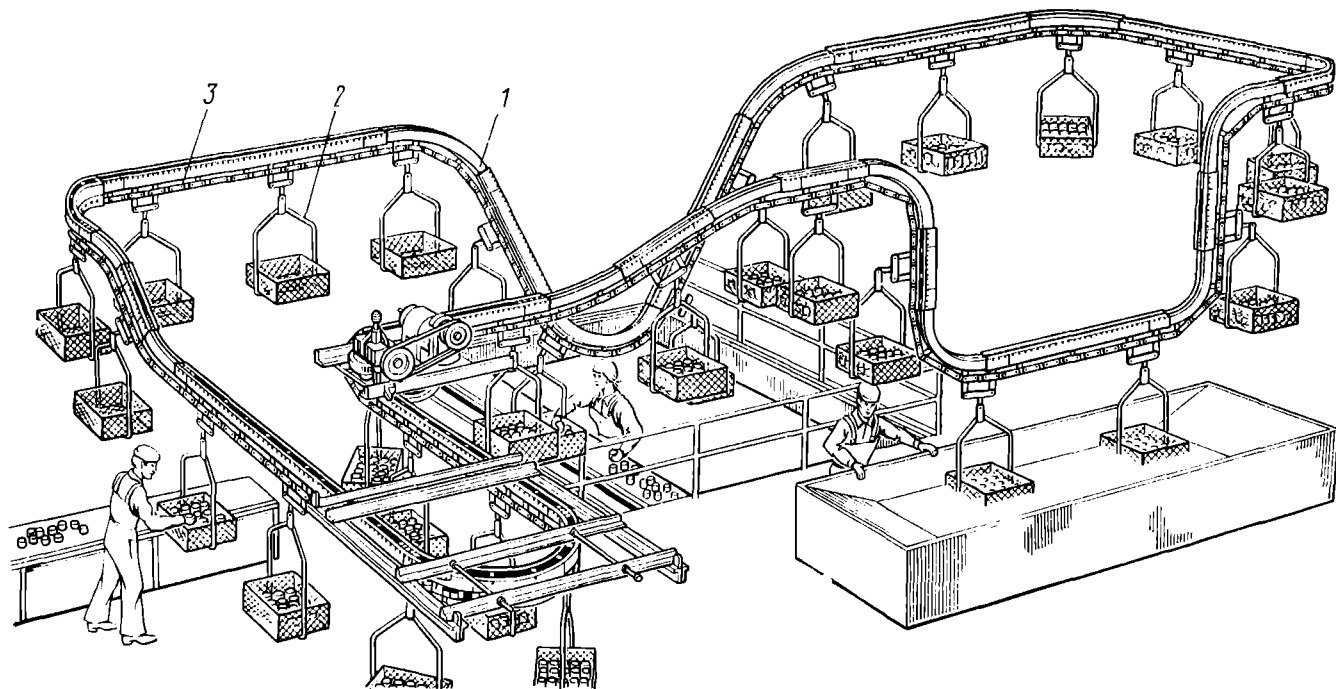


Рис. 254. Общий вид грузонесущего подвешного конвейера

подвесного конвейера в сочетании с его пространственной гибкостью позволяет обслужить одним конвейером законченный производственный цикл при возможности широкой автоматизации движения конвейера, адресования грузов и выполнения различных погрузочно-разгрузочных операций. Все эти преимущества подвесных конвейеров сделали их наиболее распространенными средствами

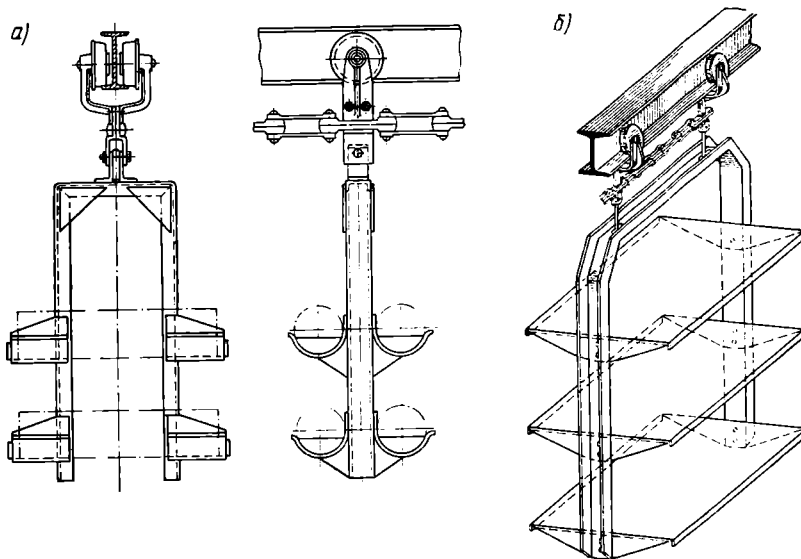


Рис. 255. Подвески для транспортирования изделий подвесным грузонесущим конвейером:

а — с цилиндрическими лотками; *б* — с полками

для внутрицехового и междцехового транспортирования грузов и для межоперационной передачи изделий в поточном производстве.

Современные подвесные конвейеры имеют весьма широкий диапазон параметров: масса транспортируемых грузов — от долей килограмма до 2,5 т, размеры грузов — от нескольких сантиметров до 12 м, скорость движения от 0,1 до 45 м/мин; длина конвейера до 500—600 м при однодвигательном приводе и до 2—3 км — при многодвигательном приводе.

Скорость движения подвесного конвейера зависит от его назначения. Для технологических конвейеров скорость транспортирования определяется ритмом технологического процесса; для конвейеров, не связанных с выполнением технологических операций, скорость зависит от заданной производительности и способов загрузки и разгрузки. Диапазон скоростей составляет 0,1—30 м/мин.

Каретки (рис. 256) имеют стальные катки с поверхностью катания, закаленной до твердости HRC 42—45. Ось катка наклонена к горизонту на угол $3^{\circ}30'$, что примерно равно половине угла наклона плоскости полки двутавра. Это уменьшает проскальзывание катка

по пути и увеличивает износостойкость. Нагрузку на каретку выбирают таким образом, чтобы долговечность подшипника была не менее 32 тыс. ч.

Если вес перемещаемого изделия превышает допустимую нагрузку, груз подвешивают на двух каретках с помощью специальной траверсы. Для уменьшения давления на катки применяют не только двухкатковые, но и четырехкатковые тележки (рис. 256, б).

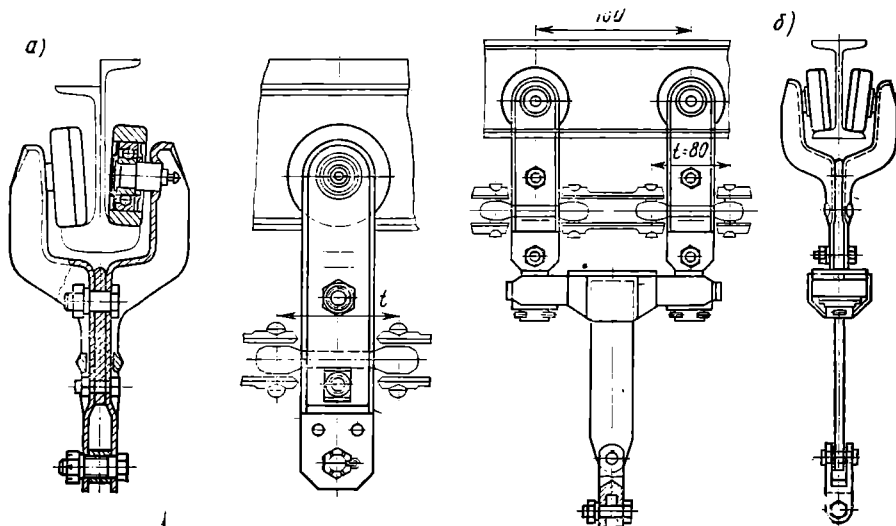


Рис. 256. Каретки:

а — нормальная; б — спаренная

Расстояние между каретками определяется шагом расположения подвесок и значением радиуса вертикальных изгибов трассы конвейера. Для конвейеров с вертикальными перегибами каретки располагаются обычно на расстоянии 4—10 шагов цепи, но не более 800—900 мм. При отсутствии вертикальных перегибов шаг каретки может быть увеличен до 1200—1600 мм.

В толкающих конвейерах, наиболее легко поддающихся автоматизации, грузовые тележки б (рис. 257) с подвесками для груза перемещаются по специальному грузовому пути 5, а каретки 2 тяговой цепи 3, поддерживающие и направляющие цепь, — по тяговому пути 1, расположенному эквидистантно грузовому пути. Тяговый и грузовой пути соединены между собой хомутами 4. На корпусе грузовой тележки смонтированы передний и задний упоры 7, с помощью которых тележка входит в зацепление с толкателем 8, укрепленным на каретке или между каретками цепи. Один из упоров взаимодействует с толкателем 8 при движении по горизонтальному пути и на подъемах, а второй упор — на спусках. В пунктах остановки тяговый путь поднимается над грузовым, толкатель выходит из зацепления с упором и тележка останавливается. Так как

грузовые тележки не соединены жестко с тяговой цепью, то, применяя на пути, по которому перемещаются грузовые тележки, переводные стрелки, можно вручную или автоматически отводить грузовые тележки на ответвления с основного пути, где над грузом производят технологическую операцию, и затем снова возвращать

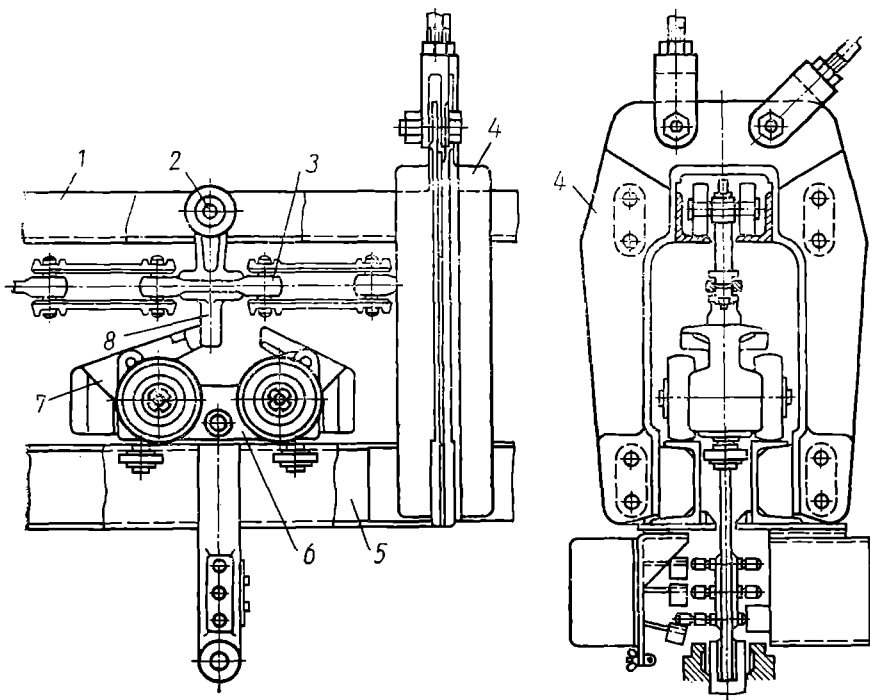


Рис. 257. Ходовая часть толкающего конвейера

на основную трассу для дальнейшего следования. Это позволяет объединить в одну, полностью автоматизированную систему отдельные, даже различные по ритму, транспортные и технологические линии. На местах технологических операций тележка служит перемещающимся стеллажом. На первой операции потока заготовку берут с подвески тележки и после обработки кладут ее снова на подвеску и подталкивают дальше. После последней операции тележка устремляется к входной стрелке, направляющей ее на основную трассу, и затем транспортируется либо на следующий технологический поток для дальнейшей обработки груза, либо на склад.

Толкающий конвейер позволяет без перегрузок осуществлять следующие операции:

переводить тележки с грузом с одного конвейера или приводного участка на другой с помощью автоматических или дистанционно управляемых стрелок или выводить тележку к рабочему месту;

автоматически распределять грузы по складским путям, производя одновременно их сортировку по маркам и размерам; при этом грузы могут храниться на подвесных путях или автоматически разгружаться на стеллажи;

выдавать грузы с подвесных складов в заданном ритме и последовательности с подачей их непосредственно к рабочему месту;

организовывать сборку непосредственно на подвесках конвейера, причем сборка в зависимости от трудоемкости отдельных технологических операций может быть организована как с параллельным, так и с последовательным потоком;

производить перемещение тележек с грузом по вертикали для подачи его к рабочему месту или передачи на конвейерные линии других этажей, что позволяет, например, устанавливать транспортируемую заготовку на станок без каких-либо дополнительных перегрузочных средств;

менять на конвейере расстояние между грузами по технологической необходимости (например, в камере для окраски расстояние должно быть увеличено, а в сушилках в целях экономии площади — уменьшено);

передавать изделие на повторную обработку через возвратную петлю, если при проходе через контрольный пункт оно признано дефектным;

создать вблизи от рабочего места «буферные» подвесные склады, которые, располагаясь под потолком, не занимают производственной площади и в то же время позволяют выравнивать неравномерность подачи заготовок, неизбежную в сложных технологических потоках.

В последние годы широкое применение получили усовершенствованные системы подвесных толкающих конвейеров с автоматическим адресованием груза, позволяющие исключить трудоемкие работы, выполняемые вручную.

К недостаткам толкающих конвейеров следует отнести:

большую, чем у грузонесущего подвесного конвейера, габаритную высоту. Увеличение высоты в ряде случаев достигает 600—700 мм и объясняется наличием двух путей — тягового и грузового, расположенных друг над другом, и штанги для автоматического адресования;

в 2—2,5 раза более высокая масса конструкций, приходящаяся на единицу длины транспортирования, что также объясняется наличием двух путей и двух тележек — тяговой на цепи и грузовой для подвески груза.

Вследствие того что толкающий подвесной конвейер сложнее, тяжелее и дороже подвесного грузонесущего конвейера, его целесообразно применять при сложных технологических процессах, требующих в разных пунктах различных по времени транспортных и технологических операций и автоматической передачи грузов без перегрузки с одной технологической линии на другую, а также для создания многономенклатурных складов, обеспечивающих комплектное питание сборочных поточных линий. При более простых

технологических процессах экономичнее применять грузонесущие подвесные конвейеры.

ВНИИПТМАШ разработал ряд подвесных толкающих конвейеров с грузоподъемностью тележек 12,5; 50; 125; 320; 500; 800 и 1250 кг, со скоростью транспортирования 18—20 м/мин.

Тяговый расчет подвесных грузонесущих и грузотолкающих конвейеров производится общепринятым методом — последовательным суммированием сопротивлений на участках трассы конвейера. Первоначальное натяжение цепи у грузонесущего конвейера принимается равным $S_{\min} = 0,5 \div 1$ кН, а у толкающего $S_{\min} = 1 \div 2$ кН.

Тяговым элементом грузоведущего конвейера служит цепь, снабженная захватом — крюком, толкателем, тягой. Цепь располагается на полу цеха, под полом или на подвесном пути. В грузоведущем подвесном конвейере для транспортирования груза используется тележка, перемещающаяся по полу. Эти тележки, составленные с определенным шагом по всей трассе, можно легко вводить на трассу или выводить с нее. Грузоведущие конвейеры широко применяются для перемещения крупногабаритных и тяжелых грузов в условиях поточного производства на сборочных работах и на технологических линиях. При использовании грузоведущего конвейера, например для сборки автомобилей или тракторов, изделие перемещается на собственном колесном ходу. Скорость движения изделия определяется ритмом технологического процесса и обычно составляет 0,1—6 м/мин, но может достигать 35—40 м/мин. Обычно трассы этих конвейеров горизонтальные или с небольшим (до 10—15%) уклоном, с поворотом в горизонтальной плоскости. Вследствие больших размеров тележек радиусы их поворота достигают 5 м. Этот тип конвейера получил широкое применение на всех объектах, где необходима сортировка и распределение прибывающих штучных грузов (склады, багажные отделения, сортировочные отделения на железнодорожных станциях и т. п.). Эти конвейеры могут транспортировать значительно более тяжелые грузы, чем подвесные грузонесущие и толкающие конвейеры.

Для поддержания необходимого натяжения цепи подвесного конвейера используются специальные натяжные устройства. Силу натяжения можно создать, например, весом груза. Такое устройство (рис. 258, а) состоит из неподвижной рамы 1, по которой на четырех катках перемещается тележка 3 с поворотной звездочкой 2 (или роликовой батареей), служащей для изменения направления движения тяговой цепи. (При больших радиусах поворота ходового пути применение натяжного устройства с роликовой батареей является лучшим решением.) Присоединение поворотного участка пути, расположенного на тележке, с путем 5 конвейерных кареток в цехе осуществляется с помощью раздвижного стыка 4. Для выключения конвейера или включения сигнализации натяжное устройство снабжается конечным выключателем, срабатывающим при прохождении тележкой установленного хода регулировки натяжения. Натяжение цепи может обеспечиваться весом натяж-

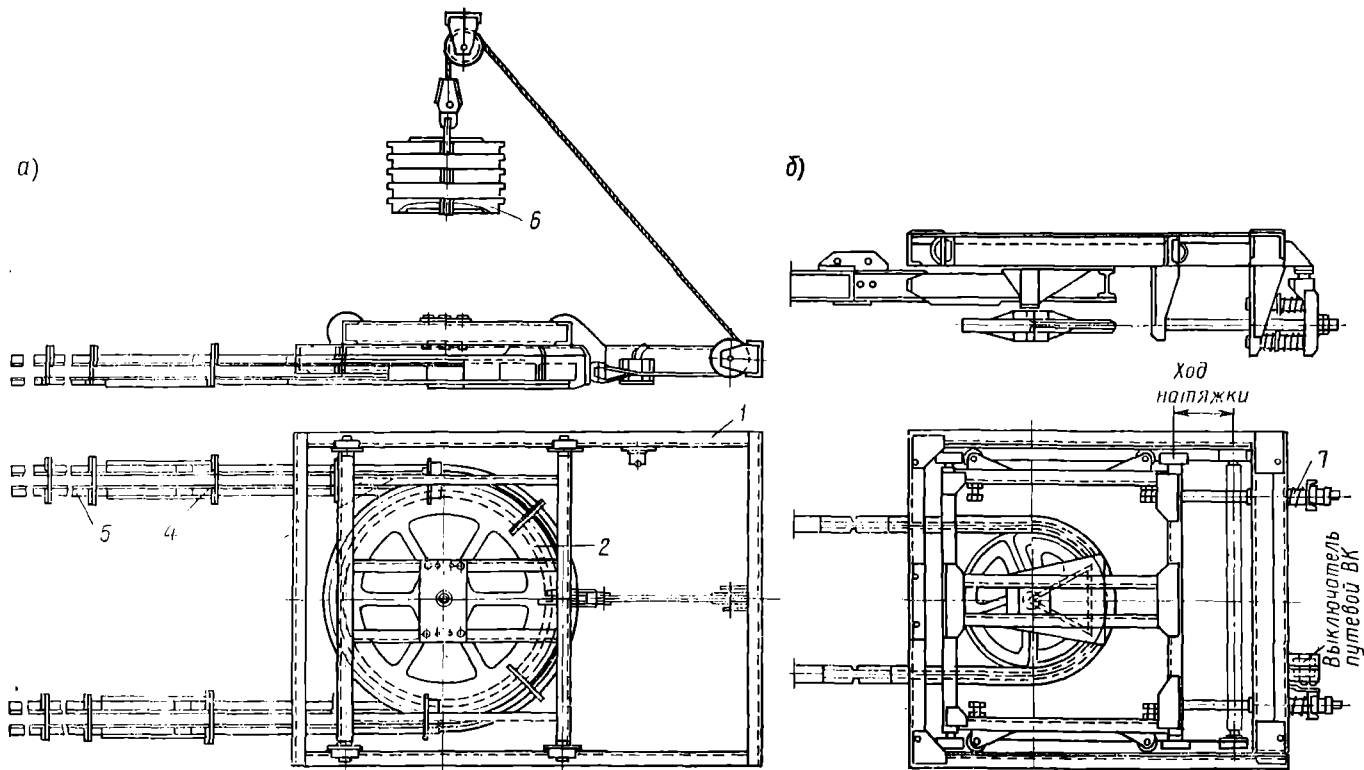


Рис. 258. Натяжное устройство подвесных конвейеров;

а — грузовое, б — пружинно-винтовое

ного груза 6. Натяжение можно регулировать и силой пружин 7 (рис. 258, б), хотя чаще используется грузовое натяжение. Ход натяжного устройства назначают в пределах 200—500 мм в зависимости от шага тяговой цепи (или длины отдельных ее неразборных секций). Для тяжелых и длинных цепных конвейеров рекомендуется применять пружинно-винтовые натяжные устройства, способст-

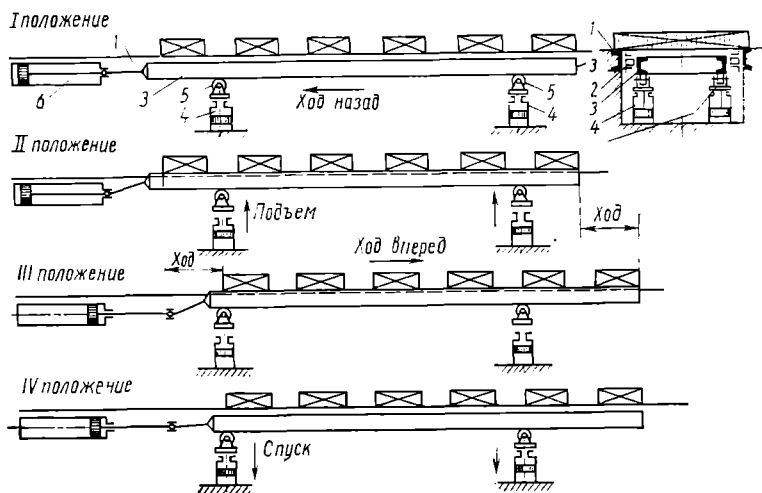


Рис. 259. Схема работы шагающего конвейера

вующие уменьшению динамических усилий в элементах конвейера.

В различных областях народного хозяйства находят широкое применение *шагающие* конвейеры, осуществляющие перемещение штучных изделий к соответствующему технологическому оборудованию. Шагающий конвейер (рис. 259) состоит из неподвижной рамы 1, опирающейся на фундамент, и подвижной рамы 3, центрируемой роликами 2 и опирающейся на ролики 5, снабженной также приводами подъема 4 и передвижения 6. Грузы устанавливаются на неподвижной раме с определенным шагом (положение I). При подъеме подвижной рамы грузы приподнимаются над неподвижной рамой на 10—20 мм (положение II). Затем включается привод передвижения и подвижная рама вместе с грузами перемещается на один шаг вперед, устанавливая грузы на следующую рабочую позицию (положение III). Затем следует опускание подвижной рамы, при котором грузы опускаются и устанавливаются на неподвижную раму (положение IV), а подвижная рама опускается еще ниже и перемещается обратно в исходное положение. Длина горизонтального хода рамы колеблется от 2 до 3 м, вертикальный ход равен 30—50 мм.

Заготовки, требующие обработки, либо закрепляются в приспособлениях, перемещающихся по направляющим и закрепляемых на отдельных позициях, либо приспособления имеются на каждой

позиции, и заготовка перемещается отдельно от них. Перед первой установкой должна быть обработана базовая поверхность детали, на которую она и устанавливается.

Функции обслуживающего персонала на автоматических линиях сводятся к подаче заготовки на первую позицию конвейера. Шагающие сборочные конвейеры являются удобным транспортным средством, так как в период возвращения подвижной рамы можно производить технологические операции. Вследствие прерывистого характера движения конвейера время пребывания груза в неподвижном состоянии может быть любым — в соответствии с требуемой длительностью технологической операции. Управление работой конвейера может быть автоматизировано. Средняя скорость перемещения грузов на таком конвейере принимается достаточно высокой (до 10 м/мин), но к зажимным приспособлениям заготовка должна подойти с малой скоростью, чтобы она могла точно встать на фиксирующие штифты. Для создания переменной скорости движения с плавным замедлением в конце хода применяют кулисные механизмы или специальные пневмо- или гидроприводы.

Приводы цепных конвейеров. Приводы со звездочкой устанавливают обычно на повороте трассы конвейера. При выборе места расположения привода следует стремиться уменьшать максимальное натяжение тягового элемента, которое определяют методом обхода конвейера по контуру движения тягового элемента с построением диаграмм натяжений. Наиболее удобно привод размещать в конце тяжело нагруженных участков конвейера. Для уменьшения износа цепи необходимо, чтобы тяговый элемент проходил участки трассы, имеющие большое число перегибов и поворотов, с минимальным натяжением. Тогда потери будут наименьшими. Для конвейеров с простой формой трассы (горизонтальных, пологонаклонных) наиболее выгодно располагать привод в конце рабочей ветви. У конвейеров с более сложными трассами местоположение привода определяют анализом нескольких вариантов распределения натяжения тягового элемента, определенного методом обхода по контуру так же, как и для ленточных конвейеров. При расчете задаются минимальным натяжением цепи в пределах 1—3 кН (при расчете скребкового конвейера минимальное натяжение цепи принимается равным 3—10 кН, для подвесных конвейеров — 0,5—1 кН). Окружная сила (в ньютонах) на приводной звездочке равна

$$F = \frac{1000P}{v} \eta,$$

где P — мощность двигателя привода, кВт; v — окружная скорость на начальном диаметре звездочки, м/с; η — КПД привода.

Для подвесных конвейеров широко применяют угловые приводы. Этот привод (рис. 260) состоит из двигателя 1, соединенного с редуктором 2 типа КДВ, на выходном валу которого расположена приводная звездочка 3, находящаяся в зацеплении с тяговой цепью конвейера.

Гусеничный привод (рис. 261) в отличие от привода со звездочкой располагают на прямолинейном участке трассы. Он состоит из приводной звездочки 1 и натяжной звездочки 2, соединенных (гусеничной) цепью 3 с упорами 4, изготовленными из легированной и термообработанной до высокой твердости стали; упорного (направляющего) рельса 5 и роликовой батареи 6. При вращении

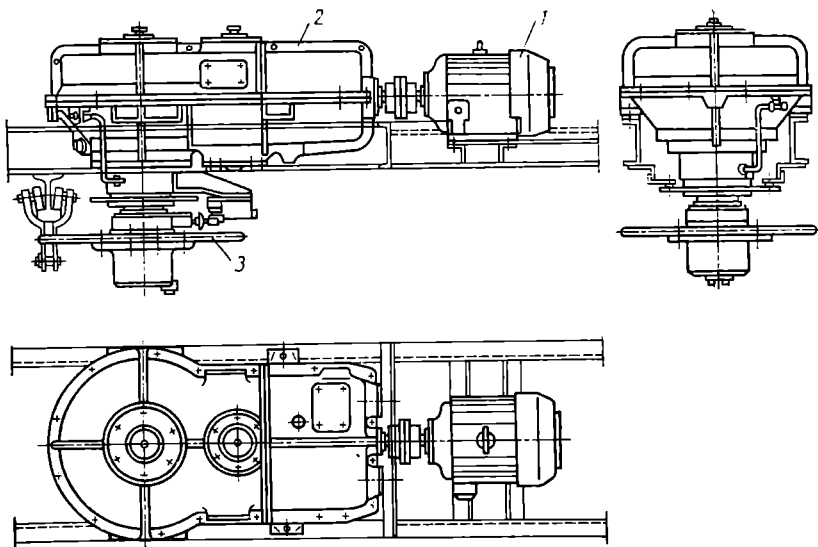


Рис. 260. Угловой привод

приводной звездочки 1 упоры приводной цепи 3 входят в зацепление с элементами цепи 7 конвейера, благодаря чему и осуществляется приведение конвейера в движение. Наличие упорного рельса 5 и роликовой батареи 6 обеспечивает прямолинейное движение цепей.

Преимущества гусеничного привода, обуславливающие предпочтительность его применения, следующие: привод устанавливается на прямолинейном участке трассы конвейера, поэтому при проектировании легче подобрать наиболее рациональное место его установки, что особенно важно для многоприводных конвейеров. В месте привода могут проходить грузы любых размеров, поэтому диаметр звездочек гусеничного привода не связан с габаритами груза и выбирается лишь из условий допустимых динамических нагрузок цепи. Приводные звездочки гусеничного привода имеют значительно меньший диаметр, чем звездочки углового привода, а следовательно, меньший крутящий момент на их валу и меньшие размеры элементов механизма привода. Это, в свою очередь, ведет к тому, что для обеспечения той же скорости движения ходовой части конвейера при гусеничном приводе требуется меньшее передаточное

число приводных механизмов. Характер передачи тяговой силы от упора гусеничной цепи к шарниру тяговой цепи более благоприятен, чем у угловых приводов, поскольку сила на упоры гусеничной цепи нарастает плавно и не происходит поворота звена тяговой цепи относительно упора и валика цепи, поэтому в гусеничном приводе меньше износ тяговой цепи. Недостатками гусеничного привода являются его более высокая стоимость и быстрое изнашивание упоров.

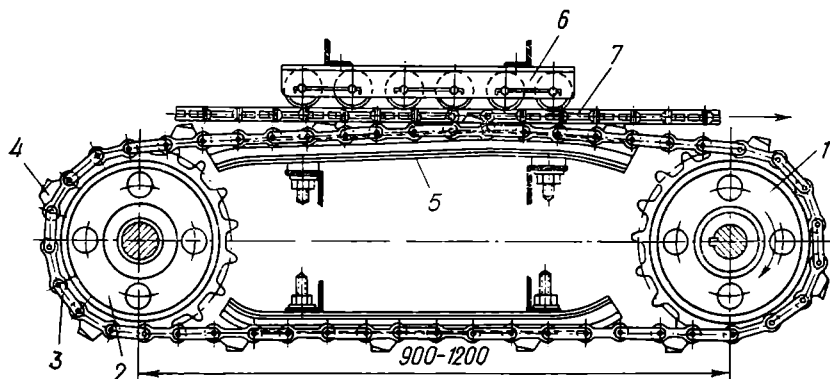


Рис. 261. Гусеничный привод

В конвейерах, имеющих большую протяженность и большие нагрузки, для уменьшения натяжения цепи применяют многодвигательные приводы, т. е. на одном конвейере устанавливают несколько приводов, двигатели которых работают согласованно (см. рис. 221, д).

Загрузочно-разгрузочные устройства. Загрузку и разгрузку *подвесных конвейеров* можно производить на ходу конвейера в любых точках трассы. Эти операции выполняют либо вручную, либо с помощью специальных приспособлений, обеспечивающих их автоматизацию. Ручную загрузку применяют при транспортировании легких, а также разных по форме грузов. Если конвейер предназначен для перемещения груза одного определенного вида, то можно применять полуавтоматическую загрузку и разгрузку, где требуется человек, наблюдающий за ходом операции, и автоматическую, осуществляемую без применения труда человека. Обычно загрузку и разгрузку конвейера производят на ходу конвейера при скорости не более 10—15 м/мин.

При автоматической загрузке изделия захватываются специальными подхватами (рис. 262, а) с гребенчатого плоского или роликового стола: лапы захватов подвесного конвейера входят между гребенками стола и, поднимаясь, захватывают груз. Этот способ нашел широкое применение для погрузки ящиков, бочек, тюков и других грузов. Если грузы имеют центральное отверстие (автопокрышки, бунты, проволоки и т. п.), то они могут захватываться

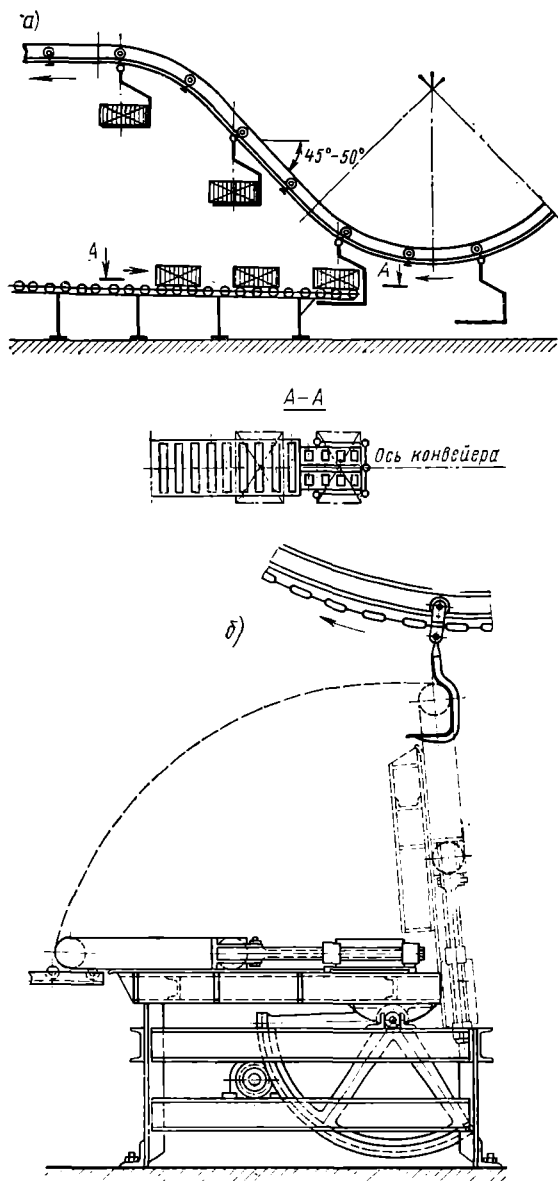


Рис. 262. Загрузка подхватов подвешенного конвейера:

а — с гребенчатого стола; б — подъемно-поворотным столом

также с ленточного или цепного конвейера. Иногда автоматическая загрузка производится с помощью подъемно-поворотного стола (рис. 262, б): грузы конвейером роликового или другого типа подаются к захвату подъемно-поворотного стола, поднимаются им в вертикальное положение, удобное для захвата.

Автоматическую разгрузку подвесного конвейера можно производить с подвески на наклонную плоскость или на роликовый конвейер (рольганг) с помощью отклонения подвески.

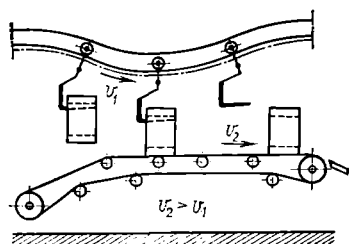


Рис. 263. Разгрузка подвесного конвейера на ленточный конвейер

В этом случае подвески снабжают роликами, а место разгрузки — криволинейными направляющими. Ролики подвесок скользят по направляющим, отклоняют подвеску и грузы соскальзывают с нее. Пройдя направляющие, подвески восстанавливают свое рабочее положение. Среди большого числа разнообразных способов автоматической разгрузки можно отметить разгрузку с помощью дополнительного разгрузочного конвейера.

При этом способе разгрузки под подвесным конвейером в месте разгрузки устанавливают ленточный или пластинчатый цепной конвейер, имеющий скорость движения тягового элемента v_2 на 30—40% выше скорости v_1 подвесного конвейера (рис. 263). Трасса подвесного конвейера опускается над разгрузочным конвейером вниз, грузы ложатся на ленту разгрузочного конвейера и снимаются с подвесок.

Один из способов автоматической загрузки ковша подвесного конвейера сыпучим грузом показан на рис. 264, а. Здесь непрерывно работающий конвейер 1 подает материал в лоток-бункер 2. При подходе ковша 4 к месту загрузки срабатывает конечный выключатель 5, что вызывает опускание затвора 3 с помощью пневматического цилиндра 6 и пересыпание груза с лотка 2 в ковш 4. Когда ковш минует место загрузки, затвор 3 снова перекрывает лоток до подхода следующего ковша. Разгрузка ковшей 1 (рис. 264, б) может производиться от воздействия адресного пальца на приемник адреса 2, благодаря чему включается в работу механизм 3 освобождения ковшей. Так как ковш прикреплен к подвеске шарнирно и с эксцентриситетом, то при выдвигении фиксирующего штифта ковш переворачивается и груз высыпается в приемный бункер.

Во избежание поломок механизмов конвейера и его ходовой части из-за случайных перегрузок или задевания подвеской за какую-нибудь находящуюся вблизи неподвижную конструкцию приводная звездочка снабжается предохранительным устройством (муфтой предельного момента или срезающимися штифтами), срабатывающим при увеличении расчетной тяговой силы на 25%. Одновременно происходит выключение привода конвейера. Для предупреждения от скатывания вниз кареток, находящихся на наклонных или вертикальных участках высотой более 1 м, при обрыве

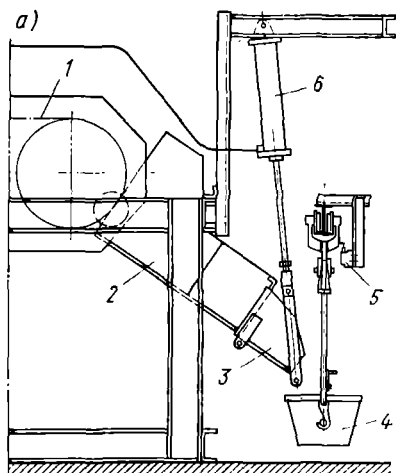
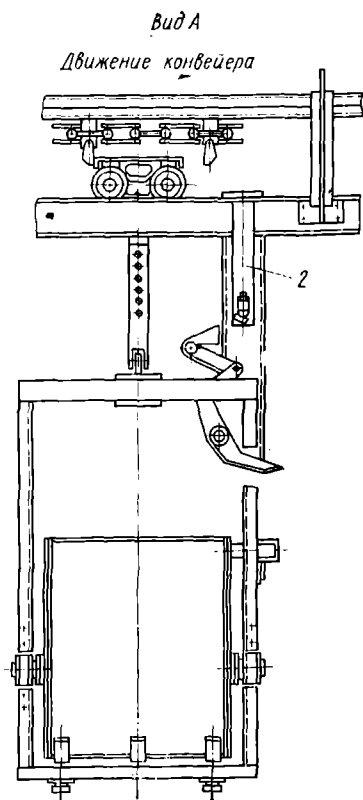
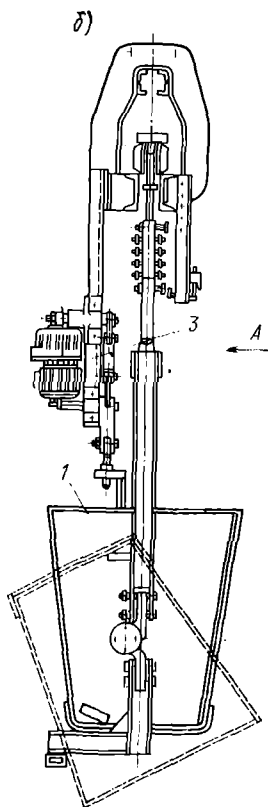


Рис. 264. Автоматическая загрузка (а) и разгрузка (б) ковшей подвешенного конвейера



или разъединении звеньев цепи подвесные конвейеры снабжаются специальными ловителями, захватывающими и останавливающими тяговый орган.

§ 46. Сопротивления движению цепного конвейера

Сопротивление ходовых катков на прямолинейном участке. Силу сопротивления ходовых катков цепного конвейера можно выразить формулой $F = c \Sigma G$, где ΣG — общая нагрузка на катки; $c = \frac{f d_1 + 2\mu}{d_k} k_p$ коэффициент сопротивления движению, отнесенный к весу всех движущихся частей конвейера и груза; f и μ — соответственно коэффициент трения в цапфах и трения качения катков цепи по направляющим (см. § 28); $k_p = 1,1 \div 1,4$ — коэффициент трения реборд катков по направляющим; d_1 — диаметр оси катка; d_k — диаметр ходового катка; при скольжении стальных цепей по стальным направляющим при слабой смазке или без смазки $c = 0,25 \div 0,35$, для подвесных конвейеров $c = 0,015$ — при легких, $c = 0,02$ — при средних и $c = 0,027$ — при тяжелых условиях работы (см. табл. 37). При температуре окружающей среды ниже 0°C и применении морозостойкой смазки значения коэффициента сопротивления увеличивают в 1,5 раза.

Нагрузка на катки складывается из погонной нагрузки от массы груза q и массы q_0 цепи и рабочих элементов, перемещающихся вместе с цепью (катки, скребки, пластины и т. п.):

$$\Sigma G = (q + q_0) gl.$$

Для *пластинчатых конвейеров с неподвижными бортами* (см. рис. 246, в) необходимо учитывать дополнительное сопротивление от трения груза по неподвижным бортам:

$$F_{rp} = f h^2 \rho k l,$$

где f — коэффициент трения груза о борт; h — рабочая высота борта; ρ — насыпная плотность груза; l — длина бортов; $k = (v^2 + 1,2) / (1 + \sin \varphi)$ — коэффициент, учитывающий уменьшение горизонтального давления груза на борт вследствие наличия внутреннего трения между частицами груза; v — скорость движения полотна конвейера, м/с; φ — угол естественного откоса в движении (см. § 42).

Для *скребковых конвейеров* коэффициент сопротивления перемещения груза по желобу, обусловливаемый трением груза о дно и стенки желоба, принимается равным $c \approx 1,1 f$, где f — коэффициент трения груза по желобу (для крупнокускового угля принимают $c = 0,7 \div 1$; для угольной мелочи и пыли $c = 0,6 \div 0,7$). Коэффициент сопротивления движению цепи со скребками и ходовыми катками на подшипниках скольжения $c = 0,1 \div 0,13$ в зависимости от условий работы. Для цепей без катков (перемещающихся скольжением) $c = 0,25 \div 0,4$.

Сопротивление на разгрузочном участке *ковшового конвейера* может быть определено по приближенной зависимости

$$F_{\text{разг}} = 2(m_k + qt_k)gf_y,$$

где m_k — масса ковша; t_k — шаг расположения ковшей; q — погонная масса транспортируемого груза, определяемая по уравнению (65); f_y — коэффициент трения криволинейного упора ковша по направляющей.

Сопротивление сил трения в опорах звездочек. Его определяют так же, как и сопротивление сил трения в опорах барабанов ленточных конвейеров: $F_{\text{зв}} = Nfd_0/D_{\text{зв}}$, где N — результирующая сила, действующая на опоры вала звездочек (определяется как геометрическая сумма сил натяжения T_1 и T_2 ветвей цепи и силы тяжести блока звездочек с валом); $D_{\text{зв}}$ — начальный диаметр звездочек, d_0 — диаметр цапфы вала; f — коэффициент трения в цапфах.

Практически сила трения на оси звездочек составляет 3—5% натяжения набегающей ветви цепи, т. е.

$$F_{\text{зв}} = (0,03 \div 0,05) T_1.$$

Сопротивление шарниров цепи. При набегаании на звездочку звено цепи a (рис. 265) занимает положение a_1 . При этом в шарнире звено поворачивается относительно другого звена на угол α_0 . При выпрямлении цепи после обегания звеном звездочки происходит разгибание звеньев и поворот снова на угол α_0 . При натяжении набегающей ветви T_1 работа сгибания звеньев равна

$$A_{\text{сг}} = T_1 f \frac{d}{2} \alpha_0,$$

где f — коэффициент трения в шарнире: обычно $f = 0,2 \div 0,3$; d — диаметр шарнира.

Работа разгибания звеньев при натяжении сбегающей ветви T_2 равна

$$A_{\text{р}} = T_2 f \frac{d}{2} \alpha_0.$$

Полная работа сопротивления шарниров

$$A_{\text{с}} = A_{\text{сг}} + A_{\text{р}} = (T_1 + T_2) f \frac{d}{2} \alpha_0.$$

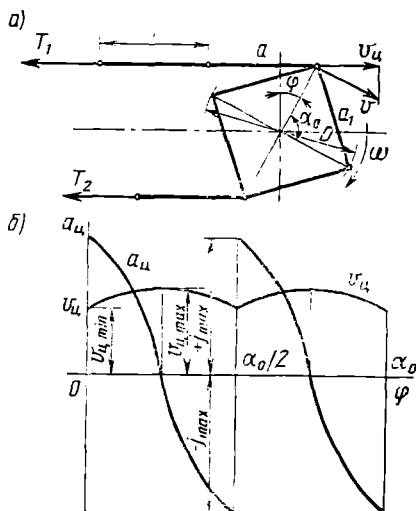


Рис. 265. Схема определения потерь и динамических сил в цепи:

a — схема движения цепи; b — изменение скорости $v_{\text{ц}}$ и ускорения $a_{\text{ц}}$ цепи

Такую же работу производит фиктивная сила сопротивления $F_{ш}$, приложенная к начальному диаметру звездочки:

$$A_c = F_{ш} \frac{D_{зв}}{2} \alpha_0.$$

Тогда $F_{ш} = (T_1 + T_2) f d / D_{зв}$. Принимая с некоторым допущением $T_1 \approx T_2$, получаем

$$F_{ш} = \frac{2T_1 f d}{D_{зв}}.$$

При определении силы сопротивления шарниров не учтено сопротивление трения наружной поверхности ролика о зубья звездочки. Поэтому в последней формуле необходимо заменить коэффициент трения f в шарнире приведенным коэффициентом трения f_0 , учитывающим трение ролика о зубья звездочки:

$$F_{ш} = \frac{2T_1 f_0 d}{D_{зв}},$$

где $f_0 = 0,5 \div 0,6$.

При приближенных расчетах общую силу сопротивления на звездочке с учетом трения на оси звездочки в шарнирах цепи можно определить по зависимости

$$F_{зв} = k T_1,$$

где $k = 0,05$ при угле обхвата звездочки цепью около 90° и $k = 0,07$ при угле обхвата около 180° .

Динамические силы в цепном конвейере. Работа цепных конвейеров отличается от ленточных наличием динамических сил, появляющихся в результате неравномерной скорости движения цепи из-за пульсирующего характера изменения расстояния от центра вращения звездочки до продольной оси цепи. Динамические силы тем больше, чем больше шаг цепи и скорость ее движения, чем меньше число зубьев приводной звездочки и чем больше движущиеся массы груза и самого конвейера. Эти силы не только увеличивают нагрузку в тяговом органе, но вследствие цикличности их приложения вызывают в цепях усталостные явления. При скорости до $0,2$ м/с динамические силы можно не учитывать.

Имея в виду требования компактности привода, в цепных конвейерах число зубьев звездочек принимают равным $6-13$. При постоянной угловой скорости ω приводной звездочки ее окружная скорость также постоянна и равна $v = \omega D/2$, а горизонтальная скорость движения цепи (рис. 265, б) изменяется по закону

$$v_{\text{н}} = \omega \frac{D}{2} \cos \varphi.$$

Ускорение цепи

$$a_{\text{н}} = \frac{dv_{\text{н}}}{dt} = -\frac{D}{2} \sin \varphi \frac{d\varphi}{dt} = -\omega^2 \frac{D}{2} \sin \varphi.$$

Максимальное ускорение возникает при $\varphi = \pm \alpha_0/2$:

$$a_{ц\max} = \pm \omega^2 \frac{D}{2} \sin \frac{\alpha_0}{2} \quad (69)$$

Когда зуб звездочки входит в соприкосновение с шарниром цепи, то ускорение мгновенно возрастает от $-a_{ц\max}$ до $+a_{ц\max}$, т. е. его изменение равно $2a_{ц\max}$, и динамическая сила в этот момент равна $2ma_{ц\max}$, где m — приведенная масса движущихся частей конвейера и груза:

$$m = (q + q_0)L + \psi q_{вр},$$

где q — погонная масса груза, q_0 — погонная масса поступательно движущихся элементов конвейера; $q_{вр}$ — масса вращающихся элементов конвейера; $\psi = 0,5 \div 0,9$ — коэффициент приведения массы, учитывающий, что окружная скорость различных частей вращающихся масс отличается от окружной скорости v .

Изменения натяжения, вызываемые мгновенно приложенной нагрузкой, принимают равными натяжению от двойной статической нагрузки. Тогда расчетную динамическую силу с учетом силы инерции, равной $ma_{ц\max}$ (при $t=t_0$) и направленной в сторону движения, принимают равной

$$F_{дин} = 4ma_{ц\max} - ma_{ц\max} = 3ma_{ц\max}.$$

Так как $\omega = \pi n/30$, а $n = 60 v_{ц}/z t_{ц}$ и $\sin \alpha_0/2 = t_{ц}/D$, то после подстановки этих выражений в уравнение (69) получаем

$$a_{ц\max} = \frac{2}{t_{ц}} \left(\frac{\pi v_{ц}}{z} \right)^2$$

Следовательно, максимальное ускорение и динамическая сила при одинаковом шаге цепи $t_{ц}$ и числе зубьев звездочки z прямо пропорциональны квадрату скорости цепи.

Динамическая сила (в ньютонах) равна

$$F_{дин} = \frac{6m}{t_{ц}} \left(\frac{\pi v_{ц}}{z} \right)^2,$$

где m выражена в килограммах; $t_{ц}$ — в метрах; $v_{ц}$ — в метрах в секунду.

Полная расчетная сила, действующая на цепь, равна

$$T_{расч} = F_{расч} + F_{дин}.$$

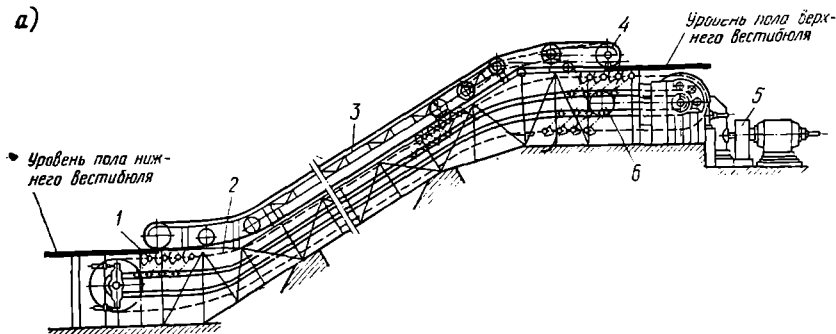
Для устранения или уменьшения неравномерности движения цепи, а следовательно, для снижения динамических сил применяют специальные уравнивательные механизмы, обеспечивающие неравномерную угловую скорость приводной звездочки при постоянной частоте вращения вала двигателя. Для этого используются, в частности, некруглые зубчатые колеса или дополнительные короткозвенные цепные передачи.

Для предохранения элементов механизма от случайной перегрузки в процессе работы привод цепного конвейера следует снабжать предохранительным устройством (муфтой максимального момента).

§ 47. Эскалаторы

Специальным видом цепного конвейера, предназначенного для транспортирования пассажиров с одного уровня на другой, являются эскалаторы (рис. 266), представляющие собой наклонные конвейеры, несущими элементами в которых являются специальные ступени 1, укрепленные с обеих сторон на тяговых цепях 2.

а)



б)

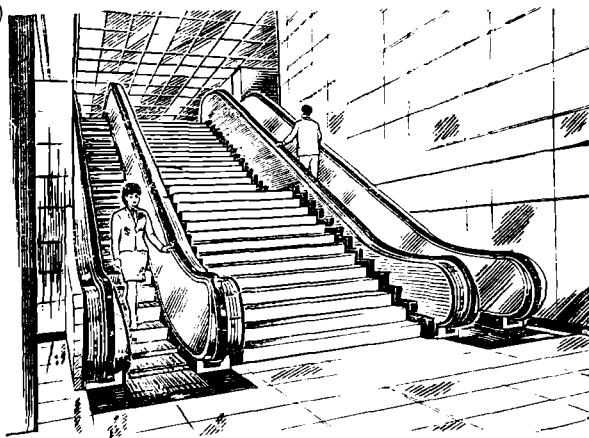


Рис. 266. Эскалатор:

а — схема; б — общий вид

Каждая ступень имеет четыре катка, перемещающихся по направляющим путям. Эскалаторы широко используются в метрополитенах и в общественных, торговых и административных зданиях. Опыт эксплуатации эскалаторов показывает, что скорость движения полотна может составлять 0,5—1 м/с в зависимости от места

установки эскалатора и от характера пассажиропотока. Так, в метрополитене скорость несколько больше (0,7—1 м/с), чем в зданиях с небольшой высотой подъема (0,5—0,75 м/с). Большое внимание при проектировании эскалаторов уделяется вопросам ограничения замедлений при остановках и ускорениях при пуске, так как эти параметры влияют на самочувствие пассажиров и на безопасность эксплуатации. При пуске эскалатора ускорения не должны превышать 0,6 м/с² в первый момент и 0,75 м/с² в остальное время разгона. Замедление при торможении рабочими тормозами при движении вниз не должно быть более 0,6 м/с², а при движении вверх — более 1 м/с². При торможении аварийным тормозом замедление не должно превышать 2 м/с². Устойчивость пассажиров на полотне эскалатора зависит главным образом от скорости изменения ускорения или замедления (так называемого рывка), оказывающей физиологическое воздействие на пассажира.

Производительность эскалатора, численно равная числу пассажиров, перемещаемых в течение 1 ч работы, определяется по зависимости

$$Q = 3600 \frac{nv}{t_{\text{ст}}} \varphi,$$

где $t_{\text{ст}}$ — шаг ступени, м; n — число пассажиров на одной ступени; v — скорость движения полотна эскалатора, м/с; φ — коэффициент заполнения полотна: $\varphi = 0,75 \div 0,8$ — для пассажиропотока обычной интенсивности и $\varphi = 1 \div 1,1$ — в часы пик.

Хотя формула показывает прямую пропорциональность производительности от скорости, на самом деле изменение скорости приводит к изменению коэффициента заполнения полотна пассажирами. На основании опытных данных [16] $\varphi = 0,6(2-v)$.

Для отечественных эскалаторов угол наклона к горизонту принят равным 30°. Ширина ленточного полотна может быть равна 1000, 660 и 625 мм.

Как правило, эскалаторы работают в непрерывном режиме с большим коэффициентом использования в течение суток. Поэтому к приводу эскалатора предъявляются повышенные требования в отношении прочности и износостойкости деталей. Привод эскалатора 5 (рис. 266, а) состоит из электродвигателя, передаточного механизма, рабочих и аварийных тормозов, соединительных муфт. Свободный конец вала электродвигателя или входного вала передаточного механизма соединяется дополнительной передачей с устройством вспомогательного привода, используемого при ревизиях и ремонтах. В основу расчета привода и ходовой части эскалатора положен метод обхода трассы по участкам для случая работы эскалатора на подъем и на спуск (с нагрузкой и без нее).

Несотъемлемой частью эскалатора является поручневое устройство 3 (рис. 266, а). Поручень представляет собой склеенную из полос высококачественных тканевых прокладок С-образную ленту, охватывающую направляющую поручня. Поверхность ленты с наружной стороны покрыта слоем резины. На верхней (рабочей) вет-

ви поручень движется по направляющим фасонного профиля. Ведущим блоком 4 поручневого устройства является концевой блок приводной станции, обод которого для лучшего сцепления с поручнем футеруется резиной. Натяжное устройство 6 поручня располагается на холостой ветви и состоит из неподвижной направляющей, натяжного блока, установленного на подвижной каретке, направляющей каретки и грузового натяжного устройства.

Эскалатор оборудуют рядом предохранительных устройств, останавливающих его в случае повреждения или угрозы повреждения. Эти устройства срабатывают при подъеме ступеней перед гребенками входа и выхода, обрыве или внезапной вытяжке поручня, увеличении скорости эскалатора на 25% выше номинальной и внезапном изменении направления движения, отключении питания катушек электромагнитов рабочих тормозов или гидротолкателей и неразмыкании тормозов при пуске.

Привод эскалатора должен быть оборудован одним или двумя одновременно и автоматически действующими *рабочими тормозами* нормально замкнутого типа, расположенными на входном валу редуктора, и одним или двумя также одновременно и автоматически действующими *аварийными тормозами*, расположенными на главном приводном валу. Рабочие тормоза должны срабатывать при отключении электродвигателя главного или вспомогательного приводов, обеспечивая замедления, не превышающие регламентированных правилами Госгортехнадзора, при этом тормозная сила рассчитывается из условия удержания двойной эксплуатационной нагрузки.

Аварийные тормоза должны действовать при увеличении скорости полотна на 30% по отношению к номинальной скорости движения или при самопроизвольном изменении направления движения полотна, работающего на подъем, обеспечивая указанные замедления. Эти тормоза должны действовать автоматически при любом нарушении кинематической связи в приводе между валом двигателя и главным валом эскалатора и должны затормозить лестничное полотно при движении его на спуск.

Действительная эксплуатационная погонная нагрузка, отнесенная к 1 м длины полотна эскалатора

$$G_3 = q_1 \frac{AB}{t_{ст}} \varphi g;$$

где q_1 — масса, приходящаяся на 1 м² площади ступени (по данным [16] $q_1 = 325$ кг/м²); A — глубина ступени; B — ширина ступени; $t_{ст}$ — шаг ступеней; φ — коэффициент заполнения полотна.

Пусковые и тормозные характеристики эскалаторов проверяются по максимальной нагрузке

$$G_{3,м} = 1,35 G_3,$$

где 1,35 — коэффициент перегрузки.

Наиболее благоприятно сказывается на ощущениях пассажиров торможение, когда замедление с начала торможения плавно воз-

растает, а затем постоянно и плавно убывает к концу процесса. При проектировании можно рекомендовать трапецевидную диаграмму изменения тормозного момента.

§ 48. Элеваторы

Элеваторы — это транспортирующие устройства, перемещающие груз в вертикальном или близком к вертикальному направлении (рис. 267). У наклонных элеваторов рабочая ветвь движется по опорным роликам (рис. 267, б) или специальным направляющим

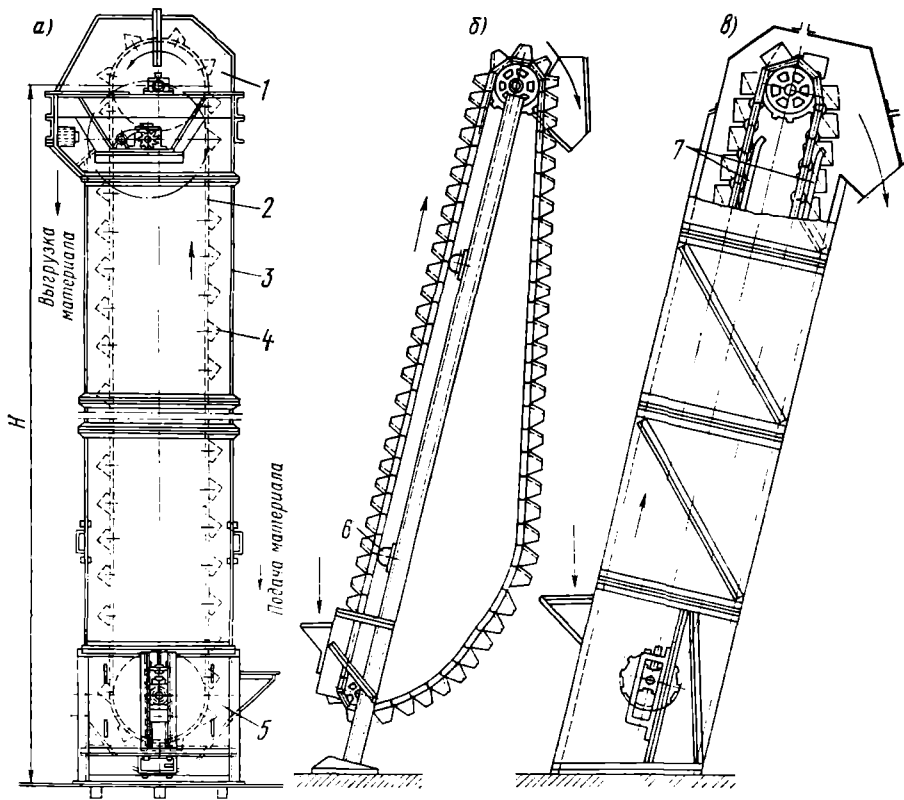


Рис. 267. Ковшовые элеваторы:

а — вертикальный; б — наклонный со свободно свисающей холостой ветвью; в — наклонный с поддерживаемой обратной ветвью: 1 — головка элеватора с приводом; 2 — тяговый элемент; 3 — кожух; 4 — ковш; 5 — нижняя часть элеватора с натяжным устройством; б — поддерживающие ролики; 7 — направляющие пути

путям (рис. 267, в). Холостая ветвь или свободно свисает, или также движется по поддерживающим устройствам. Наиболее широкое распространение получили вертикальные элеваторы, более простые по устройству и не требующие кожуха сложной формы или наличия специальных поддерживающих устройств для холостой ветви.

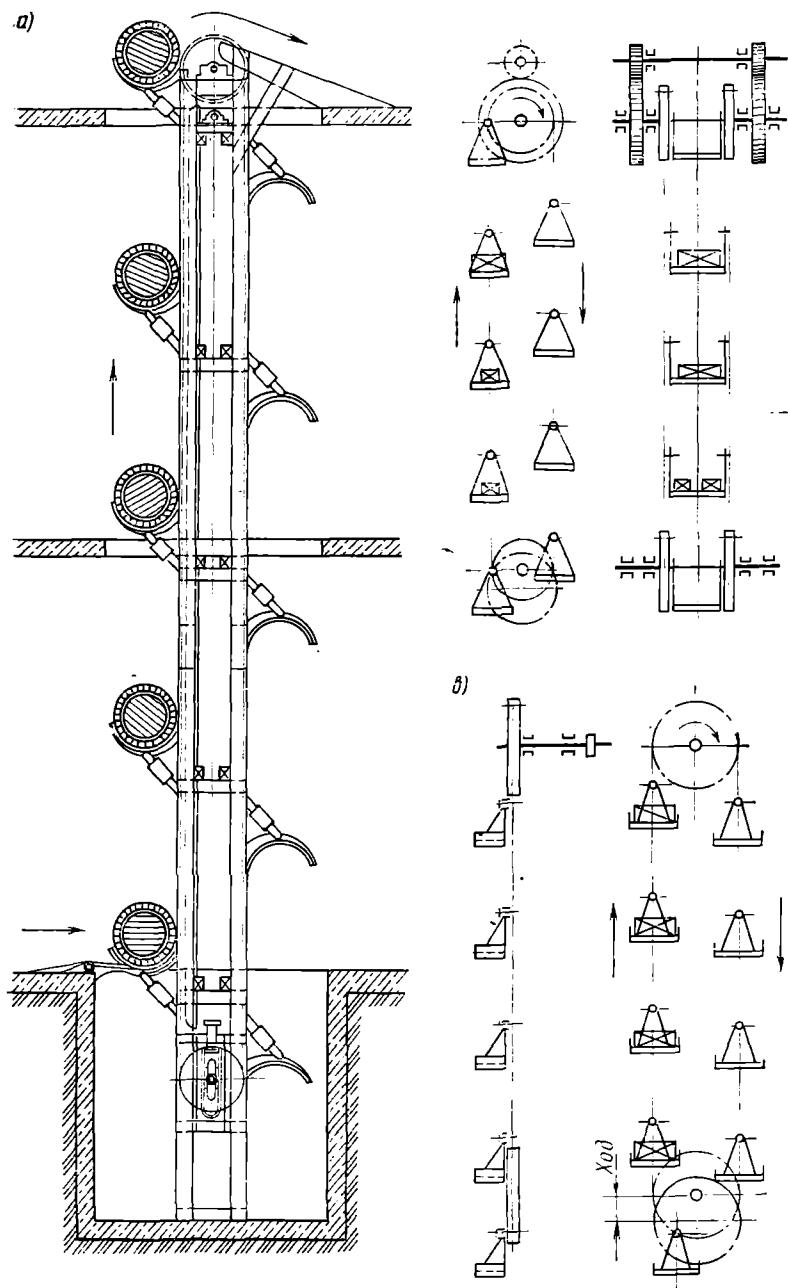


Рис. 268. Элеваторы:

а — с полками для бочек; б — люлечный с двусторонней подвеской; в — люлечный с консольной подвеской

Тяговым элементом элеваторов может служить цепь или резиноканевая конвейерная лента. Для транспортирования, например, легкосыпучих грузов применяют конвейерную ленту, допускающую большие скорости перемещения (до 3,5 м/с). При большой высоте подъема и для транспортирования крупнокусковых, грубых, а также горячих грузов применяют цепи. Скорость движения при целом тяговом элементе обычно не превышает 1,25 м/с.

Перемещение сыпучего груза осуществляется ковшами; для транспортирования штучных грузов (ящиков, кип, рулонов, бочек, книг и т. д.) широко применяют элеваторы с полками, жестко связанными с цепью (рис. 268, а), и люлочные элеваторы (рис. 268, б, в) с различными типами люлек (подвесками). Ковшовые элеваторы применяются в зернохранилищах, на предприятиях по произ-

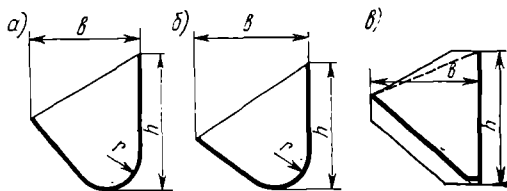


Рис. 269. Элеваторные ковши

водству строительных материалов, продуктов питания и т. п. Они имеют относительно малые размеры в поперечном сечении, обеспечивают подачу груза на большую высоту (до 60 м) при большом диапазоне объемной производительности (5—500 м³/ч).

В зависимости от типа сыпучего груза и его склонности к слеживанию применяют различные виды ковшей. Глубокие ковши (рис. 269, а) применяют для транспортирования легкосыпучих, неслеживающихся грузов, например зерна. Мелкие ковши (рис. 269, б) имеют крутой обрез кромки и малую глубину, что способствует их лучшему опорожнению при разгрузке. Их применяют для транспортирования влажных слеживающихся плохосыпучих насыпных грузов. Цилиндрическое днище, изогнутое по радиусу r , также способствует лучшему опорожнению. Глубокие и мелкие ковши применяют на элеваторах с расставленными ковшами, т. е. когда шаг крепления ковшей больше их высоты h . Ковши выполняют из листовой стали сварными или штампованными. Иногда их отливают из ковкого чугуна или изготавливают из пластмассы. Способы крепления ковшей к тяговому элементу показаны на рис. 270.

Загрузку ковшей элеваторов производят, либо засыпая груз через загрузочное отверстие (рис. 271, а), либо зачерпывая его из нижней части элеватора (рис. 271, б). Загрузку зачерпыванием применяют для таких грузов, которые не создают значительного сопротивления зачерпыванию (пылевидные и мелкозернистые грузы). Крупнокусковые и абразивные грузы засыпают непосредственно в ковши. Ширина ковша b (см. рис. 269) при транспортировании кусковых грузов зависит от размеров частиц и обычно принимается по условию $b \geq ka$, где коэффициент $k=2 \div 2,5$ — для рядовых грузов и $k=4 \div 5$ — для сортированных грузов с максимальным размером куска, равным a .

Разгрузка ковшей элеваторов при больших скоростях происходит путем выбрасывания груза из ковшей в верхней точке элеватора под действием центробежной силы (рис. 271, *в*). При меньших

скоростях выбрасывания не происходит и груз высыпается из ковшей при обегании ими верхней звездочки. В этом случае необходимо отклонить холостую ветвь элеватора (рис. 271, *г*), чтобы можно было подставить под груз приемный лоток или же сделать элеватор наклонным. При необходимости высыпать груз на тихоходном элеваторе без отклонения ковшей применяют ковши с бортовыми направляющими (см. рис. 269, *в*), передняя стенка которых служит желобом для груза, высыпаемого из следующего ковша (рис. 271, *д*). Ковши с бортовыми направляющими применяют только при сомкнутом их расположении на тяговом элементе.

Характер разгрузки ковшей элеваторов зависит от скорости движения ковшей и диаметра приводного барабана или звездочки элеватора. Когда ковш с грузом начинает поворачиваться вокруг барабана, то на груз кроме силы тяжести $G = mg$ действует центробежная сила $C = mv^2/r$ (рис. 272), где v — скорость движения центра тяжести груза в ковше, r — расстояние от этого центра тяжести до центра барабана.

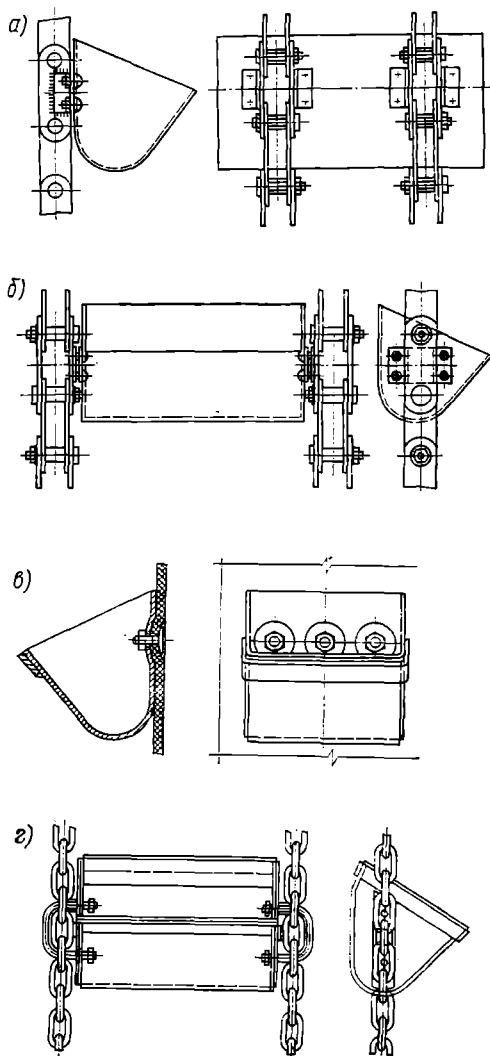


Рис. 270. Крепление ковшей к тяговому элементу в виде пластинчатой цепи (*а*, *б*); конвейерной ленты (*в*); круглозвенной цепи (*г*)

на. При движении ковша вместе с барабаном равнодействующая R сил G и C изменяется по значению и направлению, но линия ее дей-

ствия всегда проходит при данной скорости движения через одну и ту же точку A , называемую полюсом и расположенную на вертикали, проходящей через ось барабана, на расстоянии l от оси вращения, причем

$$\frac{l}{r} = \frac{G}{C} = \frac{mg}{mv^2/r} = \frac{gr}{v^2}.$$

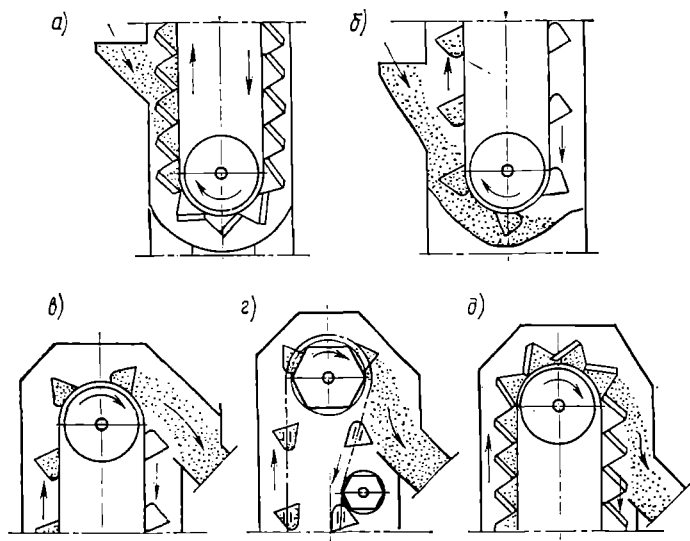


Рис. 271. Схема загрузки и разгрузки ковшового элеватора

Отсюда $l = gr^2/v^2 = 895/n^2$, т. е. полюсное расстояние l , м, зависит только от частоты вращения барабана n , об/мин, и с уменьшением частоты вращения увеличивается (здесь $g = 9,8 \text{ м/с}^2$ — ускорение свободного падения). Если полюсное расстояние l меньше или равно радиусу окружности барабана r_0 , м, центробежная сила превышает силу тяжести и происходит выбрасывание груза (центробежная разгрузка). При полюсном расстоянии, большем радиуса r_0 окружности, проведенной через наружные кромки ковшей, сила тяжести больше центробежной силы и происходит *высыпание* груза (самотечная разгрузка). При $r_0 < l \leq r_a$ происходит *смешанная* разгрузка ковшей как выбрасыванием, так и высыпанием. Центробежная разгрузка при-

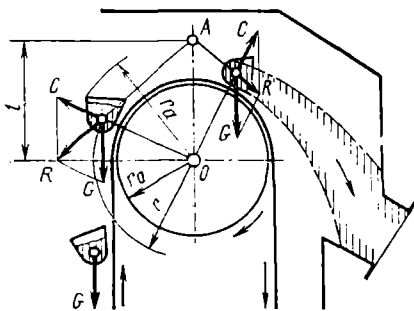


Рис. 272. Схема разгрузки ковшей элеватора

меняется для быстроходных (чаще всего ленточных) элеваторов с расставленными ковшами при транспортировании зернистых, мелкокусковых и пылевидных легкосыпучих грузов.

Масса груза, находящегося в одном ковше, $G = V \rho \varphi$, где V — объем ковша; ρ — насыпная плотность груза; φ — коэффициент заполнения ковша (в зависимости от вида груза $\varphi = 0,6 \div 0,9$; меньшие значения принимают для кусковых грузов).

Производительность Q , т/ч, элеватора при скорости v , м/с, и шаге установки ковшей на тяговом элементе, равном t , м, равна

$$Q = 3,6 \frac{G}{t} v.$$

Обычно шаг ковшей $t = (2 \div 3)h$ (для ковшей с бортовыми направляющими $t = h$), где h — высота ковша (см. рис. 269). Для цепных элеваторов шаг t должен быть кратен шагу цепи.

Расчет элеватора. Тяговый расчет элеватора производится также методом обхода по контуру. В элеваторе в зависимости от типа тягового элемента имеются все виды сопротивлений, рассмотренные выше для ленточных и цепных конвейеров. Но при расчете элеваторов необходимо учитывать еще сопротивление зачерпыванию груза ковшами. Это сопротивление зависит от многих факторов, плохо поддающихся расчету: физико-механических свойств транспортируемого груза, скорости движения ковшей, типа и шага ковшей, степени заполнения ковша грузом. Поэтому значение коэффициента сопротивления при зачерпывании $C_{зач}$ в формуле силы сопротивления $F_{зач} = C_{зач} q$ принимается по экспериментальным данным. Этот коэффициент численно равен работе, совершаемой при зачерпывании груза массой 1 кг: для скорости ковшей 1—1,25 м/с при транспортировании порошковых и мелкокусковых грузов $C_{зач} = 15 \div 20$ Н·м/кг и при транспортировании среднекусковых грузов $C_{зач} = 20 \div 50$ Н·м/кг.

Для ленточных элеваторов по наименьшему натяжению определяют силу сцепления ленты с приводом барабана по зависимости Эйлера. Приводные устройства элеваторов обычно располагают в верхней части, где натяжение тягового элемента максимально и где обеспечивается наибольшая сила сцепления с приводным барабаном. Натяжные устройства располагают в нижней части элеватора, что позволяет использовать силу тяжести самого тягового элемента и нижнего барабана для создания необходимого натяжения.

Устройства безопасности. Для предохранения элеватора любого типа от самопроизвольного обратного движения под действием веса груза при выключении двигателя привод снабжают стопорным устройством, допускающим движение только в одном направлении. Чаще всего для этой цели используют роликовые или храповые остановы. Иногда элеваторы снабжают электромагнитными стопорными тормозами.

Чтобы не повредить ходовую часть элеватора и кожух при обрыве тягового элемента, на цепных элеваторах применяют специ-

альные ловители цепи, а на ленточных элеваторах ковши по боковым стенкам соединяются стальными канатами, идущими без натяжения и удерживающими ковши от падения при обрыве ленты. Одновременно с этим на натяжных барабанах (звездочках) устанавливаются реле скорости, выключающее электродвигатель при обрыве тягового элемента.

Глава XIII

ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ БЕЗ ТЯГОВОГО ЭЛЕМЕНТА

§ 49. Гравитационные устройства

Для транспортирования грузов с помощью гравитационных устройств используется сила тяжести. Простейшими гравитационными устройствами являются наклонные плоскости, желоб, труба, по которым скатывается транспортируемый груз. Угол наклона желоба определяется коэффициентом трения между его поверхностью и грузом и углом естественного откоса (см. табл. 33). Чтобы груз начал движение, угол наклона должен быть несколько больше (на $5-10^\circ$) угла трения. Если по наклонной плоскости с углом наклона β (рис. 273, а) пустить с начальной скоростью v_0 частицу груза весом G , то кинетическая энергия этой частицы в конце наклонной плоскости возрастает на величину $\frac{G}{g} \frac{v^2 - v_0^2}{2}$, где v — скорость в момент схода частицы с плоскости.

Движение частицы по плоскости происходит под действием силы, равной $G \sin \beta$. Ему препятствует сила трения между частицей и плоскостью, равная $f G \cos \beta$, где f — коэффициент трения. Работа этих сил на длине плоскости L равна запасу кинетической энергии той же частицы, т. е.

$$\frac{G}{g} \frac{v^2 - v_0^2}{2} = G (\sin \beta - f \cos \beta) L.$$

Выражая длину плоскости $L = h / \sin \beta$ через высоту ее подъема h , находим конечную скорость движения частицы груза:

$$v = \sqrt{2g(1 - f \operatorname{ctg} \beta)h + v_0^2}.$$

Если высота h велика и разместить наклонную плоскость вдоль прямой невозможно, ее заменяют спиральным спуском (рис. 273, б), в котором желоб

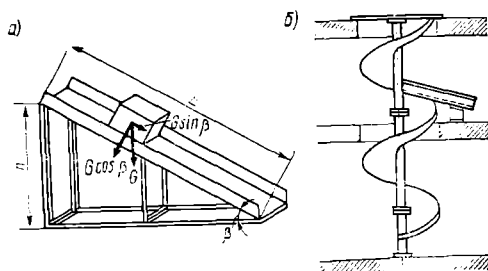


Рис. 273. Наклонные плоскости:
а — схема действия сил; б — спиральный спуск

образует винтовую линию. Чтобы центробежная сила, возникающая при перемещении груза по спиральному спуску, не сбросила груз с его поверхности, наружную сторону спирали делают приподнятой относительно внутренней стороны с углом наклона $10\text{--}15^\circ$

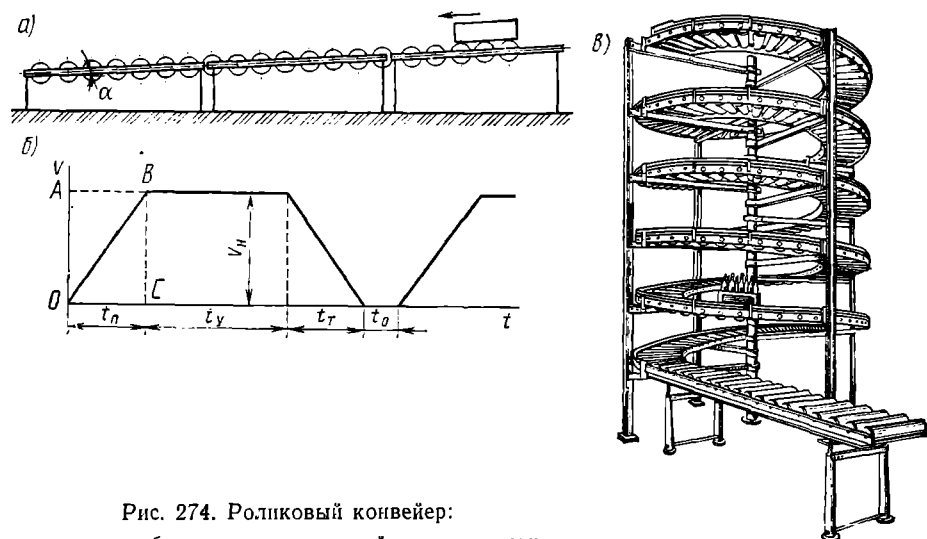


Рис. 274. Роликовый конвейер:

а — схема; б — изменение окружной скорости роликов; в — роликовый винтовой спуск

К гравитационным устройствам для транспортирования грузов относятся также *неприводные роликовые конвейеры* — устройства, в которых наклонная плоскость образована из ряда роликов, установленных на раме. Обычно роликовые конвейеры собирают из отдельных секций длиной по $2\text{--}3$ м (рис. 274, а). Конструкция роликов примерно такая же, как у поддерживающих роликов ленточного конвейера (она несколько проще благодаря малой угловой скорости). В ряде случаев вместо цилиндрических роликов используют дисковые ролики, устанавливаемые на шарикоподшипниках с неподвижными осями. Такие ролики удобны при движении грузов по криволинейным в плане участкам. По роликовым конвейерам можно перемещать как штучные грузы, так и массовые грузы, заключенные в тару. Для устойчивого движения груза шаг установки роликов принимается равным $0,25\text{--}0,3$ длины перемещаемых грузов. Если нежелательна вибрация грузов, шаг должен быть меньше. Угол наклона полотна неприводного роликового конвейера выбирают в зависимости от вида груза и конструкции роликов. Движущая сила преодолевает силу сопротивления. Полная сила сопротивления движению груза весом G на рольганге включает три составляющих:

сопротивление трения в цапфах роликов, приведенное к наружному диаметру ролика (при грузе, лежащем на i_1 роликах):

$$F_1 = (G + G_p i_1) f \frac{d}{D},$$

где G_p — вес вращающихся частей ролика; f — коэффициент трения в подшипниках ролика; D — наружный диаметр ролика; d — диаметр цапфы оси ролика; сопротивление качению груза по роликам:

$$F_2 = G \frac{2\mu}{D},$$

где μ — коэффициент трения качения;

сопротивление, возникающее при скольжении груза по роликам, вызванное вращением роликов, т. е. приобретением ими кинетической энергии.

Разберем подробнее последнюю составляющую сил сопротивления. Ролики в начальный момент находятся в состоянии покоя. При накатывании на них груза скорость их наружной поверхности увеличивается от нуля до номинального значения v_n (рис. 274; б). После прохождения груза ролики под действием силы трения в опорах замедляют вращение и при достаточном расстоянии между грузами могут даже остановиться. За время разгона t_n ролика одновременно происходит качение и скольжение груза по ролику, так как скорость движения груза в этот период больше скорости ролика. Увеличение скорости ролика под действием постоянной силы трения скольжения от накатывающегося на ролик груза происходит по закону, близкому к линейному (равноускоренное движение). Эта сила трения в период ускорения равна произведению коэффициента трения скольжения в движении f на силу давления G_1 груза на ролик, а работа силы трения скольжения на пути разгона (площадь прямоугольника $OABC$) равна $G_1 f v_n t_n$. За это время каждая точка на окружности ролика проходит путь, равный $v_n t_n / 2$ (площадь треугольника OBC).

Следовательно, путь скольжения также равен $v_n t_n / 2$ (площадь треугольника OAB), т. е. половина всей энергии груза за время разгона ролика до номинальной скорости преобразуется в работу сил трения, а вторая половина — в кинетическую энергию ролика. Очевидно, полная работа груза равна удвоенной кинетической энергии ролика:

$$A = 2\psi G_p \frac{v_n^2}{2g}$$

Здесь с помощью коэффициента $\psi = 0,8 \div 0,9$ учитывается, что не вся масса ролика расположена на окружности диаметром D .

Если на длине конвейера L расположены ролики, число которых равно i , соответствующая сила сопротивления равна

$$F_3 = \psi G_p \frac{v_n^2 i}{gL}.$$

Общая сила сопротивления передвижению груза по горизонтальному роликовому конвейеру

$$F = F_1 + F_2 + F_3 = \frac{G}{D} (fd + 2\mu) + G_p \left(i_1 f \frac{d}{D} + \psi \frac{v_{\kappa}^2}{gL} \right)$$

Если полотно конвейера наклонено к горизонту под углом α , то соответствующие силы сопротивления выражаются формулами

$$F_1 = (G \cos \alpha + G_p i_1) f \frac{d}{D}; \quad F_2 = G \frac{2\mu}{D} \cos \alpha;$$

$$F_3 = \psi G_p \frac{v_{\kappa}^2 i_1}{gL} \cos \alpha$$

и общая сила сопротивления равна

$$F = \frac{G \cos \alpha}{D} (fd + 2\mu) + \psi \frac{G_p v_{\kappa}^2 i_1}{gL} \cos \alpha + G_p i_1 f \frac{d}{D}.$$

При установившемся движении груза момент движущей силы выражается величиной $G \frac{D}{2} \sin \alpha$ и равен моменту силы сопротивления: $G \frac{D}{2} \sin \alpha = F \frac{D}{2}$. Отсюда тангенс минимального угла наклона полотна конвейера $\operatorname{tg} \alpha = F / (G \cos \alpha)$.

Приняв $\cos \alpha = 1$ (вследствие малости угла α), после преобразований получим

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{D} (fd + 2\mu) + \frac{G_p}{G} \left(\psi \frac{v_{\kappa}^2 i_1}{gL} + f \frac{d}{D} i_1 \right)$$

В случаях когда перемещаемые грузы следуют непосредственно один за другим и ролики вращаются практически с постоянной угловой скоростью, работа груза, затрачиваемая на преодоление сил скольжения по ролику и на сообщение ролику кинетической энергии, равна нулю. Тогда выражение тангенса угла наклона полотна конвейера имеет вид:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{D} \left[2\mu + fd \left(1 + \frac{G_p i_1}{G} \right) \right]$$

Таким образом, необходимый угол наклона существенно зависит не только от вида груза, но и от режима загрузки. Для уменьшения угла наклона следует также по возможности уменьшать массу роликов, потери на трение в их цапфах и увеличивать диаметр роликов. Обычно $\alpha = 2 \div 7^\circ$, но при перемещении неровных кип мягкого материала может достигать $12 \div 14^\circ$.

При транспортировании груза с большой высоты с целью эко-

номии места применяют *спиральные роликовые конвейеры* (рис. 274, в), в которых полотно располагают по винтовой линии. Чтобы груз под действием центробежной силы не соскакивал с роликов (как и в случае спирального спуска), их ставят наклонно или делают коническими. Для передачи груза на большие расстояния с помощью неприводных роликовых конвейеров применяют системы роликовых конвейеров и коротких ленточных конвейеров — компенсаторов высоты, устанавливаемых в конце полотна роликового конвейера и поднимающих груз на полотно едущего конвейера. В этом случае протяженность линии может достигать нескольких километров.

Следует отметить, что в ряде отраслей промышленности, в частности в прокатных цехах металлургических заводов, роликовые конвейеры могут иметь привод — групповой (рис. 275) или индивидуальный. Перемещение груза *приводными роликовыми конвейерами* производится обычно по горизонтали. В этом случае мощность привода (в киловаттах) равна

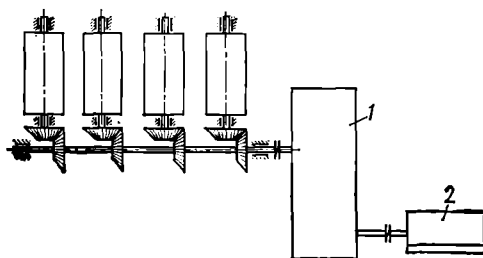


Рис. 275. Схема роликового конвейера с групповым приводом:
1 — редуктор; 2 — двигатель

$$P = \left(c \frac{QL}{360} + \frac{iG_p c_1 v}{100} \right) \frac{1}{\eta_m},$$

где Q — производительность конвейера, т/ч; L — длина транспортирования, м; G_p — вес вращающейся части ролика, Н; i — количество роликов на конвейере; v — скорость движения груза, м/с;

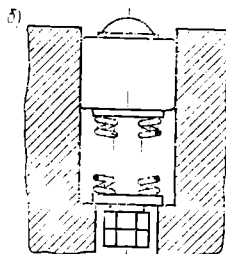
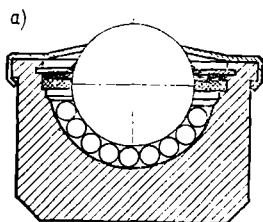


Рис. 276. Шариковая опора:
а — опора; б — установка опоры

цапфы d ; μ — коэффициент трения качения (см. § 28).

Транспортировать детали простой формы и небольшого размера (ролики, шарики, шпильки) удобно по трубопроводам, установленным между станками. Но уже при средних размерах дета-

лов; η_m — кпд приводного механизма; $c = (fd + 2\mu)/D$ — коэффициент сопротивления передвижению грузов, лежащих на конвейере; $c_1 = fd/D$ — коэффициент сопротивления вращению роликов; f — коэффициент трения подшипника при диаметре

лей трубопроводы становятся громоздкими из-за необходимости увеличения радиусов закруглений. Поэтому транспортирование средних и крупных деталей производится по открытым лоткам и на открытых конвейерах.

В подъемно-транспортных и складских системах находят применение столы с шариковыми опорами (рис. 276), позволяющими поворачивать и перемещать штучные грузы. При этом достаточно тяжелые грузы можно легко сдвигать и разворачивать вручную. Для устойчивого движения груз должен опираться как минимум на три шара. Грузоподъемность отдельной шариковой опоры доходит до 2,5 т.

§ 50. Качающиеся конвейеры

В различных областях промышленности широко применяются качающиеся конвейеры для транспортирования всех видов насыпных грузов, кроме липких, в частности ядовитых и химически аг-

рессивных (в условиях) полной герметичности); металлической стружки, смоченной эмульсией и маслом; формовочной земли, выбитой из литейных форм; мелкого литья и др. Эти конвейеры используются обычно для перемещения грузов на небольшие расстояния (до 100 м) при малой и средней производительности.

Качающийся конвейер представляет собой желоб, совершающий колебательные движения относительно неподвижной рамы. Благодаря колебаниям груз, находящийся в желобе, перемещается по нему.

Качающиеся конвейеры по виду колебаний желоба и определяемому этим характеру движения

груза подразделяются на инерционные (с переменным и постоянным давлением груза на дно желоба), в которых груз скользит по желобу, не отрываясь от него, и *вибрационные*, в которые груз отрывается от желоба и микробросками перемещается вдоль желоба. Вследствие ряда преимуществ наиболее широкое распространение получили вибрационные конвейеры, в которых желоб в форме тру-

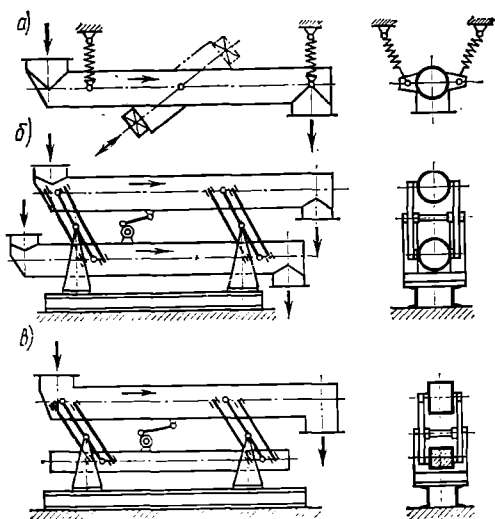


Рис. 277. Схемы вибрационных конвейеров:

а — однотрубный на пружинных подвесках с электровибратором; б — двухтрубный на упругих стойках с эксцентриковым вибратором; в — однотрубный на упругих стойках с эксцентриковым вибратором и уравновешивающей балкой

бы (рис. 277) совершает колебания с амплитудой от долей миллиметра до 15 мм и более и частотой до 50 Гц. Желоб устанавливается на упругих элементах и соединяется с вибратором. Исследования различных упругих элементов показали, что лучшие характеристики имеют резиновые элементы, работающие на сдвиг. Они имеют малые габариты и массу по сравнению с металлическими ресурсами и пружинами той же жесткости и обладают более высокой надежностью.

Вибрационные конвейеры работают с ускорениями, вертикальная составляющая которых больше ускорения свободного падения. При этом частица груза отрывается от поверхности желоба и ее движение происходит в виде непрерывно следующих один за другим микрополетов (рис. 278, а). При таком движении груз не крошится, не пылит и мало изнашивает желоб. Наиболее эффективно транспортирование груза происходит, если в конце микрополета частица попадает на желоб в начале следующего периода колебаний желоба (штриховая кривая $v_{гр}'$ на рис. 278, б).

Возбудителем колебаний являются инерционные, электромагнитные, эксцентриковые и поршневые (гидравлические и пневматические) вибраторы. *Инерционные вибраторы* (рис. 279, а) применяются при средних частотах колебаний в тех случаях, когда при небольших габаритах и весе привода необходимо получить значительные возмущающие силы. У такого вибратора на валу электродвигателя на некотором расстоянии от оси вращения закреплен груз — дебаланс (на рисунке заштрихован), при вращении которого возникает центробежная сила, вызывающая колебания. Большинство конструкций этого типа вибраторов рассчитано на одну рабочую частоту, но имеются и вибраторы с регулируемой частотой и значением возмущающей силы. Благодаря небольшой частоте колебаний (16—25 Гц) конвейеры с инерционными вибраторами работают бесшумно.

Электромагнитный вибратор (рис. 279, б) состоит из статора 1 электромагнита с катушкой 2, якоря 3, пружин 4, набора регулировочных грузов 5. Пружины 4 соединяют якорь и статор электромагнита. Упругие элементы (пружины) определяют взаимное расположение якоря и статора, зазор между ними и настройку колебаний системы конвейера. Гармонические колебания якоря магнита возникают при питании катушки магнита переменным током. При синусоидальном изменении силы тока якорь за один период

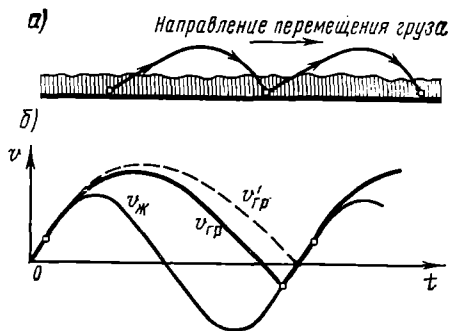


Рис. 278. Диаграмма движения груза на вибрационном конвейере:

а — схема движения частицы груза; б — график скоростей желоба $v_{ж}$ и груза $v_{гр}$

дважды притягивается к статору и дважды под действием пружин отводится от него. При питании катушки переменным током с частотой 50 Гц частота колебаний якоря равна 100 Гц. Такую высокую частоту нельзя использовать в вибрационных конвейерах, поэтому питание катушки осуществляют через однополупериодный выпрямитель, что позволяет получить частоту колебаний вибратора, равную 50 Гц (3000 колебаний в минуту).

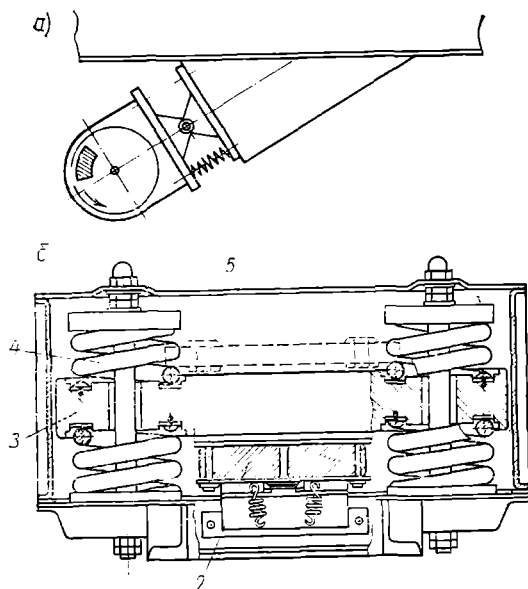


Рис. 279. Вибраторы:

а — с инерционным дебалансным двигателем;
б — электромагнитный

Электромагнитные вибраторы не имеют трущихся и быстро изнашивающихся деталей, позволяют плавно регулировать амплитуду колебаний без выключения установки, а также осуществить параллельное включение нескольких вибраторов на одном объекте, создают линейную направленность колебаний.

Как указывалось, основными преимуществами вибрационных конвейеров являются возможность транспортирования изолированного от окружающей среды груза в герметически закрытых трубах и возможность одновременно с транспортированием выполнять различные тех-

нологические операции — сушку, охлаждение, смешивание, грохочение и т. п. Этим конвейерам свойственны малый износ несущего элемента (трубы или желоба) даже при транспортировании абразивных грузов; сравнительная простота конструкции машины; возможность промежуточной загрузки и разгрузки; малый расход энергии при установившейся работе.

К недостаткам можно отнести значительное снижение производительности при транспортировании груза вверх (за исключением специальных вертикальных вибрационных конвейеров) — на каждый градус угла наклона производительность конвейера снижается примерно на 3—4% (при перемещении груза вниз по уклону производительность примерно в таком же размере повышается); малая долговечность упругих элементов и опорных подшипников привода (обычно не больше года); передача в некоторых случаях вибрационных нагрузок на опорные конструкции.

Широкое применение получили горизонтальные вибрационные конвейеры, выполненные по уравновешенной резонансной схеме,

(см. рис. 277, б). Эти конвейеры состоят из двух труб или желобов, представляющих собой динамически уравновешенную систему. Колебания труб производятся со сдвигом по фазе на 180° , когда одна труба движется вперед, другая отклоняется назад, однако транспортируемый груз в обеих трубах всегда движется в одном заданном направлении. Упругая система, состоящая из желоба и пружин, настраивается в резонанс. Благодаря этому на кривошипно-шатунный механизм при работе действуют небольшие нагрузки и в нем снижаются потери на трение и, следовательно, требуемая мощность привода. При установившемся колебательном движении резонансная система в случае отсутствия потерь может колебаться неограниченное время без поступления энергии извне, а при малых потерях эта система требует для поддержания такого движения лишь незначительных усилий. Иногда вместо одного из желобов применяют специальную балку (см. рис. 277, в), динамически уравновешивающую колебательную систему.

Чтобы предотвратить передачу вибрационных нагрузок на несущие элементы, вибрационные конвейеры соединяют с рамой посредством пружин или упругих подвесов. Исключение составляют уравновешенные системы с опорами, находящимися в центре колебаний. Такие конвейеры устанавливают без специальных фундаментов.

Технические параметры вибрационных конвейеров весьма разнообразны. Так, производительность горизонтальных конвейеров изменяется от нескольких килограммов до 600 т/ч; длина транспортирования достигает 100 м.

Точное вычисление мощности привода вибрационного конвейера при проектировании является весьма сложной задачей из-за трудности определения коэффициентов сопротивления. Для проектных расчетов рекомендуется [16] определять мощность двигателя привода (в киловаттах) на основе обобщенных коэффициентов расхода мощности на перемещение груза массой 1 т на длину 1 м по следующим формулам:

1) при длине конвейера $L < 10$ м

$$P \approx \frac{cQ}{\eta} \left(k_1 L + \frac{H}{360} \right);$$

2) при длине $L > 10$ м

$$P \approx \frac{cQ}{\eta} \left[10k_1 + (L - 10)k_2 + \frac{H}{360} \right],$$

где Q — производительность конвейера, т/ч; H — высота подъема груза м; η — КПД механизмов привода; c — коэффициент транспортабельности груза: для грузов, обладающих хорошей и средней транспортабельностью (зерно, песок, уголь, шлак и т. п.), $c=1$; для порошковых и пылевидных грузов, обладающих пониженной транспортабельностью (цемент, апатитовый концентрат, огарки и т. п.), $c=1,8-2$; k_1 и k_2 — коэффициенты удельной затраты мощности, их числовые значения приведены в табл. 42. Для горизон-

тальных конвейеров ($H=0$), а также при транспортировании груза на спуск последний член приведенных формул отпадает.

Введение в расчетные формулы коэффициентов транспортибельности s обусловлено тем, что скорость транспортирования пылевидных грузов вибрационными конвейерами в 1,8—2 раза меньше, чем для кусковых и зернистых грузов. Следовательно, для получения одной и той же производительности размеры сечения трубы или желоба конвейера для транспорта пылевидных грузов получаются большими, чем для грузов с хорошей транспортибельностью. Обычно в качестве приводного двигателя используют трехфазный двигатель с короткозамкнутым ротором и повышенным пусковым моментом.

Наряду с горизонтальными применяются *вертикальные вибрационные конвейеры*, осуществляющие перемещение грузов вверх по виброжелобу, идущему по винтовой линии (рис. 280). Желобу придают колебательные движения: возвратно-вращательное вокруг продольной оси и возвратно-поступательное вдоль той же оси. Движение груза происходит, так же как и в горизонтальном желобе, посредством микрополетов, но при вертикальном транспортировании эти полеты происходят не вдоль прямой линии, а вдоль непрерывно изменяющейся касательной, т. е. каждый новый микрополет происходит по новому направлению, сдвинутому в плане на некоторый угол, что и создает движение материала по спирали. Диаметр цилиндра вертикального вибрационного конвейера достигает 120—1000 мм, высота 3—10 м, производительность ≤ 40 т/ч. Высота транспортирования пропорциональна колеблющейся массе, что заставляет применять для значительных высот подъема более мощный и сложный привод.

Скорость транспортирования насыпных грузов вибрационным конвейером в значительной степени зависит от физико-механических

свойств транспортируемого груза: его объемной плотности, размеров и формы частиц, влажности, упругих свойств, внутреннего трения и сцепления частиц, воздушной проницаемости и других факторов. С наибольшими скоростями транспортируют зернистые и кусковые грузы (песок, уголь, шлак, руда); значительно с меньшими скоростями — пылевидные грузы (шамот, доломит, цемент). Влажность грузов, не обладающих липкостью или схватываемостью (например, песка, апатита) в пределах примерно до

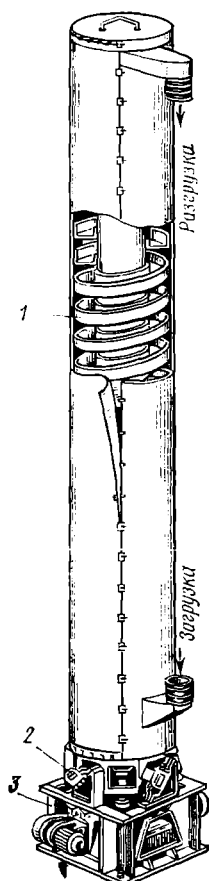


Рис. 280. Вертикальный вибрационный конвейер:

1 — желоб; 2 — виброопора; 3 — привод

10%, не препятствует транспортированию, а создает более стабильный поток; при большей влажности скорость транспортирования резко понижается. Влажные липкие грузы (например, глину) транспортировать вибротранспортом нельзя. Скорости транспортирования горизонтальными вибрационными конвейерами обычно составляют 0,1—0,3 м/с и редко достигают 0,5 м/с.

Т а б л и ц а 42. Коэффициенты удельной затраты мощности

Конструкции вибрационного конвейера	Расчетная производительность конвейера, т/ч	$k_1 \cdot 10^3$	$k_2 \cdot 10^3$
Подвесные конвейеры (одномассные) с центробежным приводом	5—50 >50	6—7 5—5,5	—
Опорные конвейеры (одномассные) с направляющими наклонными стойками-рессорами	5—50 >50	7—10 5—6	5—6 3,5—4,5
Двухтрубные и однотрубные (двухмассные) уравновешенные конвейеры с эксцентриковым приводом с жесткими шатунами	5—50	10—12	8—10
То же, с упругими шатунами	5—50 >50	4,5—5 4—5	3,5—4 3—3,5

П р и м е ч а н и е. Большие значения коэффициентов k_1 и k_2 относятся к конвейерам меньшей из указанных значений производительности.

Угол наклона вибрационных конвейеров при транспортировании на подъем кусковых, зернистых и некоторых порошкообразных грузов обычно не превышает 15° и иногда (для грузов с хорошей транспортабельностью) достигает 20° . Для пылевидных грузов, например цемента, а также несортированных грузов с большим количеством (более 60%) пылевидных частиц угол наклона конвейера обычно не превышает 5° , так как при больших углах транспортирование на подъеме практически прекращается. Для некоторых пылевидных грузов с весьма мелкими частицами, например пыли из циклонов, транспортирование вверх по наклону невозможно.

Амплитуда колебаний для конвейеров с электромагнитным вибратором обычно выбирается в пределах 0,1—2 мм в зависимости от производительности и длины; для конвейеров с центробежным приводом — в пределах 0,5—5 мм и для конвейеров с эксцентриковым приводом — в пределах 3—12 мм.

§ 51. Винтовые конвейеры

Винтовым конвейером называется машина для транспортирования груза, перемещающегося по желобу с помощью вращающегося вала с лопастями, расположенными по винтовой линии. На рис. 281 изображен винтовой конвейер, состоящий из неподвижного желоба 7, нижняя часть которого имеет форму полуцилиндра, закрытого сверху плоской крышкой 3; приводного вала 8 с укреп-

ленными на нем лопастями транспортирующего винта; концевых 2 и 6 и промежуточных опор 4; привода 1; загрузочного 5 и разгрузочного 9 устройств. Разгрузка горизонтального винтового кон-

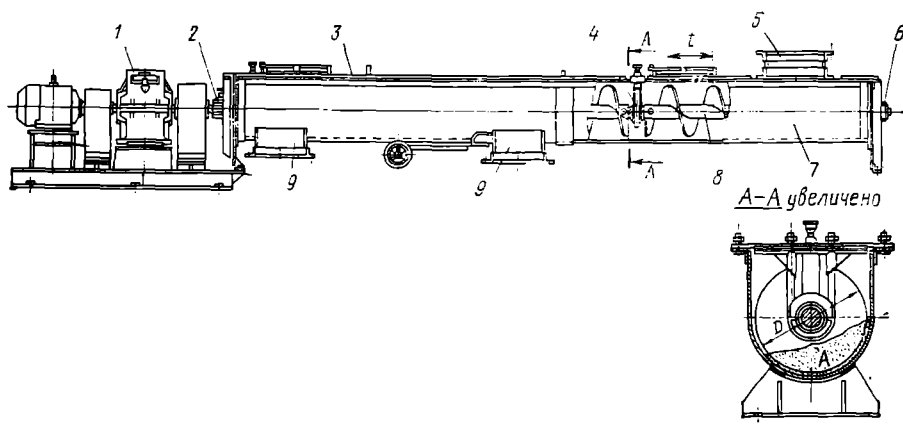


Рис. 281. Горизонтальный винтовой конвейер

вейера может осуществляться в любом пункте через донные разгрузочные отверстия. Загрузка конвейеров производится через люки в крышке желоба. При вращении винта груз перемещается витками винта по желобу.

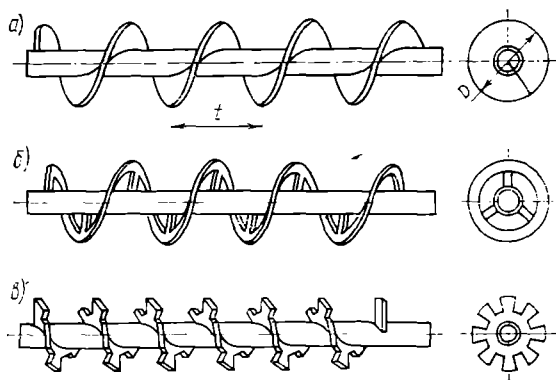


Рис. 282. Типы винтов

Винт изготавливают штамповкой из стального листа толщиной 4—8 мм, а затем приваривают к валу. *Сплошные винты* (рис. 282, а) применяют при транспортировании сухих порошковых, мелкозернистых и среднекусковых материалов; *ленточные винты* (рис. 282, б) — при транспортировании кусковых или липких грузов; *фасонные винты* (рис. 282, в) — при перемещении слеживающихся

материалов или для совмещения транспортных и технологических операций (смешивания, дробления, смачивания и т. п.). Желоб винтового конвейера обычно изготавливают из листовой стали толщиной 2—8 мм.

Винтовые конвейеры широко используются для транспортирования пылящих и горячих грузов, выделяющих вредные испарения и т. п., так как в этих конструкциях легко обеспечивается герметизация желоба. Длина винтовых конвейеров достигает 76 м, однако применение таких длинных конвейеров связано с большими эксплуатационными расходами. Перемещение груза может производиться как по горизонтали, так и вверх по наклонному или вертикальному желобам (рис. 283). Высота подъема доходит до 15 м, производительность конвейера — до 50 т/ч.

Шаг винта для легко-транспортируемых неабразивных грузов $t=D$, для трудноперемещаемых и абразивных грузов $t=0,8D$, где D — диаметр винта. Частота вращения винта зависит от вида транспортируемого груза и диаметра винта. Она тем больше, чем меньше насыпная плотность и абразивные свойства грузов и чем меньше диаметр винта. Для тяжелых грузов $n \approx 50$ об/мин, а для легких — $n \leq 150$ об/мин. Диаметр винта D зависит от крупности кусков груза. Он должен быть в 10—12 раз больше размера куска при транспортировании однородного по крупности груза и в 4—6 раз больше максимального размера кусков при транспортировании неоднородного груза.

Площадь поперечного сечения груза в желобе конвейера определяют по формуле

$$A = \psi \pi D^2 / 4, \quad (70)$$

где ψ — коэффициент заполнения сечения желоба, принимаемый во избежание скопления материала у промежуточных подшипников значительно меньше единицы.

Грузы

Тяжелые абразивные	0,125
Тяжелые малоабразивные	0,25
Легкие малоабразивные	0,32
Легкие неабразивные	0,4

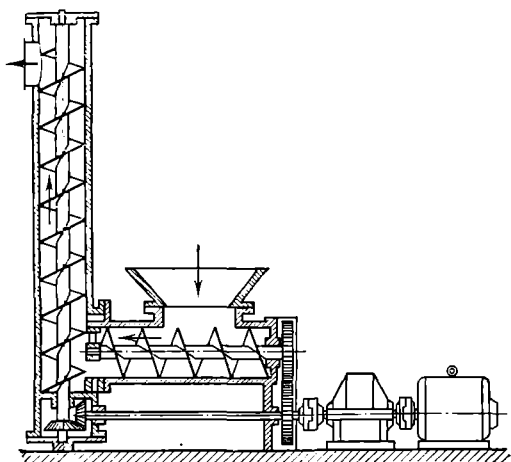


Рис. 283. Горизонтально-вертикальный винтовой конвейер

Указанные значения могут быть увеличены в 1,5—2 раза для коротких винтовых конвейеров, не имеющих промежуточных подшипников, мешающих транспортированию. При транспортировании легкосыпучих грузов приведенные значения коэффициента ψ рекомендуется снижать на 10—15%.

Производительность винтового конвейера со сплошным винтом (в тоннах в час) равна

$$Q = 3600 A v \rho k,$$

где A — площадь поперечного сечения груза, м^2 ; $v = tn/60$ — скорость транспортирования, м/с ; n — частота вращения винта, об/мин ; t — шаг винта, м ; ρ — насыпная плотность, кг/м^3 ; k — коэффициент снижения производительности при наклонном конвейере, имеющий в зависимости от угла β наклона желоба следующие значения:

β	0°	5°	10°	15°	20°
k	1	0,9	0,8	0,7	0,65

Учитывая формулу (70), окончательно получаем

$$Q = 3600 \psi \frac{\pi D^2}{4} \rho \frac{tn}{60} k = 47 \psi \rho t n D^2 k. \quad (71)$$

Максимальную частоту вращения винта в зависимости от его диаметра D определяют по приближенным эмпирическим соотношениям: $n_{\max} = 60/\sqrt{D}$ — для легких неабразивных грузов; $n_{\max} = 45/\sqrt{D}$ — для тяжелых неабразивных грузов; $n_{\max} = 30/\sqrt{D}$ — для тяжелых абразивных грузов.

Потребную мощность P_r , кВт, на валу винта горизонтального конвейера определяют по зависимости $P_r = c_0 \frac{QL}{360}$, а для наклонного конвейера

$$P_k = \frac{QH}{360} + c_0 \frac{QL}{360},$$

где L — длина транспортирования, м ; H — высота транспортирования; c_0 — коэффициент сопротивления, определяемый эмпирически: для таких грузов, как мука, древесные опилки, зерно, $c_0 = 1,2$; для торфа, соды, угольной пыли, порошка мела $c_0 = 1,6$; для антрацита, бурого угля, орешкового угля, каменной соли $c_0 = 2,5$; для гипса, сухой глины в кусках и мелкой формовочной земли, цемента, золы, извести, песка $c_0 = 4$. Высокие значения коэффициента сопротивления объясняются значительными потерями на трение груза о желоб и о витки винта, приводящего к измельчению и истиранию груза. Кроме того, в винтовых конвейерах существуют дополнительные сопротивления из-за скопления груза около промежуточных подшипниковых опор винта в желобе и интенсивного его перемешивания. Поэтому не рекомендуется применять винтовой конвейер для грузов, измельчение которых снижает их качество.

При транспортировании легкосыпучих грузов производительность конвейера с ленточной спиралью примерно на 20—30%, а мощность привода примерно на 10% меньше, чем у конвейера со сплошной спиралью.

Головной подшипник винта, расположенный со стороны, к которой перемещается груз, обычно делается упорным, так как он воспринимает осевую нагрузку. При этом вал винта работает на растяжение, что позволяет уменьшить его диаметр.

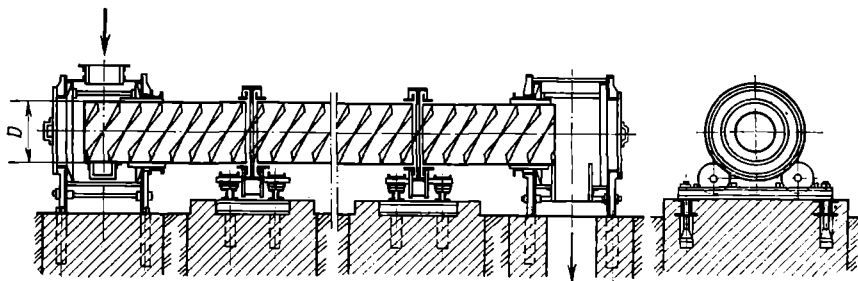


Рис. 284. Транспортирующая труба

При сравнении характеристик винтового и ленточного конвейеров производительностью 30 т/ч установлено, что при длине 10 м эксплуатационные расходы у них приблизительно одинаковы, а при длине 100 м расходы на винтовой конвейер вдвое больше расходов на ленточный конвейер.

Транспортирующие трубы (рис. 284), являющиеся разновидностью винтовых конвейеров, предназначены для транспортирования горячих грузов, а также грузов, выделяющих вредные газообразные вещества. Транспортирующие трубы отличаются сравнительной простотой и надежностью конструкции и возможностью создания герметичности процесса транспортирования. В транспортирующей трубе по ее внутренним стенкам укрепляется спираль. Высота гребня спирали принимается обычно равной $(0,2—0,3)D$. При вращении трубы, устанавливаемой в зависимости от размеров трубы на двухроликовых (рис. 284) или на четырехроликовых (рис. 285) опорах, груз за один оборот трубы перемещается на размер шага спирали. Так как при вращении трубы груз все время перемешивается и крошится, то транспортирующие трубы не применяют для перемещения грузов, которые не должны измельчаться. Транспортирующие трубы с винтовой спиралью могут быть установлены горизонтально или с небольшим наклоном вверх или вниз. Разновидностью конструкций этого типа являются трубы без спирали, устанавливаемые всегда с наклоном вниз по направлению движения груза и используемые в качестве технологических агрегатов для обжига, сушки, смешивания различных материалов. К недостаткам транспортирующих труб относят большие габариты и массу, высокий расход энергии.

Скорость транспортирования $v = tn/60$, а производительность транспортирующей трубы со спиралью определяется по уравнению (71). В этом уравнении шаг винтовой линии t обычно принимается равным половине внутреннего диаметра трубы, а коэффициент ψ заполнения сечения трубы с учетом снижения производительности

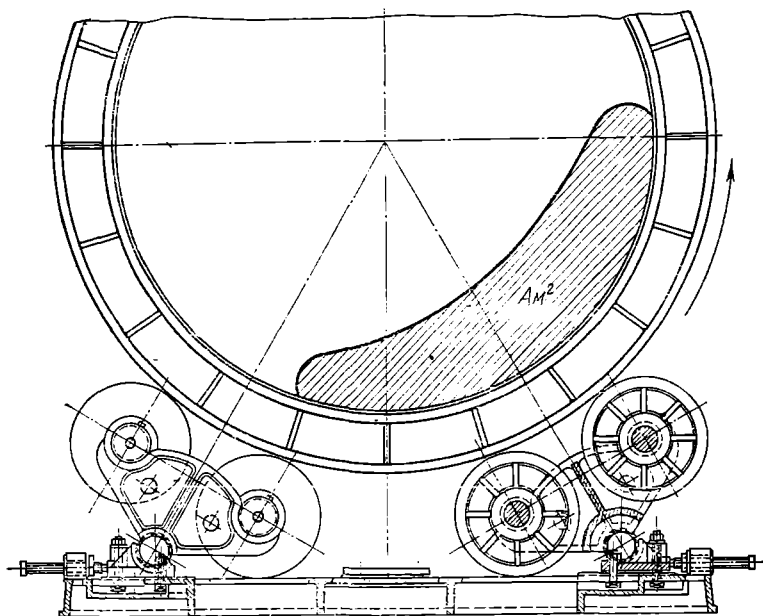


Рис. 285. Установка трубы на четырехроликовых опорах

при расположении трубы с уклоном вверх — по следующим рекомендациям:

Угол наклона трубы β	0°	5°	10°	20°
Коэффициент ψ	0,22—0,33	0,19	0,13	0,8

Частота оборотов трубы не должна превышать некоторого значения, чтобы груз не начал вращаться вместе с трубой, т. е. центробежная сила должна быть меньше силы тяжести: $m\omega^2 r < mg$, откуда $\omega^2 r < g$, где ω — угловая скорость; r — радиус трубы; g — ускорение свободного падения.

После подстановки получаем $n < 42/\sqrt{D}$, где D — диаметр трубы, м; n — частота вращения, об/мин. В практике принимают $n \approx (20 \div 30)/\sqrt{D}$.

Потребную мощность привода определяют так же, как и для винтовых конвейеров, но значение коэффициента сопротивления c_0 принимают на 15—20% выше, что объясняется большей массой вращающихся частей, чем в обычных винтовых конвейерах.

§ 52. Пневматические и гидравлические транспортирующие устройства

Пневматическое транспортирование груза по трубопроводам происходит под действием разности давлений воздуха в начале и в конце трубопровода, создаваемой нагнетательными или вакуумными насосами. Пневматическое транспортирование может применяться как для массовых, так и для штучных грузов.

Насыпные грузы, движущиеся в струе воздуха по трубопроводу, образуют аэросмесь, заполняющую сечение трубопровода. Так транспортируют главным образом порошковые, мелко-волоконистые и зернистые грузы. Подобные устройства для транспортирования имеют производительность до 400 т/ч, дальность транспортирования до 2 км и позволяют поднимать груз на высоту до 100 м.

В зависимости от способа создания движения воздуха по трубопроводам существует несколько типов пневматических установок.

Всасывающие установки (рис. 286, а) работают благодаря созданию на выходе трубопровода разрежения с помощью вакуумного насоса (эксгаустера) или вентилятора 6. Система трубопровода 2 герметична, поэтому на входе воздух через сопло 1 вместе с грузом засасывается в трубопровод. В отделительной камере 3 происходит осаждение груза и воздух, содержащий мелкую пыль, проходит через фильтр 5, очищается и через насос выходит в атмосферу. Шлюзовые затворы 4 пропускают соответственно груз и пыль, но препятствуют попаданию в трубопровод воздуха из атмосферы. При работе всасывающей установки исключается пыление, так как во всем объеме установки давление меньше атмосферного и при возможных нарушениях герметичности движение воздуха всегда будет внутрь системы. Всасывающие установки целесообразно применять при сборе груза из нескольких пунктов погрузки к одному пункту разгрузки. Так как всасывающие пневматические установки не могут создать большого перепада давлений (разрежение практически не превышает 70 кПа), то они применяются главным образом для транспортирования легких сыпучих грузов на относительно малые расстояния — в основном для загрузки железнодорожных вагонов и судов.

Нагнетающие установки (рис. 286, б) работают благодаря нагнетанию сжатого воздуха в трубопровод. В установках этого типа компрессор, воздуходувка или вентилятор 7 подает в воздухохбор-

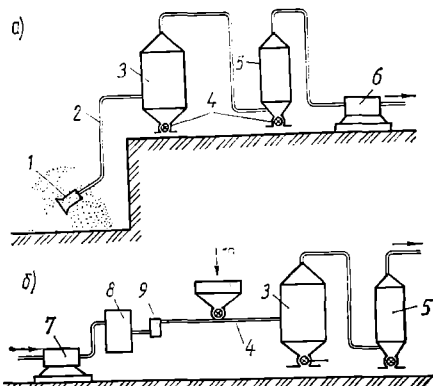


Рис. 286. Схемы пневматических транспортных установок

ник 8 сжатый воздух, который через влагоотделитель 9 поступает в трубопровод. Питатель 10 принудительно подает в трубопровод груз, который затем осаждается в отделителе 3, а воздух через фильтр 5 выходит в атмосферу. Эти устройства удобны для подачи груза от одного места погрузки в несколько мест разгрузки по разветвленному трубопроводу. Давление в трубопроводе может достигать 600 кПа, поэтому нагнетающие пневматические устройства могут применяться для транспортирования тяжелых пылевидных и кусковых грузов на довольно большие расстояния.

Смешанные установки транспортируют груз до места его перегрузки обычно всасывающим трубопроводом и далее до места выгрузки — нагнетательным. Эти устройства позволяют собирать груз из нескольких пунктов загрузки и подавать его в несколько пунктов разгрузки. В промышленности эти установки используются при необходимости транспортирования на большие расстояния.

Устойчивое транспортирование груза в смеси с воздухом возможно лишь при достаточной скорости воздуха. При этом возникают аэродинамические силы, достаточные для перемещения и воздуха и насыпного груза. Транспортирование груза по трубопроводу возможно при скорости, превышающей *скорость витания* $v_{\text{внт}}$ частиц в потоке воздуха, под которой понимается такая скорость воздушного потока, когда возникающая аэродинамическая сила, действующая на частицу груза, уравнивает силу тяжести этой частицы. При этом частица груза как бы повисает (витает) в трубопроводе. Скорость витания зависит как от веса частицы, так и от ее формы и определяется экспериментально с учетом аэродинамического коэффициента обтекания.

Пневматическое транспортирование грузов имеет ряд преимуществ, обусловивших широкое его внедрение в различных областях народного хозяйства: возможность транспортирования по сложной пространственной трассе; совмещение транспортирования груза с технологическими операциями (сушка, отделение мелких фракций и т. п.); возможность подачи груза из нескольких мест к нескольким пунктам; отсутствие пыления и потерь груза; почти полная автоматизация процесса транспортирования. Пневмотранспорт легко можно приспособить как к действующим, так и к вновь проектируемым производственным установкам. Особо следует отметить, что применение пневмотранспорта позволяет снизить потери груза, улучшить условия труда и снизить численность обслуживающего персонала. К недостаткам следует отнести высокий расход энергии, достигающий 1—5 кВт·ч/т и превышающий в 10—15 раз расход энергии при транспортировании механическим путем; повышенный износ элементов пневмоустройств, особенно при транспортировании абразивных грузов; необходимость тщательной очистки отработанного воздуха от пыли перед выводом его в атмосферу; невозможность транспортирования влажных, слеживающихся и липких грузов.

Разновидностью пневматического транспортирования в смеси с воздухом является *аэрация* (насыщение воздухом) сухих

пылевидных грузов, например цемента, молотого угля, муки, пудры и др., вследствие чего они становятся как бы текучими и могут перемещаться под действием силы тяжести по специальным желобам, имеющим весьма малый уклон. Закрытый пневможелоб (рис. 287) состоит из наклонного лотка 5, состоящего из отдельных секций. В каждой секции имеются верхнее и нижнее корыта, штампо-

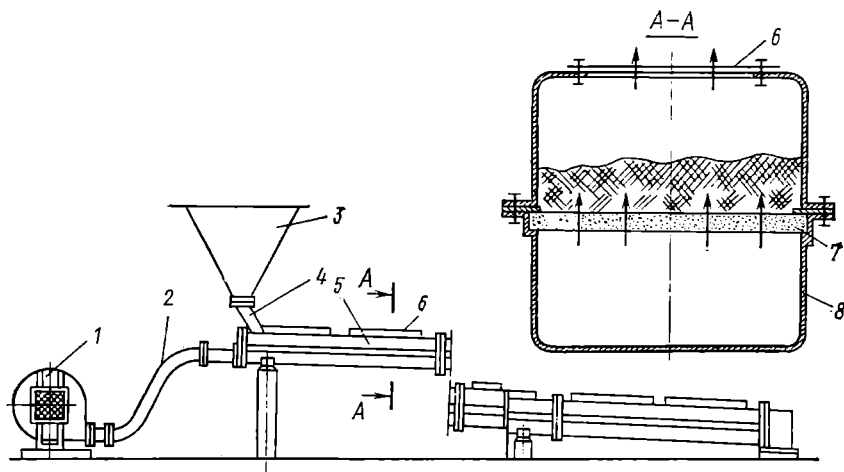


Рис. 287. Схема пневматического желоба

ванные из листовой стали и соединенные болтами. В нижнем корыте 8 по всей длине желоба уложены пористые плитки 7, а на них располагается груз, загружаемый через течку 4 из бункера 3. В нижнюю часть желоба подводится воздух под небольшим избыточным давлением (30—50 кПа). Подача воздуха осуществляется вентилятором 1 по гибкому шлангу 2. Воздух, проходя через поры плиток, разделяется на множество микроструек, которые пронизывают груз и аэрируют его. При наличии небольшого уклона (4—5%) в сторону транспортирования аэрированный груз течет, как жидкость. Аэрирующий воздух очищается в плоских матерчатых фильтрах 6, расположенных в верхней части желоба, и уходит в атмосферу.

При одинаковых условиях (производительность, длина) мощность, необходимая для транспортирования груза пневможелобом, в 5—8 раз меньше, чем при транспортировании винтовым или другого типа конвейером. Существующие конструкции пневможелобов имеют производительность до 200 т/ч и более с дальностью транспортирования до 40 м и более. Расход воздуха при транспортировании составляет примерно 100—130 м³/ч на 1 м² поверхности пористой перегородки. Важным условием бесперебойного течения груза является поддержание насыщенности груза воздухом на всем участке движения. Для этого достаточно изменить насыпную

плотность груза насыщающим воздухом на 15—35%; при этом трение частиц друг о друга заменяется трением частиц о воздух.

По пневможелобам обычно перемещают грузы с температурой до 135°C, а при наличии теллостойких пористых плит, например керамических, — с температурой до 530°C. Транспортирование грузов насыщенным воздухом позволяет создать простые и дешевые установки, обладающие герметичностью и не имеющие движущихся и изнашивающихся частей, характеризующиеся малым расходом энергии, большой производительностью, малыми габаритами. Недостатком является необходимость создания уклона вниз, что ограничивает возможную длину транспортирования.

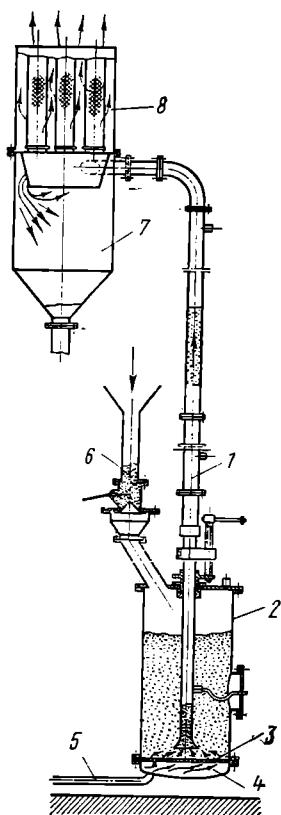


Рис. 288. Пневматический подъемник для сыпучих материалов

В последние годы намечается тенденция к применению пневматического транспорта с малым расходом воздуха и весьма высокой концентрацией смеси, особенно выгодного при транспортировании на короткие расстояния и вверх на вертикальных участках трассы. В таких пневмоподъемниках (рис. 288) груз движется при малых скоростях воздуха, и для обеспечения его движения в начале трубопровода достаточно создать давление воздуха, несколько превышающее давление столба смеси груза и воздуха. Пневмоподъемник состоит из резервуара 2, в котором находится входной участок транспортного трубопровода 1. В нижней части резервуара имеется воздушная камера 4 со встроенной пористой перегородкой 3 и трубопроводом 5 для подачи сжатого воздуха. Подача груза в резервуар производится через загрузочное устройство 6, снабженное коническим клапаном. Для приема транспортируемого груза установлен бункер-отделитель 7, над

которым для очистки воздуха смонтирован рукавный фильтр 8.

Штучные грузы, помещенные в специальные калиброванные патроны диаметром до 200 мм, снабженные уплотнениями, уменьшающими утечку воздуха между патронами и стенкой трубы, также можно транспортировать сжатым воздухом. Такие транспортирующие устройства нашли широкое применение в учреждениях связи, в банках и магазинах, в металлургическом производстве для передачи в лаборатории образцов для анализов и т. п. Для перемещения крупнокузовых насыпных грузов (например, руды, угля) или отдельных деталей применяют крупногабаритные патро-

ны диаметром до 900 мм, снабженные колесами, на которых они перемещаются по внутренней поверхности трубопровода.

На рис. 289, *а* представлена система пневмопочты, состоящая из кольцевого воздухопровода с ответвленными от него станциями, между которыми имеется постоянная связь. Письма и документы транспортируются в патронах со скоростью 32—48 км/ч. Обслуживающего персонала при этом не требуется.

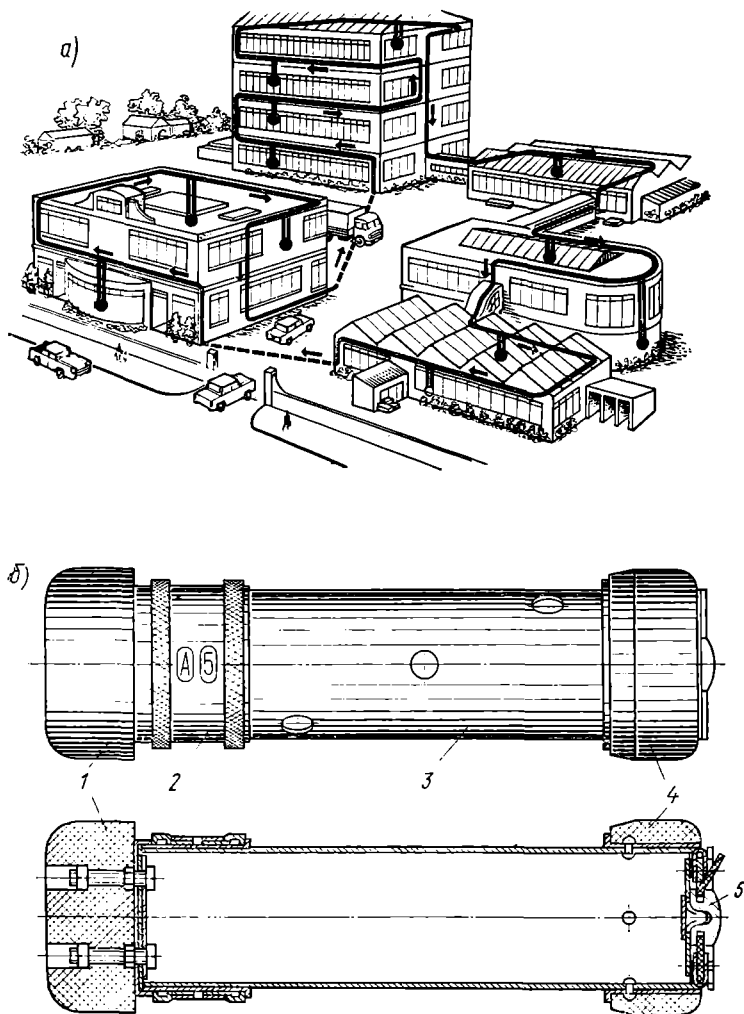


Рис. 289. Пневматическая почта:

а — система пневмопочты; *б* — патрон с нумератором направления

Патрон (рис. 289, б) состоит из дюралевого корпуса 3, фетрового амортизатора 1, направляющего фетрового кольца 4, крышки 5 с кнопочным замком и нумерного адресователя 2. Вращением колец адресователя перед смотровыми окнами патрона устанавливается номер линии связи и номер станции назначения. Патрон с вложенной в него почтой вставляется в отверстие трубы приемной станции и перемещается по трубопроводу действием сжатого воздуха. На разгрузочных станциях трубопровод имеет ответвление со стрелочными переводами, направляющими патрон по указанному адресу.

Гидравлическое транспортирование, где насыпной груз перемещается в смеси с водой по трубам, также находит все более широкое применение. Смесь груза с водой называется *пульпой*. Существуют три основные схемы перемещения пульпы.

Самотечная схема предусматривает перемещение пульпы по желобам с небольшим уклоном в сторону движения.

В *напорной схеме* (рис. 290, а) пульпа всасывается землесосом 3 из приемного устройства 1 и по трубопроводу 4 подается на обезвоживающее сито 6, с которого груз поступает в приемный бункер 7, а вода стекает в отстойник 8. Насосом 5 вода по трубопроводу 2 возвращается в приемное устройство 1. В этой схеме возможно транспортирование не только по горизонтали, но и с подъемом вверх.

В *смешанной схеме* (рис. 290, б) пульпа в пределах цеха перемещается самотеком по желобу 1 и попадает в приемник 4 эжекторного гидроэлеватора 5. В напорное сопло гидроэлеватора с помощью насоса 2 высокого давления подается вода, которая вместе с пульпой проходит через диффузор в трубопровод 3.

Наиболее широко гидравлическое транспортирование применяется при добыче полезных ископаемых с дальнейшим мокрым обогащением, а также при производстве вскрышных работ. Так, в США имеется система гидравлического транспортирования угля на тепловую электростанцию протяженностью 173,8 км с производительностью 150 т/ч.

Преимуществами гидротранспорта являются: возможность транспортирования на большие расстояния без перегрузок по сложной трассе с подъемами под любым углом и по вертикали; значительная производительность; отсутствие механического обораудования на трассе трубопровода, простота эксплуатации и полная автоматизация; совмещение транспортирования с некоторыми технологическими процессами. Однако ограничения по виду и характеристикам перемещаемых грузов, интенсивный износ трубопроводов и частей механизмов, входящих в контакт с пульпой, и повышенный расход энергии несколько сужают области применения такого рода устройств.

Гидравлические транспортные системы могут быть открытыми и закрытыми. В открытой системе вода используется один раз и затем исключается из цикла. При этом расходуется большое количество воды и требуются очистные устройства для очистки воды пе-

ред сбросом ее в водоем. В закрытой системе предусматривается возврат воды в цепь для повторного использования. При этом отпадает необходимость в сложных очистных устройствах.

Мощность (в киловаттах), затрачиваемая гидротранспортной установкой на перемещение материала, равна

$$P = \rho_0 \frac{VH}{360\eta\mu},$$

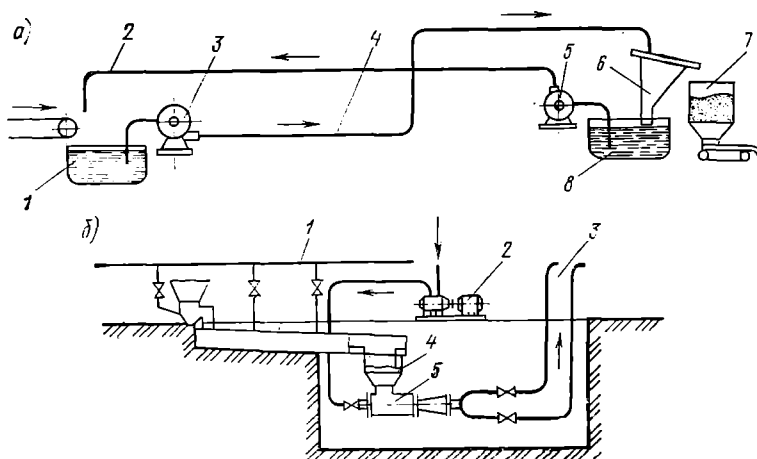


Рис. 290. Схемы гидравлического транспортирования

где $\rho_0 = 1000 \text{ кг/м}^3$ — плотность воды; V — объемная производительность, $\text{м}^3/\text{ч}$; H — полный напор в установке, м, равный сумме потерь во всасывающем и нагнетательном трубопроводах; η — КПД центробежного насоса; μ — коэффициент насыщения, т. е. отношение объемного количества груза к полному количеству гидро-смеси:

$$\mu = \frac{1}{1 + \beta},$$

где β — отношение объема воды в смеси к объему полезного груза.

Необходимо стремиться к тому, чтобы коэффициент μ был возможно больше, так как увеличение плотности пульпы, например, от 1,1 до 1,2 т/м^3 соответствует повышению производительности в два раза, а абсолютные затраты мощности при этом за счет увеличения напора возрастают всего на 9%.

Обычно транспортирование производится при консистенции пульпы, соответствующей критической скорости, при которой гидросмесь перемещается с наибольшей возможной консистенцией без осаждения груза в горизонтальных трубах.

§ 53. Вспомогательные устройства к конвейерам

При проведении мероприятий по комплексной механизации технологического процесса очень часто работу конвейеров, подающих груз непрерывным потоком, необходимо увязывать с работой машин периодического действия. В этом случае для накопления

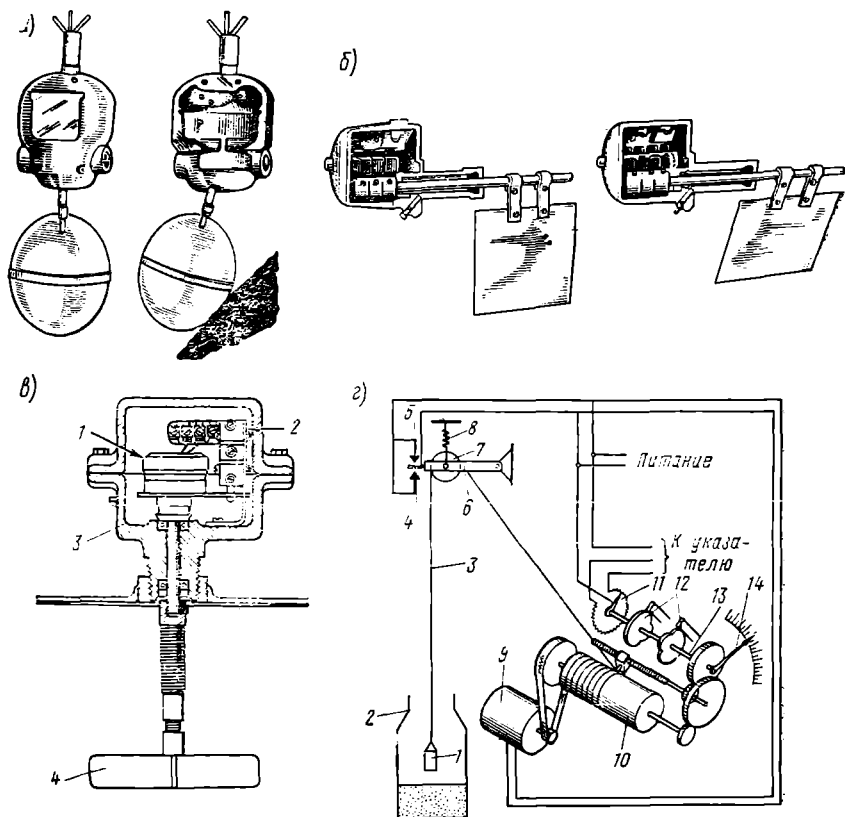


Рис. 291. Указатели уровня материала в бункере:

а — шарнирно-шарикового типа; б — шарнирно-лопастного типа; в — лопастного типа; г — с грузовым щупом

груза, подающегося конвейером, применяют бункера (сосуды различной формы), вместимость которых выбирают такой, чтобы можно было устранить неравномерность в подаче и расходе груза. Обычно конструкция бункера представляет комбинацию двух геометрических тел: верхнего — призматического или цилиндрического и нижнего — суживающегося книзу к выпускному отверстию в виде конуса или пирамиды. Бункера изготовляют из листовой стали, дерева, бетона и т. п. Форма их стенок и размеры отверстия истечения должны обеспечить бесперебойную разгрузку, не допуская

создания сводообразования груза в бункере. Иногда в бункерах для улучшения истечения материала применяют специальные *шуровочные устройства* или *вибраторы*.

Для определения уровня груза, находящегося в бункере, применяются *указатели уровня*, оборудованные дистанционной системой передачи показаний. Весьма распространены указатели поворотного типа (рис. 291, а, б), состоящие из шарика или лопасти, соединенных с конечным выключателем, установленным в корпусе. При заполнении бункера груз отклоняет шарик или лопасть от вертикального положения, что приводит к размыканию контакта выключателя и включению светового или звукового сигнала.

Другой тип указателя уровня приведен на рис. 291, в. Он состоит из маломощного, с низкой частотой вращения двигателя 1, соединенного с валом, на конце которого укреплены лопасти 4. Когда уровень груза в бункере поднимается до вращающейся лопасти, то двигатель останавливается, что вызывает срабатывание микровыключателя 2, управляющего сигнальным устройством. Вся электроаппаратура размещена в герметическом корпусе 3, что позволяет использовать указатель и для работы со взрывоопасными грузами.

Приведенные конструкции указателей дают сигнал только при полном заполнении бункера, но не дают сведений о том, сколько груза находится в бункере. Конструкция указателя (рис. 291, г), предназначенная для непрерывной регистрации уровня груза в бункере, состоит из шупа 1, подвешенного к концу каната 3 и опущенного в бункер 2. Канат 3 проходит через блок 7, укрепленный на рычаге 6, удерживаемом пружиной 8, и наматывается на барабан 10, вращаемый от электродвигателя 9. Вал барабана соединен зубчатыми передачами с валом управления 13, на котором укреплены стрелка 14 указателя уровня, кулачки 12, связанные с электроконтактами, определяющими крайние положения шупа, и потенциометр 11, обеспечивающий дистанционную передачу сигналов. Если шуп не соприкасается с грузом, то под действием своего веса он перемещает рычаг 6 замыкает контакты 4. Это приводит к включению двигателя 9 и опусканию шупа на груз; после этого под действием пружины 8 рычаг 6 размыкает контакты 4 и двигатель 9 останавливается. При ослаблении каната 3, когда шуп 1 ложится на груз, рычаг 6 замыкает контакт 5 и двигатель включается на подъем шупа. Таким образом, шуп все время находится около поверхности груза в бункере, что позволяет держать под постоянным контролем уровень груза.

Для открывания и закрывания выпускных отверстий бункеров и регулирования скорости истечения груза из них применяют бункерные затворы различного типа с ручным или механическим приводом. В плоских затворах (рис. 292, а, б) отверстие бункера перекрывают плоской задвижкой, что иногда приводит к защемлению кусков груза при закрывании и требует значительной силы для передвижения задвижки. В лотковых (клапанных) затворах (рис. 292, в, г) отверстие истечения перекрывают клапаном,

шарнирно укрепленным под отверстием бункера. Эти затворы не защемяют грузов, но имеют весьма большие габариты по высоте. Секторные затворы (рис. 292, *г, д*) по сравнению с плоскими затворами требуют значительно меньшей силы для открывания и за-

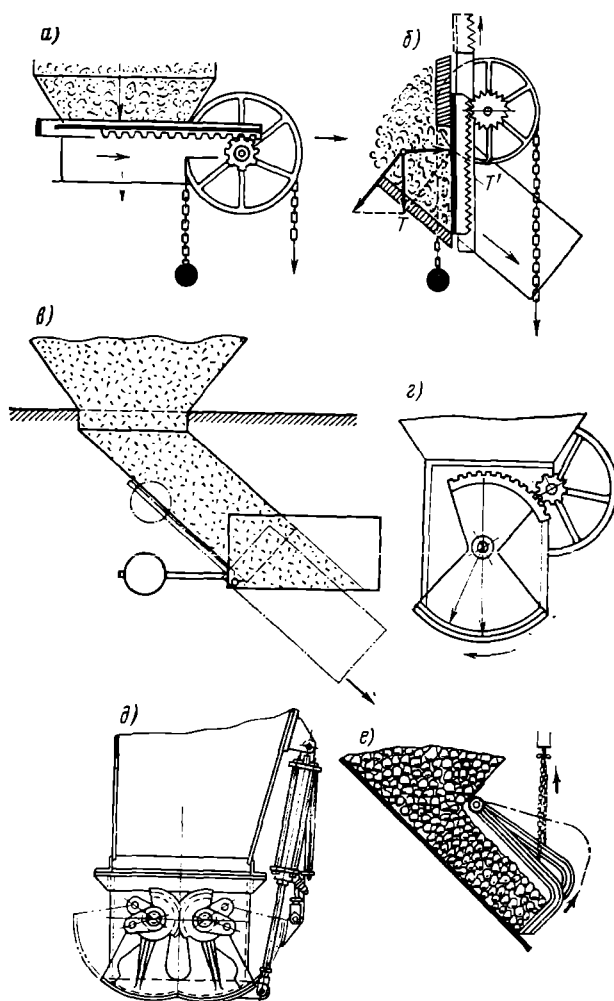


Рис. 292. Бункерные затворы

крывания отверстия. Конструктивной разновидностью секторного затвора является рычажный затвор (рис. 292, *е*), состоящий из тяжелых рычагов, каждый из которых подвешен на цепи. При опускании цепи заостренные рычаги проникают в толщу груза и пере-крывают отверстие.

Для равномерной и непрерывной подачи груза из бункера на транспортное устройство применяют питатели. Очень часто они представляют собой короткий ленточный (рис. 293, а), пластинчатый (рис. 293, б) или винтовой (рис. 293, в) конвейер. В ряде случаев используются вибрационные лотковые питатели (рис. 293, г), состоящие из лотка 1 с вибратором 2, подвешенным на пружинах под отверстием бункера. Регулировкой винтовых стяжек можно установить необходимый угол наклона лотка, соответствующий необходимой производительности при данном виде груза. Находят применение плунжерные питатели (рис. 293, д) с плунжером 1, имеющим возвратно-поступательное движение, и питатели качающиеся (рис. 293, е), осуществляющие подачу груза возвратно-поступательным движением лотка 1, а также дисковые (рис. 293, ж) и барабанные или лопастные (рис. 293, з) питатели, осуществляющие подачу груза вращающимся рабочим элементом, выполненным в виде диска со скребком 1 или барабана с лопастями.

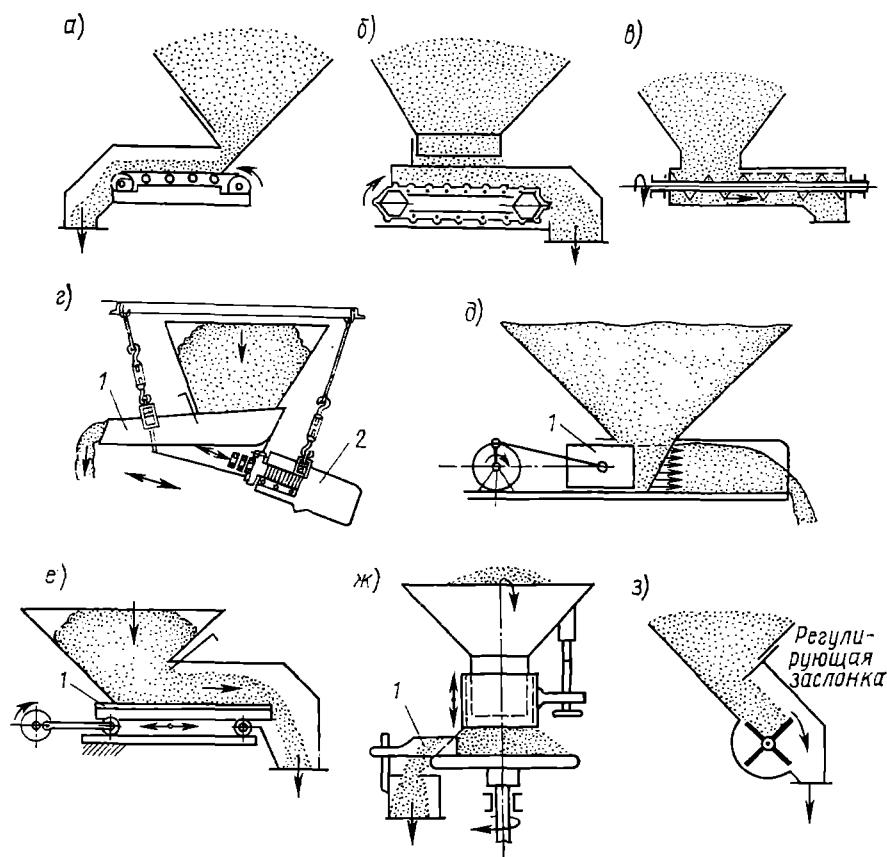


Рис. 293. Питатели

§ 54. Управление работой подъемно-транспортных машин

Организации рационального управления подъемно-транспортными машинами уделяется большое внимание, так как от нее зависит производительность машины, ее долговечность и условия работы обслуживающего персонала. В большинстве случаев управление кранами производится из кабин управления, прикрепленных к металлоконструкции крана или тележки. Кабина подвешивается

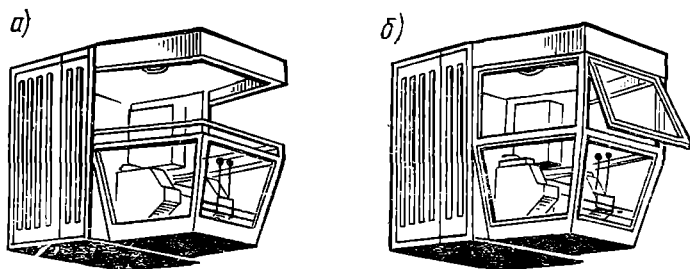


Рис. 294. Кабины управления кранами:
а — открытая; б — закрытая

на стороне моста, противоположной той, где расположены главные троллейные провода. В зависимости от типа, назначения и условий работы крана конструктивное выполнение кабин может быть различным. Конструкция кабины и пульта управления, возможность обзора поля действия крана оказывают существенное влияние на производительность крана и на работоспособность крановщика.

На кранах небольшой грузоподъемности, работающих с невысокими скоростями и в ненапряженном режиме, в помещении с чистым воздухом и нормальной температурой, можно ограничиться простой открытой кабиной (рис. 294, а). Для кранов, работающих на открытом воздухе, а также в загазованных цехах и в цехах с повышенной температурой, применяются закрытые кабины, снабженные устройствами для отопления и вентиляции (рис. 294, б). Иногда закрытые кабины оборудуют установками для кондиционирования воздуха, с помощью которых в кабине поддерживают постоянную температуру воздуха 25—28°C при температуре окружающей среды, достигающей +60°C.

Основные размеры кабины: высота от пола до любой выступающей точки на потолке (светильника, ручки люка и т. п.) не менее 1,8 м, ширина пола 1,1 м и длина пола 2 м. В потолке закрытой кабины для выхода на рабочую площадку крана должен быть люк

размером $0,5 \times 0,5$ м. В конструкции открытой кабины размер от пола до верхней кромки ограждения должен быть не менее 1 м. Дверь для выхода в кабину может быть распашной (открывающейся внутрь кабины) или раздвижной и должна запираться изнутри.

Положение кабины на кране, а также ее остекление и расположение органов управления должны быть такими, чтобы с места

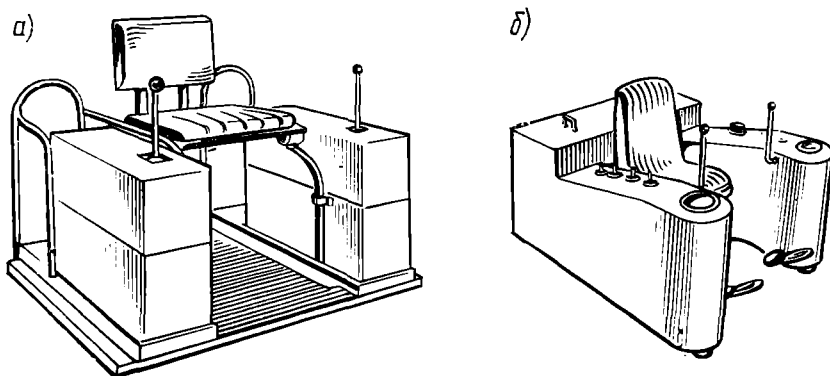


Рис. 295. Пульты управления

управления можно было наблюдать за грузозахватным приспособлением и грузом в течение всего цикла работы машины. Общий обзор крановщика, сидящего в кресле кабины, должен быть вверх на 60° , вниз — на 90° , вправо и влево — на 135° . Дополнительное увеличение обзора достигается поворотом и наклоном туловища крановщика.

На кранах мостового типа кабины располагаются под металлоконструкцией моста и соединяются с ней лестницей (см. рис. 17 и 21). На башенных и порталных кранах предусматриваются выносные кабины, прикрепляемые к поворотной части крана (см. рис. 34 и 38).

Кабины оборудуются пультами управления, два из которых для примера показаны на рис. 295. На пультах устанавливают командоконтроллеры или силовые контроллеры. Пульты с *командоконтроллерами* занимают меньше места, что обеспечивает хороший обзор и более удобные условия работы крановщика. Пульты с *силовыми контроллерами* более громоздки, ограничивают обзор и создают неудобства в посадке крановщика. Однако они обеспечивают непосредственное управление приводами механизмов крана, тогда как командоконтроллеры требуют промежуточных тяжелых и дорогих магнитных станций. Рычаги командоконтроллеров управления механизмами подъема и передвижения тележки расположены соответственно в правом и левом подлокотниках кресла (рис. 295, а, б). Педаль рычага командоконтроллера движения моста находится на полу (рис. 295, б) под правой ногой, т. е. для

каждой руки и ног крановщика предусмотрена только одна операция, что уменьшает утомляемость крановщика и снижает число ошибок управления механизмами.

Необходимость дальнейшего повышения производительности подъемно-транспортных машин, улучшения условий работы обслуживающего персонала, повышения надежности и долговечности работы элементов машины обусловили создание частично или полностью автоматизированных систем управления. Подача сигналов крановщику голосом или условными знаками недостаточно надежна, особенно в условиях, где шум, дым, пар или пыль мешают наблюдению.

В ряде случаев, например, при монтаже крупногабаритных изделий, а также при разгрузке трюмов судов из кабины крана не видны крюк и груз, а связь между крановщиком и рабочим, находящимся в непосредственной близости от груза, затруднена.

В этом случае удобно передавать сигналы крановщику по телефону или по радио: возможность ошибки снижается, а точность проведения работ увеличивается.

Развитие техники радиосвязи и телемеханики привело к созданию дистанционного управления механизмами кранов, с помощью которого широко применяется так называемое «управление с пола», когда механизмами крана управляют с пульта управления, расположенного в отдалении от крана. Этот пульт может быть стационарным или переносным. Применение переносного пульта дистанционного управления повышает точность монтажно-сборочных и перегрузочных работ, так как обслуживающий персонал может находиться рядом с транспортируемым объектом. Современная полупроводниковая аппаратура позволяет создать портативные переносные пульты управления, не затрудняющие движения оператора. Дистанционное управление необходимо и тогда, когда по условиям работы обслуживающий персонал должен находиться в отдалении от транспортируемого груза, например при работе с ядовитыми или радиоактивными веществами. Дистанционное управление позволяет управлять одному оператору несколькими машинами с одного пульта управления.

Связь оператора с механизмами крана может осуществляться либо по проводам, либо с помощью радиосигналов. Первый способ находит более широкое применение, так как он более надежен и при применении переменного тока звуковой частоты позволяет передавать сигналы по одним и тем же проводам с помощью устройства частотного разделения к различным исполнительным механизмам. В диапазоне от 200 до 10 000 Гц по одному проводу можно передавать сигналы 20 каналов без их взаимного влияния и появления помех.

При необходимости удалить пульт управления на большое расстояние от управляемого объекта, применение проводных устройств становится неудобным и более рационально управлять механизмами с помощью радио. Оператор командоаппаратом подает на вход радиопередатчика команды в виде комбинаций им-

пульсов тональной частоты. Радиопередатчик преобразует импульсы тональной частоты в радиочастотные импульсы и передает их по радиоканалу. Радиоприемник принимает эти сигналы, преобразует их в сигналы тональной частоты, усиливает и подает на вход приемника телеуправления, где они выделяются соответствующими полосовыми фильтрами, детектируются и поступают на соответствующее приемное реле. Контакты реле управляют схемой дешифратора. Дешифратор расшифровывает команды и при этом срабатывает одно из реле, управляющих питанием магнитных станций.

Радиоаппаратура для управления работой кранов состоит из радиопередатчика, снабженного пультом управления, массой примерно 3 кг (рис. 296) и приемной аппаратуры, установленной на кране. Пульт управления состоит из передатчика, блока генераторов командных частот и командоаппарата. Каждому механизму крана соответствует определенная рукоятка на пульте управления. Так, перемещение рукоятки 7 вверх или вниз приводит к включению механизма подъема соответственно на подъем или опускание груза. Рукояткой 2 управляют движением моста крана; рукояткой 4 — движением тележки; рукояткой 5 — включением подъемного электромагнита. При нажатии кнопки 6 включается сигнальный

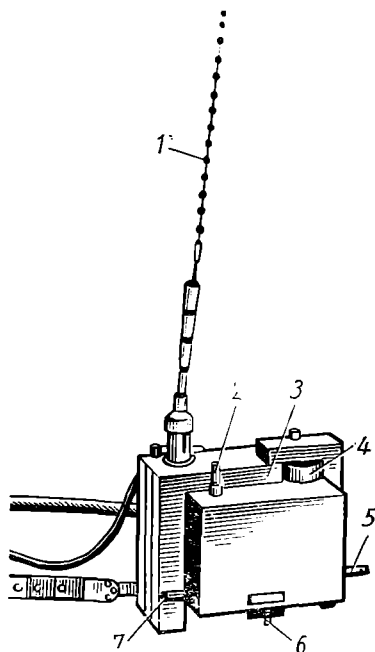


Рис. 296. Переносной пульт управления работой крана

звонок на кране, а при выключении тумблера 3 происходит обесточивание всего крана. Данная система позволяет регулировать скорость двигателей механизмов. В последних моделях антенна 1 передатчика уложена в ляжки прибора, что делает передвижение оператора еще более свободным. При управлении по радио весьма удобным является применение телевизионных камер, значительно расширяющих поле зрения, так как по экрану телевизора можно наблюдать за перемещением груза.

Автоматизация многих отраслей промышленности требует осуществления автоматического управления подъемно-транспортными машинами. В основном автоматизируется управление электроприводом и междиагрегатным транспортом. В ряде научно-исследовательских институтов и заводов страны ведутся разработки по созданию автоматической следящей системы регулирования скорости различных механизмов подъемно-транспортных машин; схем автоматического торможения; автоматических устройств, повы-

шающих безопасность работы кранов,— ограничителей грузоподъемности и путей перемещения; противоугонных устройств и т. п.; проводятся работы по совершенствованию телеуправления и автоматического адресования грузов и по созданию автоматических грузозахватных приспособлений.

Степень автоматизации подъемно-транспортной машины может быть различной. В грузоподъемных машинах обычно автоматизируют лишь отдельные операции, например процессы разгона и торможения механизмов, регулирование скоростей движения, процесс снижения скорости перед остановкой, остановку машин в заданном месте. Необходимо отметить, что без обеспечения автоматизации процессов разгона и торможения, а также регулирования скорости практически невозможно осуществить и дистанционное управление подъемно-транспортными машинами. Даже автоматизация отдельных процессов работы грузоподъемной машины приводит к значительному повышению ее производительности, так как автоматическое уменьшение скорости перед остановкой и обеспечение точной посадки груза позволяет увеличить рабочую скорость перемещения груза и пустого крюка, что, в свою очередь, приводит к уменьшению необходимого числа грузоподъемных машин, уменьшению обслуживающего персонала, повышению срока службы машины.

Полностью автоматизировать подъемно-транспортные машины можно лишь при строгой ритмичности всего производства, хорошей организации рабочих мест и особой четкости ведения работы. Для этого желательно автоматизировать весь технологический процесс, составной частью которого является работа данной подъемно-транспортной машины. В автоматизированных производствах широко применяются различные типы машин непрерывного транспорта, автоматически действующие устройства для загрузки и разгрузки тележек, конвейеров, станков и т. п. Загрузка и разгрузка конвейеров и бункерных устройств могут производиться практически без участия человека. Обслуживающий персонал осуществляет лишь наблюдение за работой системы.

Возможна и работа грузоподъемной машины в автоматическом режиме без условия автоматизации всего технологического процесса. Например, можно полностью автоматизировать работу перегрузочных мостов и грейферных кранов, работающих по перегрузке сыпучих грузов, прибывающих на баржах или по железной дороге.

Большие возможности повышения производительности открывает автоматизация работы пассажирских лифтов. При этом используют так называемое «собирательное» управление одним лифтом или группой лифтов, сосредоточенных в одном здании, при котором собирают и регистрируют все распоряжения, поступающие от вызывных кнопок. Система автоматического управления автоматически распределяет поступившие вызовы между всеми лифтами и выполняет их в наиболее рациональной последовательности, а после выполнения этих распоряжений лифты автоматически

возвращаются на место основной стоянки. Такое управление позволяет получить выигрыш во времени более чем в два раза по сравнению с обычной системой одиночных вызовов. В часы наибольшей загрузки лифтов можно обеспечить их автоматическую работу по заданной программе; при этом некоторые лифты обслуживают определенные зоны и часть пути проходят без остановки. Система автоматического управления лифтами может включать в себя также грузовой индикатор, связанный с настилом пола кабины. В этом случае лифт начинает движение, если кабина загружена не менее чем на 80% номинальной грузоподъемности. Если же нагрузка меньше этой величины, то лифт включается только по истечении заданного отрезка времени.

Программное управление, т. е. обеспечение автоматической работы машины по заданной программе, необходимо в случаях, когда из-за наличия, например, вредных газов, пыли, радиоактивных веществ, высокой температуры недопустимо пребывание человека вблизи машин и аппаратов, осуществляющих технологический процесс, а также там, где напряженность производственного цикла настолько велика, что не может непосредственно контролироваться человеком.

Простейшим способом введения программы является установка *электромеханических включателей*, действующих поочередно по мере выполнения технологических операций. В ряде случаев этот способ может быть дополнен применением *здатчика программы* — автоматического командоаппарата, действующего в функции времени. Этот способ программирования удобен и надежен, если не приходится часто менять программу и условия работы. Если же условия работы меняются, то этот способ недостаточно совершен даже для осуществления работы в полуавтоматическом режиме. Это наглядно видно на примере работы порталных кранов, работа механизмов поворота которых зависит от силы и направления ветра, состояния тормозов и т. д. В большинстве подобных случаев не удастся обойтись без серьезного усложнения схемы, без введения обратных связей и следящих систем.

Другим способом программирования является задание программы записью на перфоленгу или *магнитную ленту*. Наряду с некоторыми преимуществами, к которым относятся простота операции изменения программы, возможность записи и передачи командного кода по каналу связи, эта система в простейшем виде не лишена недостатков, приводящих к появлению нарастающей ошибки, которую необходимо корректировать, вводя обратную связь, например, по пройденному пути, по времени выполнения технологической операции и т. д.

Способ задания программы *перфокартами* целесообразен, если предусмотрены типовые программы, не требующие корректировки. Большое значение при использовании перфокарт имеет принятый способ считывания информации. В подъемно-транспортных машинах для этой цели могут быть использованы механические, элек-

тромеханические (путевые переключатели), индуктивные (использующие изменение магнитного сопротивления) и фотоэлектрические устройства считывания. Электрические и фотоэлектрические способы записи и считывания являются наиболее прогрессивными, так как они позволяют записать большое число различных сигналов при небольших размерах перфокарт и считывающих устройств, выполненных с использованием современных технических средств.

Перевод крана на работу по заданной программе целесообразен тогда, когда кран периодически выполняет ряд следующих друг за другом операций, например если кран выполняет работу по перегрузке сыпучих грузов, по завалке мартезовских печей, по подаче штучных грузов из цеха на склад или со склада на погрузку. Введение программного управления приводит к увеличению производительности как самого крана, так и обслуживаемых им технологических средств, улучшает условия работы механизмов и электрооборудования кранов, позволяет уменьшить число рабочих. Все это дает определенный технико-экономический эффект. Программа составляется с учетом требований технологического процесса и должна обеспечить работу крана в течение достаточно длительного периода без вмешательства человека. При составлении общей программы технологический цикл разбивается на ряд процессов, управляемых по отдельным программам, следующим одна за другой. Работа по каждой отдельной программе выполняется автоматически после подачи соответствующего пускового импульса. Затем кран останавливается и оператор должен ввести новую программу и дать пусковой импульс. Устройство, формирующее пусковой импульс, должно работать не только в функции времени, так как при длительном периоде работы происходит неизбежное накопление ошибок в пути тележки и моста (особенно в периоды их неустановившегося движения), но должна также содержать в себе и определенные задания положения рабочих элементов крана. Возможно частичное программирование работы машины, когда программируется работа только отдельных механизмов.

Широкое применение находит автоматическое адресование транспортируемых грузов, т. е. отправка грузов на заданное место, автоматически выполняемая с помощью электрических или электромеханических устройств. Автоматическое адресование значительно уменьшает число рабочих, занятых на транспортировке, и ускоряет процесс доставки груза к месту назначения. Наиболее часто автоматическое адресование используется при применении подвесных цепных конвейеров толкающего типа.

Применяются две принципиально различные схемы адресования. В первой системе подача сигнала на перевод стрелки производится с центрального пульта с помощью следящего устройства. В этом случае тележка, выходящая на приводной участок пути, при прохождении контрольного пункта отмечается, и при дальнейшем ее движении в соответствии с заданной программой следящее

устройство готовит путь для этой тележки. Сама тележка при этом не несет на себе никаких адресующих устройств.

Во второй системе маршрут следования тележки закладывается в закодированном виде в адресующее устройство, смонтированное на тележке. В этом случае тележка сама подготавливает себе путь.

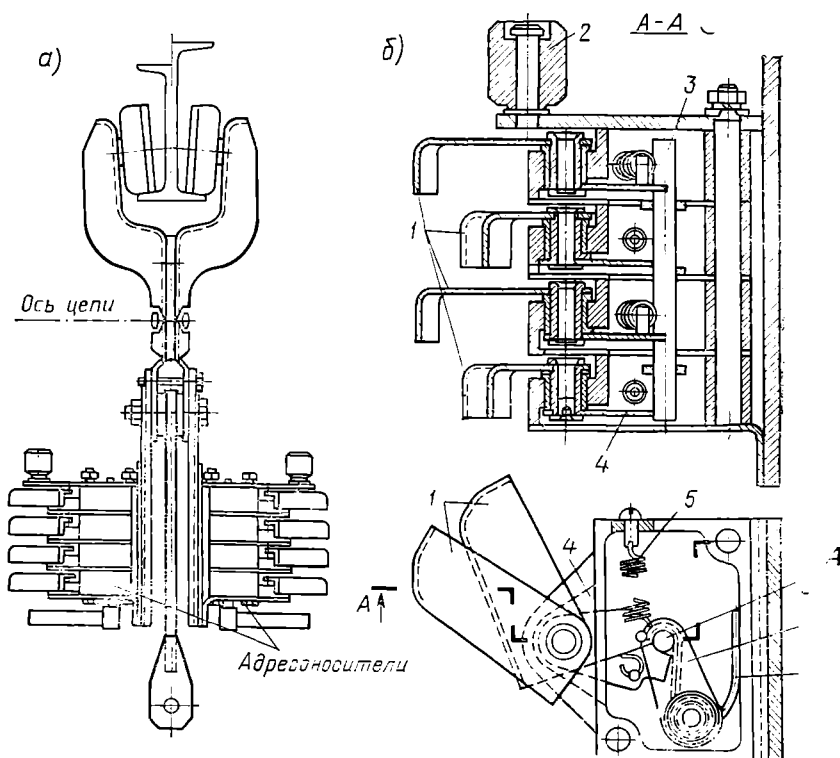


Рис. 297. Установка адресоносителя:

а — каретка с адресоносителем; б — адресоноситель

На сложных трассах возможно совмещение обеих схем адресования.

Выбор системы автоматического адресования тесно связан с организацией производства в целом. В настоящее время чаще используется вторая система адресования.

Адресная система грузонесущего конвейера состоит из адресоносителя, настройщика адреса, считывающего устройства, определителя адреса и датчика каретки, определяющего ее местонахождение. Адресоноситель устанавливается на ходовой части конвейера на каретках или подвесках (рис. 297, а). Все остальные элементы располагаются вдоль трассы конвейера. Адресоноситель

(рис. 297, б) имеет несколько клавиш 1. При четырех клавишах и односторонней подвеске с его помощью можно задать 15 адресов, при двусторонней подвеске — 255 адресов. Каждая клавиша занимает одно из двух положений — выдвинутое или вдвинутое. Комбинация вдвинутых и выдвинутых клавиш создает адрес. Клавиши жестко связаны с кулачками 4. Пружины 5 стремятся поставить клавиши в выдвинутое положение. Палец 3 с рычагами 6 прижимается пружиной 7 к выступам кулачков и не позволяет кулачкам изменить свое положение, тем самым фиксируя установленную комбинацию. При сбрасывании адреса или настройке нового адреса палец 3 принудительно выводят из зацепления с кулачками клавиш и все клавиши пружинами 5 ставятся в выдвинутое положение.

Настройка адреса производится с помощью *настройщика* (рис. 298). Он имеет сбрасывающий ролик 4 и настраивающие ролики 3, которые могут находиться во вдвинутом или выдвинутом положении. Перестановка настраивающих роликов производится рычажной системой 2 с помощью электромагнитов 1. Направляющий ролик 2 адресоносителя (см. рис. 297, б) входит в направляющие 5 *настройщика* адреса, обеспечивая точное взаимное положение клавиш адресоносителя и настраивающих роликов 3 *настройщика*. Сбрасывающий ролик воздействует на срабатывающий рычаг адресоносителя, сбрасывая адрес. Затем клавиши адресоносителя ставятся настраивающими роликами в положение, соответствующее новому адресу, и палец 3 адресоносителя (см. рис. 297, б) фиксирует новый адрес.

Определение адреса, зафиксированного на адресоносителе, и подача сигналов на исполнительные механизмы для осуществления той или иной операции производится *считывающим устройством* (рис. 299). Оно состоит из роликов 1, жестко соединенных с кулачками — запирающим 7 и разрешающим 3. Пружины 2 постоянно удерживают ролики в выдвинутом положении. Палец 4 стремится повернуться на оси 6 под действием пружины 5. С пальцем жестко соединены рычаг возврата 10 и сигнальный рычаг 11. При выдвинутом положении роликов разрешающие кулачки 3 не препятствуют повороту пальца 4, а запирающие препятствуют.

До контакта с адресоносителем все ролики считывающего устройства выдвинуты, запирающие кулачки препятствуют повороту пальца 4, сигнальный рычаг 11 отведен, сигнал на бесконтактном датчике 12 отсутствует. При прохождении тележки с адресоносителем его направляющий ролик 9 входит в направляющие 8 считывающего устройства, чем обеспечивается правильное взаимодействие роликов считывающего устройства и клавиш адресоносителя. Выдвинутые клавиши вдвигают ролики считывающего устройства, а вдвинутые клавиши не задевают роликов считывающего устройства. При этом разрешающие кулачки остаются на месте, а запирающие передвигаются в положение, не препятствующее повороту пальца 4. Палец 4 поворачивается и переводит сигнальный рычаг 11 и рычаг возврата 10, и на бесконтактном

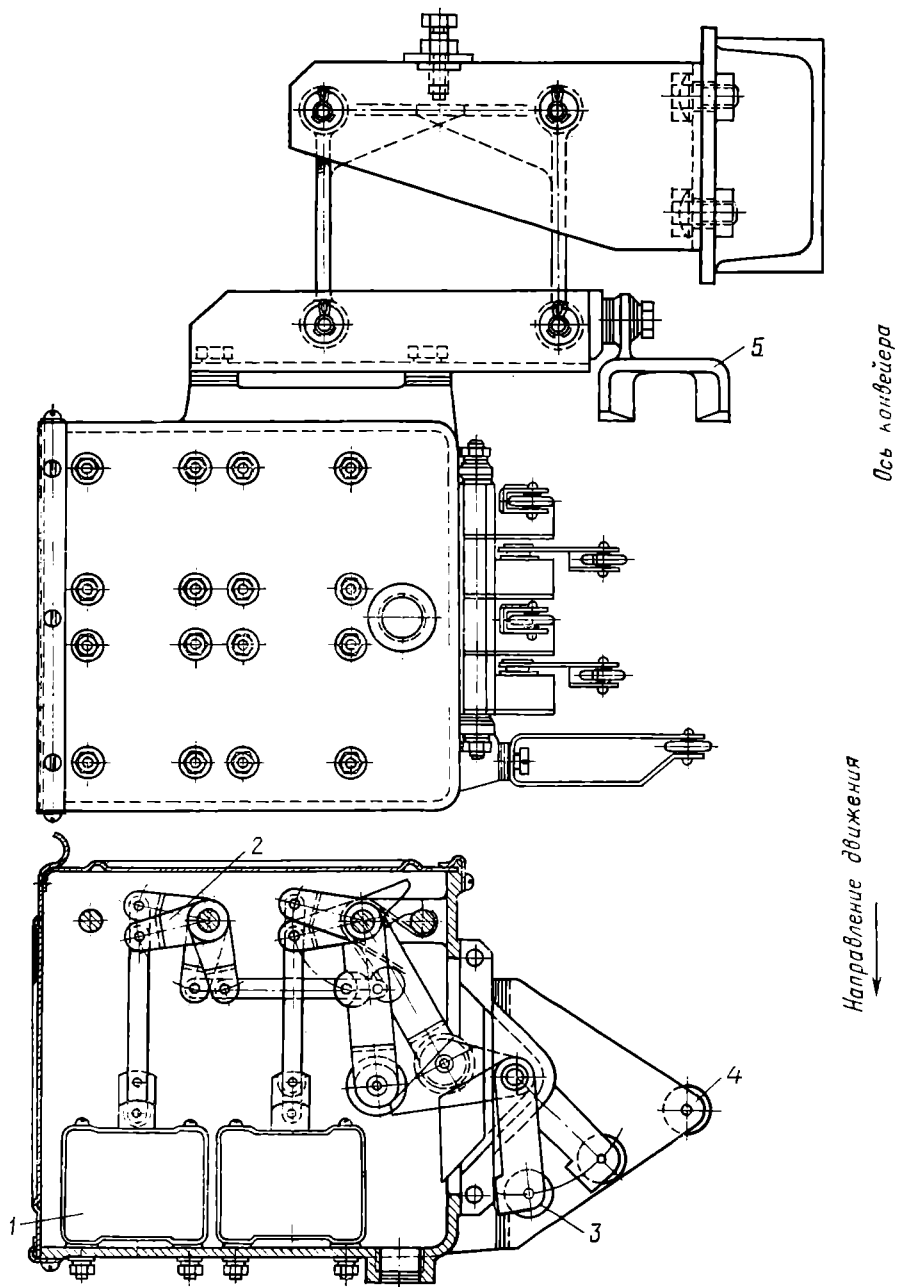


Рис. 298. Настройщик адреса

датчике 12 появляется сигнал, поступающий в систему управления стрелками.

На рис. 300 показан *пневмоэлектрический адресователь*, состоящий из пневмоцилиндров 1, выдвигающих адресные кулачки 2, воздействующие на адресные пальцы 3. В зависимости от задаваемого адреса датчик 6, установленный на траверсе 7, настраи-

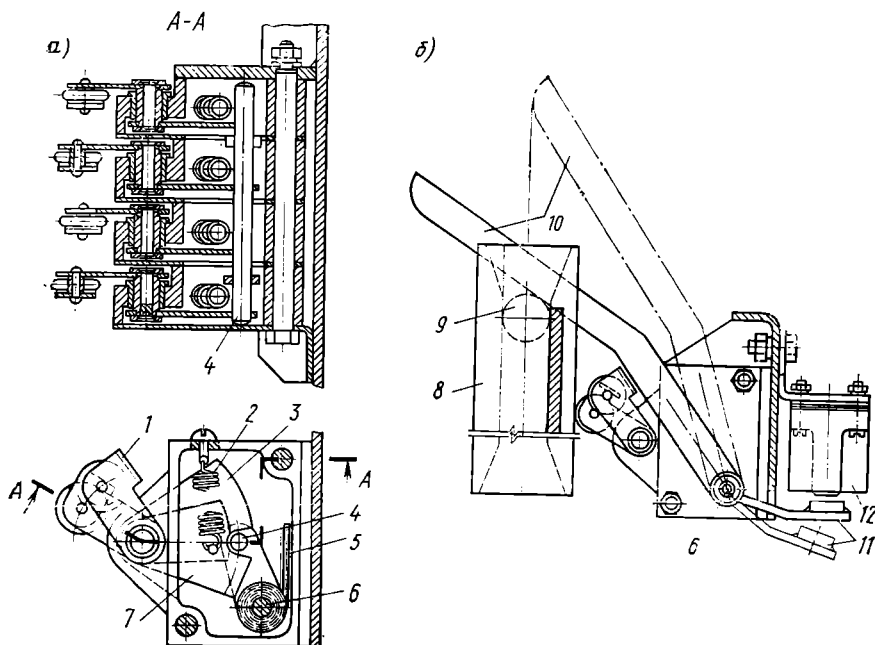


Рис. 299. Считывающее устройство

вается на взаимодействие с любым адресным пальцем 3 тележки. При движении тележки палец 3, воздействуя на хвостовик 4, поворачивает пластину 5 толщиной 3—4 мм, которая, попадая в межкатушечное пространство индукционного датчика 6, изменяет напряженность магнитного поля, что приводит к появлению электрического сигнала, передающегося в систему управления приводом путевой стрелки.

Наиболее рациональной системой автоматического адресования является применение в качестве носителя информации перфокарты, а в качестве считывателя — фотосопротивления. На перфокарте в соответствующих местах пробиты отверстия, кодирующие адрес. Каждый пункт остановки или стрелка имеет свой адрес, закодированный в считывающем устройстве. Если мимо проходит тележка с перфокартой, на которой записан адрес этого пункта, то срабатывает соответствующая аппаратура и направляет тележку в

требуемом направлении, осуществляя остановку или другие операции.

Системы с бесконтактными способами считывания (фотоэлектрические, индукционные, емкостные и др.) более прогрессивны по сравнению с механическими системами, поскольку в них не проис-

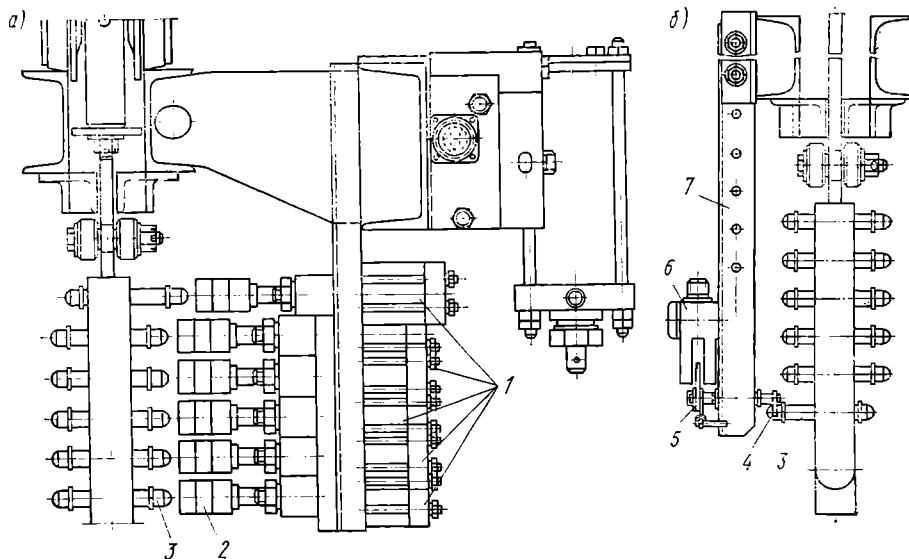


Рис. 300. Пневмоэлектрический адресователь:
а — установка адресователя; б — адресный датчик

ходит изнашивания адресующих элементов, но они более сложны по устройству. Систему автоматического адресования легко объединить с автоматическими устройствами подсчета числа тележек — результаты учета документально оформляются печатающими аппаратами.

Основным назначением башенных строительных кранов при монтаже зданий является не только подача конструкций к месту установки, но и точная их установка. В них применяется комбинированная система управления, объединяющая в себе два устройства: для управления краном по заранее заданной программе и для дистанционного управления краном — программно-дистанционное управление. При этой системе операции по доставке деталей со склада (или непосредственно с транспортных средств) осуществляются автоматически посредством системы адресования и программного управления двигателями, а точное позиционирование производится на малых (ползучих) скоростях подъема и опускания груза с помощью оператора с радиопередатчиком.

В последнее время подъемно-транспортное оборудование все чаще оснащается весоизмерительными системами, позволяющими совмещать транспортные и измерительные операции. Для этой цели наиболее удобен электронно-тензометрический способ взвешивания, дающий возможность практически мгновенно производить измерения и представлять их результаты в цифровой форме. В основе способа лежит использование измерительных преобразователей силы, представляющих собой упругие элементы специальной формы с размещенными на них тензорезисторными датчиками. Электрический сигнал с датчиков передается в измерительную аппаратуру, а затем на световое табло или печатающее устройство. Эти датчики могут устанавливаться на металлоконструкции грузоподъемных машин, под верхними блоками, на грузовых тележках или в крюковой подвеске. Такие взвешивающие устройства могут использоваться также для определения массы штучных или сыпучих грузов, перемещаемых конвейерами различных типов, для дозирования различных грузов, в том числе жидкого металла.

§ 55. Применение подъемно-транспортных машин в поточном производстве и в автоматических линиях

Высокие темпы развития народного хозяйства и все увеличивающийся рост грузооборота требуют постоянного совершенствования средств и методов перемещения и складирования грузов на базе широкого внедрения комплексной механизации и автоматизации всех технологических процессов и ликвидации тяжелого ручного труда. За последнее десятилетие автоматизация технологических операций достигла такого уровня, что традиционные способы транспортировки и складирования деталей, разгрузки и загрузки технологического оборудования стали ограничивать производительность производственного участка и производства в целом. Погрузочно-разгрузочные, транспортные и складские работы на современных промышленных предприятиях становятся одним из основных факторов, определяющих себестоимость продукции, поэтому механизация и автоматизация этих работ открывают широкие перспективы в снижении себестоимости продукции и повышении производительности труда. Известно, что на одну технологическую операцию, как правило, приходится до 10—15 различных транспортных операций по перемещению основных и вспомогательных грузов, а на 1 т готовой продукции в различных производствах требуется израсходовать до 10—15 т, а иногда до 100 т различного сырья.

Во многих производствах, в частности в горнодобывающих, стоимость продукции (руды, угля и т. д.) на 80—85% состоит из затрат на транспорт. На крупных предприятиях металлургии и машиностроения эта величина составляет 40—60% и даже на заводах точного машиностроения, легкой и пищевой промышленности не снижается ниже 15—20%.

Комплексная механизация транспортных и погрузочно-разгрузочных работ представляет собой рациональное сочетание работы различных транспортирующих машин и технологического оборудования от первой до последней технологической операции. Рабочий в этом случае только управляет действиями машин и наблюдает за их работой.

Высшей ступенью комплексной механизации является комплексная автоматизация всего производства или отдельных его участков. Автоматизация производства в машиностроении представляет собой комплексную задачу, связанную с созданием как нового современного оборудования и технологических процессов, так и систем организации производства при постоянном повышении экономической эффективности, улучшении условий труда и сокращении потребности в рабочей силе. Уровень и способы автоматизации зависят от типа производства, его оснащенности техническими средствами. При комплексной автоматизации работа всех транспортирующих и технологических машин происходит с помощью различного рода средств автоматического управления. Участие человека в этом случае выражается в задании программы работы всего комплекса, в настройке машин и приборов управления и в контроле за их работой.

Комплексная механизация и автоматизация погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ позволяет высвободить значительное количество рабочей силы, занятой на вспомогательных работах, и приносит существенный технико-экономический эффект.

Одним из показателей, характеризующих состояние механизации и автоматизации производственных процессов, является уровень механизации, т. е. соотношение в процентах между производительностью, достигнутой при применении средств механизации, и производительностью при выполнении всех работ только вручную. Уровень механизации можно определить по следующей формуле:

$$\psi = \left(1 - \frac{q_1}{q_2}\right) K \cdot 100\%,$$

где q_1 — норма выработки (в принятых единицах) при ручной работе; q_2 — норма выработки при использовании средств механизации; $K = A_{\text{мех}}/A_{\text{общ}}$ — коэффициент удельного значения объема механизированных работ $A_{\text{мех}}$ в общем объеме работ $A_{\text{общ}}$. Величина $(1 - q_1/q_2)$ характеризует степень механизации ручного труда. При определении нормы выработки рабочего при механизированном способе следует исходить из существующих условий и применяемых средств механизации, а не из их технических возможностей. При определении значения коэффициента K необходимо иметь в виду, что в объем механизированных работ в каждом отдельном случае включаются работы, выполняемые с помощью машин, механизмов, агрегатов, установок и специальных устройств.

Экономия от внедрения механизации на данном предприятии зависит от фактических уровней механизации до и после проведения мероприятий, капитальных затрат на осуществление механизации и фактических стоимостей переработки грузов. Следует иметь в виду, что эффективность механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ в значительной степени зависит от правильного выбора вида и типоразмера подъемно-транспортного оборудования, а также от самой схемы механизации.

Современная организация машиностроительного производства, особенно крупносерийного и массового, характеризуется наличием большого числа технологических переделов, в связи с чем внутризаводские перевозки значительно превышают внешние грузоперевозки. *Коэффициент переработки грузов*, представляющий собой отношение массы грузов на внутренних грузоперевозках к внешним, составляет для различных отраслей машиностроения 2,8—8,7.

Структуры грузооборота машиностроительных заводов значительно различаются и для внутризаводских перемещений грузов требуют применения различных схем механизации и разнообразных подъемно-транспортных машин и механизмов от простейших средств малой механизации до автоматизированных транспортных систем. Схемы автоматизации и механизации, обеспечивающие выполнение перегрузочных работ на современном техническом уровне, должны охватывать все этапы процесса перемещения грузов из сферы добычи или производства в сферу распределения и потребления, включая подъемно-транспортные операции, выполняемые на всех внутрицеховых, межцеховых и межзаводских перевозках. Технология подъемно-транспортных работ должна не формально подстраиваться к основным технологическим процессам, а образовывать вместе с ними единый производственный процесс.

В современном производстве погрузочно-разгрузочные и транспортные операции являются связующими звеньями между отдельными технологическими операциями, обеспечивающими непрерывность процесса производства. Подъемно-транспортное оборудование приобретает функции регулятора производственного процесса предприятия. На современном машиностроительном заводе подъемно-транспортное оборудование влияет на размещение технологического оборудования, последовательность и соответствующее группирование технологических процессов на всех этапах производства — от складских и заготовительных операций до отгрузки продукции и отходов производства и определяет их ритм.

В настоящее время проводится комплексная механизация многих участков основного производства машиностроительных заводов с массовым и крупносерийным производством, предприятий черной и цветной металлургии, угольной, химической и других отраслей промышленности. Там применяются в основном средства непрерывного транспортирования. Для предприятий с единичным и мелкосерийным производством характерно применение транспортных средств прерывного (циклического) действия, главным образом универсального типа.

Механизация межцехового транспорта развивается на основе широкого внедрения подвесных конвейеров с автоматизированной загрузкой и разгрузкой; подвесных толкающих конвейеров с автоматизированным адресованием грузов; электропогрузчиков с подъемной платформой и с различными типами механических захватных органов. Для механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ на складах кроме различных типов кранов и погрузчиков с автоматическими и полуавтоматическими захватными органами применяют специализированные машины и механизмы для разгрузки платформ, полувагонов и закрытых железнодорожных вагонов.

Для лучшего использования пространства складов штучных грузов широко применяются штабелирующие мостовые краны и малогабаритные погрузчики в сочетании со специализированной унифицированной тарой для многоярусного хранения грузов.

Механизация погрузочно-разгрузочных и транспортных операций на складах машиностроительных заводов осуществляется преимущественно с помощью мостовых, железнодорожных, автомобильных и козловых кранов, кран-балок, подвесных однорельсовых путей. Дальнейшая механизация складских работ должна производиться при все более широком применении различных типов авто- и электропогрузчиков со сменными грузозахватными устройствами, легких самоходных гидроэлектрических тележек, управляемых с пола, а также механизмов для разгрузки сыпучих и кусковых грузов с железнодорожных платформ.

На складах современных предприятий прибывающие грузы подают и размещают в ячейки стеллажей, применяя автоматизированные системы управления на базе ЭВМ. Основным видом транспортирующих машин на складах являются роликовые конвейеры и стеллажные краны-штабелеры. На рис. 301 представлена одна из секций такого склада. Грузы на склад прибывают по роликовому конвейеру 1 из цехов завода, по конвейеру 3 поступают внешние грузы для переработки. Для передачи грузов с конвейеров 1 и 2 на раздаточный конвейер 5 используется поворотная секция 3. Все грузы проходят через устройство 4, предназначенное для взвешивания, определения характера груза и регистрации его, и направляются с помощью подъемных тележек 6 на столы 7, с которых грузы забираются захватами стеллажных кранов-штабелеров и устанавливаются в назначенную ячейку стеллажа.

Одним из эффективных способов комплексной механизации погрузочно-разгрузочных, складских работ и межцехового транспортирования являются контейнерные и пакетные перевозки грузов на поддонах универсальных или специальных подъемно-транспортных машин.

На современных машиностроительных заводах примерно 30% внешнего грузооборота составляют шихтовые и формовочные материалы для литейных цехов, поэтому механизация погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских работ по перемещению и хранению этих грузов имеет большое значение в рациональной

организации заводских грузопотоков. Наиболее высокая степень комплексной механизации достигнута в литейных цехах с крупносерийным и массовым производством. В некоторых литейных цехах автоматизированы подача формовочных смесей в бункера, транспортирование залитых форм, частично автоматизирована загрузка

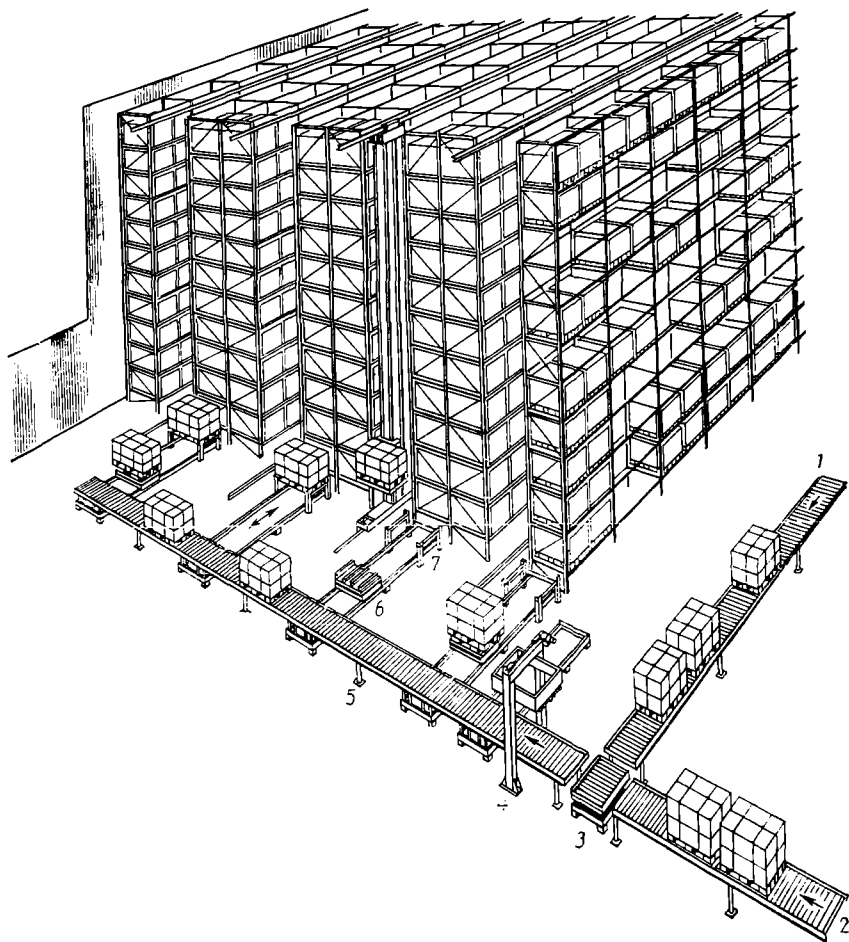


Рис. 301. Механизация стеллажного склада

вагранок шихтой с помощью скиповых подъемников и др. В литейных цехах многих заводов землетеприготовительные установки представляют, по существу, автоматически действующие системы. Все шире применяются пневматические конвейеры для транспортирования сыпучих материалов; подвесные толкающие конвейеры, позволяющие распределять грузы по заданным адресам и пере-

давать их с одного конвейера на другой без перегрузки; вибрационные конвейеры и питатели, используемые для транспортирования земли, кокса и известняка, отливок после выбивки и т. п. Механизация внутрицеховых транспортных операций в кузнечных, кузнечно-прессовых и термических цехах с крупносерийным и массовым производством осуществляется преимущественно с помощью конвейерных установок, а в цехах с мелкосерийным и еди-

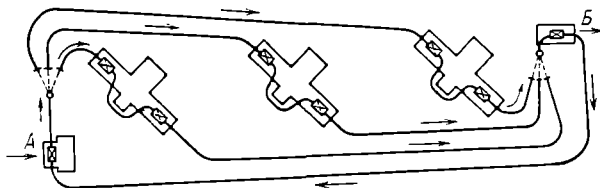


Рис. 302. Монорельсовый путь для подачи деталей к станкам

ничным производством — с использованием кантователей, грузо-подъемных машин, оснащенных автоматическими и полуавтоматическими захватами, конвейеров для межоперационной передачи заготовок и изделий. В кузнечно-прессовых цехах эффективно внедрение манипуляторов и посадочных машин.

В механических и сборочных цехах с крупносерийным или массовым типом производства механизация внутрицехового транспорта идет по пути внедрения гибких поточных и автоматических линий и различных конвейерных установок. В этих цехах находят широкое применение подвесные толкающие, сборочные конвейеры, монорельсовые системы со стыкующимися кран-балками, многоопорные подвесные кран-балки и другие машины.

В механических цехах с единичным и мелкосерийным производством механизация проводится с помощью создания поточных линий с различными машинами и механизмами для межоперационной передачи и съема со станков деталей и приспособлений, а также отдельных конвейерных установок и средствами механизированной загрузки и разгрузки. Например, для подачи деталей к группе фрезерных станков может использоваться монорельсовый путь (рис. 302). Детали после их загрузки на каретки в пункте А через стрелки передаются на один из трех путей, ведущих к станкам. Передвижение кареток к станкам происходит по монорельсу с углом уклона 1° . Около каждого станка имеются станции для опускания и подъема деталей. После обработки детали по наклонным путям перемещаются к пункту Б, где оператор снимает их, и пустые каретки направляют по обратной линии к загрузочному пункту А.

Для внутрицехового и межцехового транспорта штучных грузов в предприятиях массового и крупносерийного производства весьма эффективными являются подвесные толкающие конвейеры с ав-

томатическим адресованием грузов. Применение их позволяет значительно сократить число вспомогательных рабочих благодаря автоматизации распределения грузов по рабочим местам и складам.

Большое место в комплексной механизации погрузочно-разгрузочных работ и складирования грузов занимают автопогрузчики, заменяющие ручной труд, резко повышающие производительность труда и снижающие затраты на перемещение грузов. Во многих

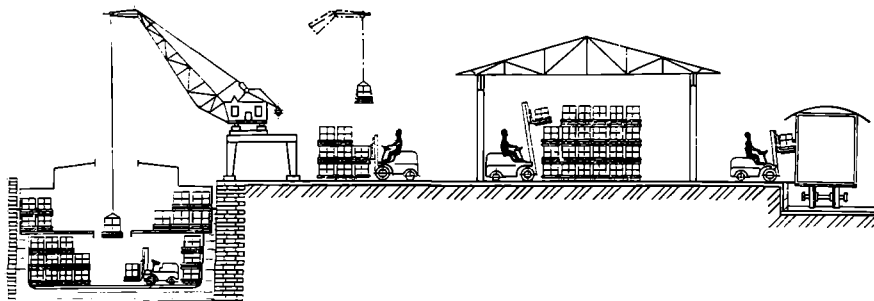


Рис. 303. Схема комплекса погрузочных и транспортных операций в морском порту

случаях комплексную механизацию перемещения и складирования грузов можно осуществить сочетанием автопогрузчиков с другими подъемно-транспортными средствами. Так, на рис. 303 приведен пример комплексной механизации перемещения и складирования пакетированных грузов в морском порту с применением автопогрузчиков и кранов.

Высокая степень механизации производственного процесса в ряде случаев может быть обеспечена применением разветвленной сети монорельсовых путей с автоматическим адресованием (рис. 304), позволяющей передать груз от пункта выгрузки *А* заготовок по всем технологическим операциям до пункта *Б* погрузки готовой продукции. Применение стыковых замков *1* позволяет осуществить переход подвижного состава с подвесных однобалочных кранов на монорельсовые пути и обратно. Рамные стрелки *2* и вращающиеся стрелки *3* различной конструкции дают возможность перехода тележек по разветвлениям пути. Для перехода подвижного состава с одного пути на другой путь, параллельный первому, применены специальные секции *4*, а для междуэтажной передачи грузов служат подъемные секции *5*.

В качестве примера комплексной механизации технологических процессов можно рассмотреть систему транспортирования стружки и подготовки ее к переработке (рис. 305) на машиностроительном заводе. Ежегодно в стране на машиностроительных заводах уходит в стружку до 5 млн. т металла. Процесс уборки стружки весьма трудоемок и создает опасность получения травм. При использовании автоматической линии уборки стружки она

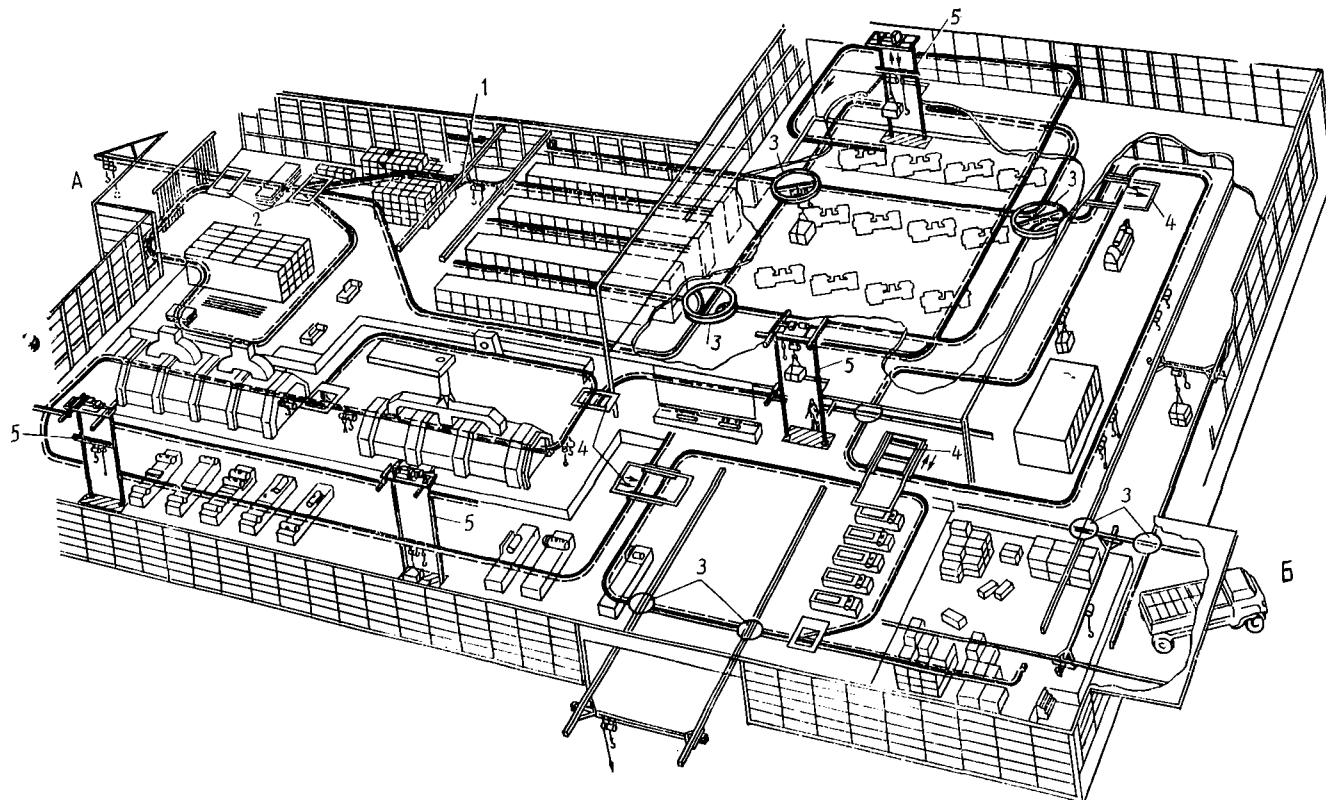


Рис. 304. Монорельсовая дорога с автоматическим адресованием

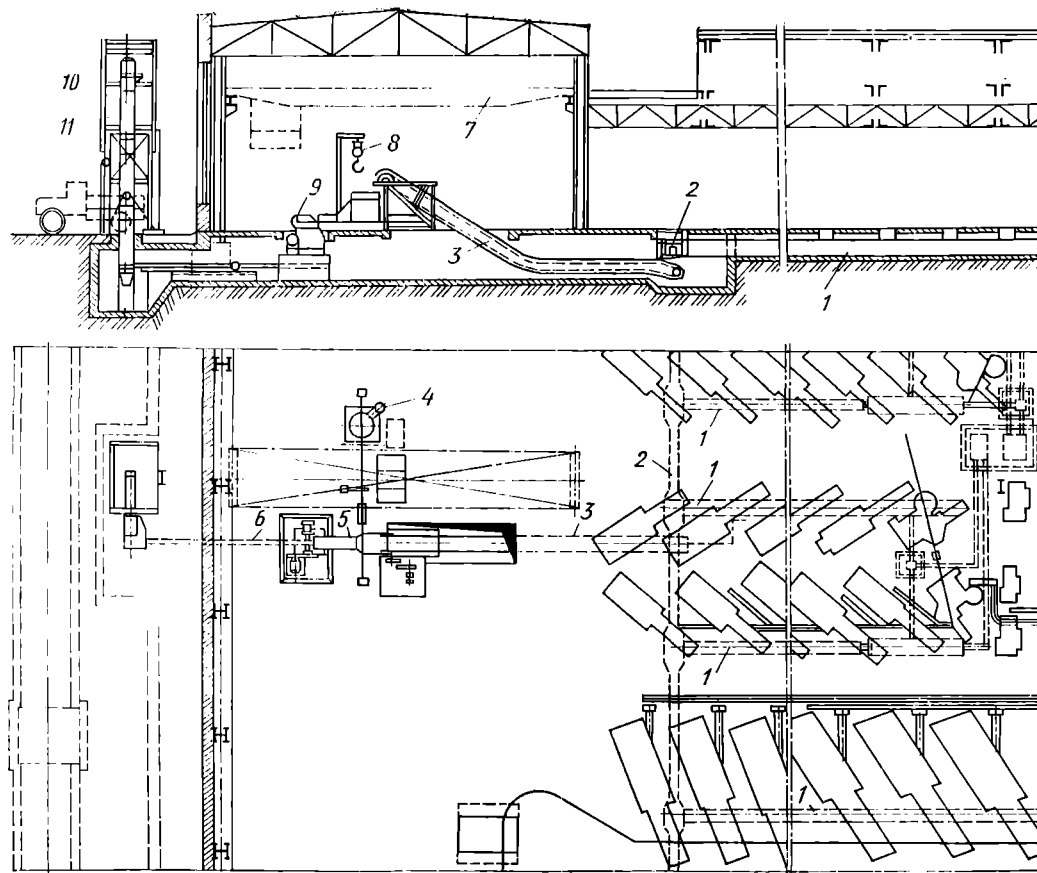


Рис. 305. Схема транспортной линии по уборке стружки

рается линейными штанговыми конвейерами 1, проходящими под группой станков, и попадает на магистральный штанговый конвейер 2, собирающий стружку со всех линейных конвейеров. С магистрального конвейера 2 пластинчатым конвейером 3 стружка подается в подвесную центрифугу 4. После отделения масла стружка ершовым конвейером-питателем 5 подается в стружкодробилку 9, откуда раздробленная стружка инерционным конвейером 6 и цепным элеватором 10 подается в бункер 11 для погрузки на транспортные средства. Для производства вспомогательных работ отделение стружкодробилки оборудовано мостовым краном 7 и электроталью 8.

Поточные линии в цехах современных автомобильных, тракторных и других заводов массового производства являются переходным этапом к организации полностью автоматизированного производства, основным условием которого является жесткий ритм и бесперебойная работа всех звеньев потока. Поэтому оборудование и аппаратура, применяемые в автоматических линиях, должны обладать повышенной надежностью; а весь поток должен быть разбит на несколько самостоятельных участков с установкой между ними бункеров-накопителей, позволяющих не останавливать линию на время ликвидации повреждения на одном из участков.

Способ транспортирования в поточном производстве зависит от вида производства, размеров, конфигурации изделий и полуфабрикатов. В некоторых случаях транспортирование может быть непрерывным, и ритм потока определяется скоростью транспортирования (текстильное, химическое производство и т. п.). В других случаях транспортирование осуществляется с помощью циклически действующего транспорта, когда во время перерывов в движении производят как обработку, так и подготовительные операции (закрепление изделия, установка его, разворот в необходимое положение и т. д.). В этом случае ритм определяется временем, которое требуется для выполнения наиболее длительной операции. Может быть и такое сочетание работы транспортных средств, когда непрерывно работающая конвейерная система связана с циклически работающим транспортным устройством.

Идея комплексной автоматизации производственных процессов свое полное воплощение получает на заводах-автоматах, например на заводе по изготовлению поршней для двигателей внутреннего сгорания, где автоматизированы не только операции по обработке заготовок, но и контроль за правильностью их выполнения. Технологический процесс начинается с подачи алюминиевых чушек со склада и заканчивается отправкой на склад упакованных готовых поршней. Весь завод обслуживается относительно небольшим числом квалифицированных наладчиков, в чьи функции входит устранение возможных неисправностей автоматически действующего оборудования. Производительность такого автоматического завода в 9 раз превышает производительность хорошо налаженных неавтоматизированных заводов массового производства, а себестоимость продукции в три раза ниже.

На современном этапе научно-технической революции, благодаря исключительно быстрому развитию электроники и микропроцессорной техники в промышленности, появился качественно новый тип оборудования — промышленные роботы (автоматические манипуляторы). От других видов технологических и подъемно-транспортных машин их отличает наличие встроенной микроЭВМ и рабочего органа, обладающего несколькими степенями свободы.

На базе промышленных роботов и станков с числовым программным управлением можно создавать полностью автоматизированные участки, цехи и заводы с гибкой технологией, т. е. с возможностью быстрой перестройки на новый объект производства без существенных затрат на переналадку оборудования. Это позволяет провести комплексную автоматизацию целых предприятий с серийным и мелкосерийным типом производства и комплексную механизацию участков с единичным типом производства. До появления промышленных роботов такая задача принципиально не могла быть решена.

На промышленные роботы возлагается выполнение следующих задач:

- облегчение труда рабочего с конечной целью освобождения его от низкоквалифицированного, монотонного, а также тяжелого и вредного труда с последующим использованием высвобожденных рабочих для выполнения других народнохозяйственных задач;

- выполнение работ в труднодоступных местах и в экстремальных условиях — на дне моря, в космическом пространстве, при высокой температуре, ограниченной видимости и т. п.;

- повышение качества продукции и производительности труда при неизменном или меньшем числе работающих благодаря устранению субъективных ошибок рабочего, снижению времени выполнения операций и обеспечению постоянного режима работы «без усталости», росту коэффициента использования оборудования (коэффициента сменности);

- создание предпосылок для создания полностью автоматизированных производств.

Предшественниками современных промышленных роботов являются манипуляторы с ручным управлением. Это, по существу, исполнительный орган, оснащенный приводами и соединенный с пультом управления электрическим кабелем. Управление манипулятором осуществляется дистанционно с помощью кнопок или мнемонических рукояток. Эти устройства используются для выполнения тяжелых работ или работ, в условиях, где нахождение человека невозможно (например, под водой, в помещениях с высоким уровнем радиоактивности и т. п.).

Управление действием промышленных роботов осуществляется с помощью систем с контурным управлением, при котором движение рабочего органа происходит по заданной программой *траектории* с установленной скоростью; с *позиционным* управлением, при котором движение рабочего органа проис-

ходит по заданным точкам *позиционирования* без контроля траекторий движения между ними; с цикловым управлением, при котором точки позиционирования задаются с помощью *путевых устройств* релейного типа и *вреязадающих элементов*; с адаптивным управлением, при котором автоматически изменяется исполнение управляющей программы в зависимости от *контролируемых параметров* внешней среды (расположения и свойств тех или иных объектов) и робота — такие роботы снабжены органами сенсорного восприятия, позволяющими корректировать управляющую программу.

По сложности реализуемых функций типы роботов делят на несколько поколений:

роботы первого поколения (программные роботы) имеют жесткую программу действий и характеризуются наличием элементарной обратной связи с окружающей средой;

роботы второго поколения (очувствленные роботы) работают по гибкой программе. Они обладают приспособляемостью к изменению внешней среды, что обеспечивается мини- и микроЭВМ. Неотъемлемой частью роботов этого поколения является алгоритмическое и программное обеспечение, предназначенное для обработки сенсорной информации и выработки управляющих воздействий;

роботы третьего поколения — это устройства с искусственным интеллектом. Они полностью заменяют человека на операциях, требующих достаточно высокой квалификации, обладают способностью к обучению и адаптации в процессе решения производственных задач. Они способны формировать в себе модель внешней среды, распознавать и анализировать сложные ситуации, планировать поведение, строить программные движения исполнительской системы.

По мере расширяющегося производства промышленных роботов разных поколений все они находят применение на производстве. Для производства погрузочно-разгрузочных, транспортных и складских операций используются главным образом роботы первого поколения, работающие по жесткой программе. Механическая система этих роботов выполняется, как правило, в виде манипулятора, имеющего несколько степеней подвижности. Она обеспечивает перемещение рабочего органа с определенным грузом. Форма, габариты и грузоподъемность манипулятора определяются видом и особенностью технологического процесса, для которого он предназначен.

По характеру выполняемых операций все промышленные роботы подразделяют на три группы с различными производственно-техническими признаками:

технологические роботы выполняют основные операции технологического процесса. Они непосредственно участвуют в технологическом процессе в качестве производящих или обрабатывающих машин;

подъемно-транспортные роботы выполняют действия типа «взять — перенести — положить». Они применяются при обслуживании основного технологического оборудования с целью автоматизации вспомогательных операций: установки и снятия заготовок, деталей, инструмента; загрузки конвейеров; выполнения транспортных, складских и им подобных загрузочно-разгрузочных операций;

универсальные роботы сочетают в себе признаки первой и второй групп и предназначены для выполнения как основных, так и вспомогательных технологических операций.

По отечественным и зарубежным данным не менее 95% всех выпущенных промышленных роботов относятся к классу подъемно-транспортных: из них на обслуживании конвейеров занято около 20% и на операциях складирования около 18%.

По степени специализации промышленные роботы подразделяются на:

специальные роботы, предназначенные для выполнения какой-либо одной технологической операции или для работы с определенным типом деталей. Они способны обслужить узкую номенклатуру технологического оборудования. Применяются в массовом и крупносерийном производстве;

целевые (специализированные) роботы, предназначенные для выполнения технологических операций одного вида — штабелирование, обслуживание автоматических складов и т. п. или для обслуживания широкой номенклатуры моделей основного технологического оборудования, объединенных общностью манипуляционных действий;

многоцелевые (универсальные) роботы, предназначенные для выполнения нескольких операций при обслуживании оборудования различного технологического назначения, в том числе требующего различных приемов при обслуживании в конкретных или меняющихся производственных условиях. Они широко используются и для выполнения различных подъемно-транспортных и монтажных работ.

Основной задачей, возлагаемой на промышленные роботы при автоматизации транспортно-складских работ, является обеспечение связи между транспортными потоками, между транспортными потоками и технологическими операциями, а также погрузка в тару, консервация, формирование в партии, погрузка в транспортные средства и собственно транспортирование. В качестве примера рассмотрим роботизированный комплекс (рис. 306), предназначенный для приема деталей с подвесного грузонесущего конвейера 1, передачи деталей для обработки на технологическое оборудование и возврату на конвейер 1 для доставки на склад. Все эти операции производятся в автоматическом цикле. По конвейеру 1 детали прибывают в зону роликового конвейера 3, где переключателем 2 детали снимаются с подвесок конвейера и передаются в тару 7, установленную на роликовом конвейере 3. После загрузки тары 7 перемещается по конвейеру 3 и попадает в кантователь

4, где детали пересыпаются в вибробункер 5, а пустая тара 7 перемещается по конвейеру 3 и устанавливается под разгрузочным лотком 13. В вибробункере 5 детали ориентируются и поштучно передаются в зону захвата манипулятора 6, который укладывает детали в лотки 8 с ячейками. Лотки 8 цепным конвейером

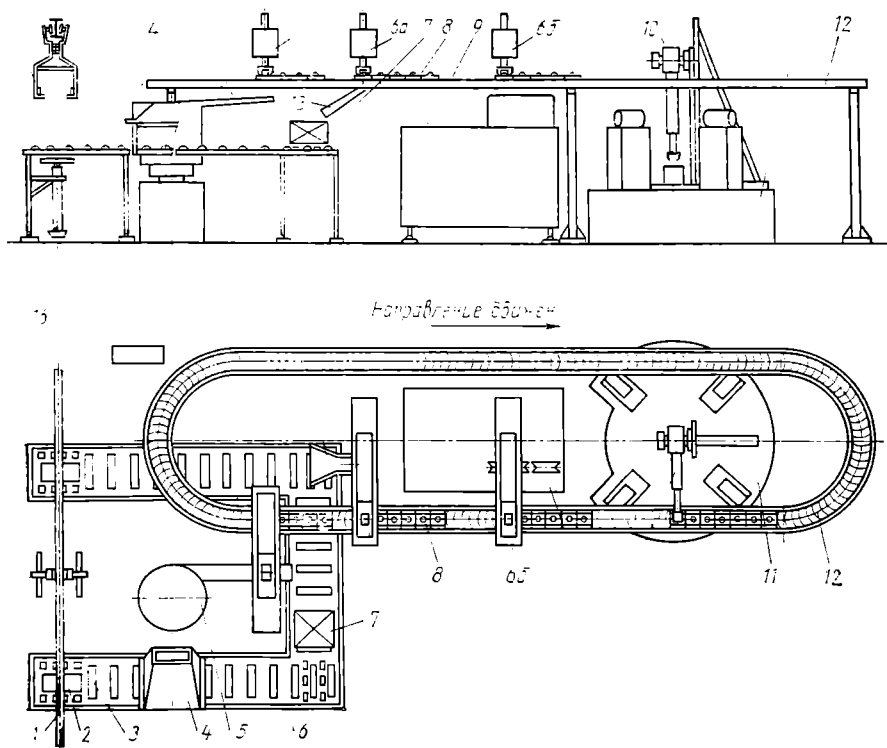


Рис. 306. Схема роботизированного комплекса

ром 12 перемещаются в зону робота 10, который снимает деталь с лотка и вставляет ее в патрон агрегатного станка 11, а после завершения обработки снова укладывает деталь в лоток 8. Загруженный лоток перемещается конвейером 12 в зону перегрузочного манипулятора 6б, обслуживающего следующий по технологическому процессу станок 9, к роботу 10 подходит следующий лоток 8. Манипулятор 6б захватывает деталь с лотка 8, передает ее на станок 9 и по завершении обработки возвращает в лоток 8, после чего этот лоток перемещается в зону перегрузочного манипулятора 6а, обслуживающего разгрузочный лоток 13, и деталь с лотка 8 подается в разгрузочный лоток 13, откуда она попадает в производственную тару 7, а освободившийся лоток 8 конвейером 12 перемещается в зону перегрузочного манипулятора 6, где про-

исходит загрузка лотка 8 деталями, поступившими из вибробункера 5. Тара 7, загруженная деталями из лотка 13, по роликовому конвейеру 15 поступает к перекладчику 16, и детали передаются на грузонесущий конвейер 1 для отправки на следующую технологическую операцию. С пульта управления 14 описанный цикл может осуществляться в ручном (наладочном) режиме, предназначенном для «обучения» роботов.

Создание роботизированных производств и участков, основной ячейкой которых является робототехнический комплекс, представляющий совокупность технологического оборудования и промышленных роботов, размещенных на определенной площади и предназначенных для выполнения одной или нескольких технологических операций в автоматическом режиме, является перспективным направлением в промышленности. Робототехнический комплекс является гибкой, экономичной и рациональной формой организации технологического процесса. Гибкость и универсальность робототехнического комплекса обеспечивается возможностью его формирования из ограниченного числа компонентов с рационально выбранными функциями и легким перенастраиванием посредством перепрограммирования, замены или добавления новых, входящих в него элементов. В качестве основного принципа организации робототехнического комплекса следует использовать принцип модульности, что обеспечивает возможность построения большого числа различающихся робототехнических комплексов из ограниченного числа компонентов при максимальной их унификации.

В основу транспортной системы *гибкого автоматизированного производства* положен принцип «верни на место». Для этого центральное звено системы — склад заготовок, деталей, инструмента — выполняется в виде многоярусного стеллажа, обслуживаемого роботом, выполняющим функции крана-штабелера. По команде центральной ЭВМ робот достает из ячейки склада нужную деталь и направляет ее с помощью робота-тележки по указанному адресу. Там деталь также с помощью робота автоматически устанавливается на станок, а тележка-робот выполняет другие задания. Получив сигнал об окончании обработки детали, управляющее устройство робота через ЭВМ вызывает пустую тележку, и деталь возвращается на склад, откуда она может быть направлена к другому станку для выполнения следующей технологической операции. При этом склад, оборудованный системой роботов, имеющих различное функциональное назначение, играет роль узловой станции, через которую деталь может быть послана в нужный момент к нужному станку.

Гибкая автоматизированная транспортная система представляет собой сеть связей, превращающих большую группу оборудования в единый комплекс, который может действовать автоматически без участия людей.

1. *Александров М. П.* Тормоза подъемно-транспортных машин. 3-е изд. М., 1976.
2. *Артемьев П. П., Брауде В. И., Гаранин Н. П.* Грузоподъемные машины на речном транспорте. М., 1981.
3. *Базанов А. Ф., Забегалов Г. В.* Самоходные погрузчики. М., 1979.
4. *Богинский К. С., Зотов Ф. С., Николаевский Г. М.* Мостовые и металлургические краны. М., 1970.
5. *Борисов Ю. М., Соколов М. М.* Электрооборудование подъемно-транспортных машин. 2-е изд. М., 1971.
6. *Вайнсон А. А.* Подъемно-транспортные машины. М., 1975.
7. *Гохберг М. М.* Металлические конструкции подъемно-транспортных машин. Л., 1976.
8. Грузоподъемные машины/Под ред. М. П. Александрова. М., 1973.
9. *Долголенко А. А.* Портовые и судовые подъемно-транспортные машины. М., 1975.
10. *Дьячков В. К.* Подвесные конвейеры. 3-е изд. М., 1976.
11. *Ерофеев Н. И.* Предохранительные и сигнализационные устройства кранов. М., 1980.
12. *Зенков Р. Л., Ивашков И. И., Колобов Л. Н.* Машины непрерывного транспорта. М., 1980.
13. *Зерцалов А. И., Певзнер Б. И.* Краны-штабелеры. М., 1974.
14. *Ивашков И. И.* Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин. М., 1981.
15. *Казак С. А.* Динамика мостовых кранов. М., 1968.
16. Машины непрерывного транспорта/Под ред. В. И. Плавинского. М., 1969.
17. *Пайер Г., Шеффлер М., Курт Ф.* Грузоподъемные краны. Сокр. пер. с нем./Под ред. М. П. Александрова. М., 1981.
18. *Петренко О. С.* Подвесные рельсовые дороги. М., 1981.
19. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций/Под ред. М. П. Александрова и Д. Н. Решетова. М., 1973.
20. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. М., 1970.
21. Правила устройства и безопасной эксплуатации лифтов. М., 1971.
22. *Савицкий В. П.* Грузоподъемные машины. Курсовое проектирование. Минск, 1981.
23. *Сливаковский А. О., Дьячков В. К.* Транспортирующие машины. М., 1983.
24. Справочник по кранам. В 2-х томах/Под ред. А. И. Дукельского. Л., 1971, т. 1; 1973, т. 2.
25. *Ушаков П. Н., Бродский М. Г.* Краны и лифты промышленных предприятий. М., 1974.
26. *Шабашов А. П., Лысяков А. Г.* Мостовые краны общего назначения. М., 1980.
27. *Шеффлер М., Пайер Г., Курт Ф.* Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин. Пер. с нем. М., 1980.

А

Автоматическое адресование грузов 494
Адресователь 498
Адресоноситель 495

Б

Барaban грузовой гладкий 121
— — для многослойной навивки 121
— — для однослойной навивки 122
— — нарезной 122
— — материал 124
— — расчет 125
— — соединение с редуктором 200
— конвейерный 383
— — для резинотканевой ленты 383
— — для стальной ленты 405
Блок 131
— уравнильный 119
Бункер 484
Буфер 285

В

Вал трансмиссионный 272
Вибратор 467
Выключатель концевой 230
Вылет 42

Г

Груз транспортируемый насыпной — физико-механические свойства 365
— абразивные свойства 365
— гранулометрический состав 366
— плотность 365
— угол естественного откоса 366
Грузовой момент 60
Грузозахватные приспособления
— — грейфер 96
— — захват вакуумный 94
— — — клешевой 88
— — — эксцентриковый 89
— — крюк грузовой 82
— — петля грузовая 86
— — спредер 92
Грузоподъемность 25, 59

Группа режима работы механизмов 64
— — — кранов 66

Д

Домкрат винтовой 14
— гидравлический 15

З

Затвор бункерный 485
Захват вакуумный 94
— клешевой 88
— рельсовый 289
— спредер 92
— эксцентриковый 89
Звездочка цепная 132

И

Испытания кранов динамические 80
— — статические 79

К

Канат стальной — конструкция 102
— — расчет 107
Канатоукладчик 123
Класс использования кранов 65
— — механизмов 63
— — нагружения кранов 65
— — механизмов 63
Колесо ходовое — конструкция 246
— — расчет 278
Колонна крана 316
Конвейер вибрационный 466
— винтовой 471
— гравитационный 461
— качающийся 466
— ковшовый 420
— ленточный 367
— пластинчатый 422
— подвесной грузовой 433, 439
— — грузонесущий 433
— — толкающий 436
— ролик 462
— скребковый 425
— тележечный 431
— цепной 417
— шагающий 441
— штанговый 431

Коэффициент безопасности 72
— запас прочности 76, 108, 114
— сцепления 266, 268
— торможения 217
— устойчивости 126, 325
— заполнения ковша 460
— использования по времени 62
— по грузоподъемности 62
— перегрузки 336
— переменности нагрузки 69
— полезного действия
— — блока 116
— — механизма 213
— — полиспаста 118
— сцепления 266
— трения качения колеса 259
— реборд 261, 263
— тяги 392
— уменьшения допускаемого на-
пряжения при продольном изгибе
341
— — производительности наклон-
ного конвейера 371, 424, 427, 474
Кран грузоподъемный автомобильный
48
— — башенный 43
— — вертолет 52
— — кабельный 41
— — козловой 35
— — консольный настенный 28
— — мостового типа опорный 29,
37
— — — подвесной 37
— — — перегружатель 35
— — — разливочный 33
— — мостовой 29
— — плавучий 51
— — поворотный передвижной 47
— — стационарный 42
— — стеллажный 57
— — стреловой 47
Кран-штабелер 55
Комплексная автоматизация 501
— механизация 501

Л

Лебедка барабанная 16
— с канатоведущим шкивом 16
Лента конвейерная проволочная 406
— — резинотканевая 373
— — запас прочности 374, 381, 419
— — количество прокладок 373
— — поминальная прочность 374
— — стык 382
— — резинотросовая 381
— — стальная цельнокатаная 404
Лифт грузовой 26
— пассажирский 25
Ловитель 237

М

Металлические конструкции — время
затухания колебаний 356
— — гибкость стержней 341, 361
— — жесткость моста 354
— — материал 331
— — метод расчета 334, 337, 340
— — мостовых кранов 347
— — нагрузки расчетные 338
— — поворотных кранов 359
Механизм изменения вылета 222
— — передвижения с гибкой тягой 274
— — — раздельным приводом 243
— — — центральным приводом 242
— поворота 294
— подъема 199
Микропривод 21, 211

Н

Нагрузка ветровая 74
— расчетная 67, 282
— эквивалентная 69, 192

О

Ограничение прогиба 354
Ограничитель высоты подъема 232
— грузового момента 235
— грузоподъемности 233
— перекоса 293
— скорости 239
Опорно-поворотное устройство 304,
310
Освидетельствование кранов 79
Останов роликотный 139
— храповой 135
Относительная продолжительность
включения 62

П

Плита фундаментная 319
Плотность 365
Пневматический желоб 479
Пневмопочта 481
Погрузчик самоходный 53
Подвеска крюковая 84
Подъемник ковшовый (скиповый) 27
— пассажирский (лифт) 25
Полиспаст — кратность 117
— — однопроводный 118
— — двупроводный 119
— — силовой 115
— — скоростной 121
Привод гидравлический 180, 195
— гусеничный 443
— ленточного конвейера 391
— пневматический 180
— раздельный 243
— ручной 181
— угловой 442
— центральный 243
— электрический 179, 184

Производительность массовая 60, 367
— объемная 364
— штучная 367
Пролет крана 29, 61
Промышленный робот 510
Противовес 323
Противоугонное устройство 289
Процесс разгона 211, 265, 312
— торможения 215, 269, 314
Путь тормозной 289

Р

Расчетная нагрузка — комбинация 67
— — нормального рабочего состояния 67
— — максимального рабочего состояния 67
— — нерабочего состояния 68
Роботизированный комплекс 512
Роликовый конвейер 462
Роликовая опора 385
Рукоятка безопасная 170

С

Сила сцепления 266
Сопротивление на участках трассы ленточного конвейера 409
— на участках трассы цепного конвейера 427, 448
— передвижению 259
— повороту 303
Сцепной вес 266
Считыватель адреса 496

Т

Таль передвижная 20
— ручная 20
— электрическая 20
Тележка мостового крана 31
Толкатель электрогидравлический 151
Тормоз автоматический 134
— грузоупорный 164
— дисковый 134, 161
— колодочный 134, 141
— конический 169
— ленточный 134, 156
— нормально закрытый 134
— нормально открытый 134
— стопорный 134
— тепловой расчет 176
— управляемый 134
— центробежный 171
Транспортирующая труба 475

У

Угол естественного откоса 366
Уклон подкранового пути 271
Усилие перекоса крана 260
Управление автоматическое 491

Управление дистанционное 490

— кабина 488
— программное 493
— пульт 489

Устойчивость грузовая 60, 324
— собственная 60, 324

Устройство вспомогательное к конвейеру — бункер 484
— — — бункерный затвор 485
— — — питатель 487
— — — считывающее адрес 496
— — — указатель уровня 485
— — — гидравлического транспортирования 481
— — — гравитационное 461
— — — загрузки конвейера 399, 444, 457
— — — натяжное 393, 439
— — — приводное 391, 442
— — — опорно-поворотное 304, 310
— — — очистное 397
— — — пневматического транспортирования 477
— — — разгрузки 399, 444, 458

Ф

Фрикционный материал 142, 144
— тягач 256
Фундамент 322
Фундаментная плита 319

Х

Характеристика производственных условий 376
— электродвигателя естественная 185
— искусственная 188
Ходовое колесо — конструкция 246
— — материал 281
— — пневматическое 257
— — расчет 278

Ц

Цепь грузовая пластинчатая 114
— — сварная 113
— конвейерная тяговая 417

Ш

Шпиль 18

Э

Элеватор ковшовый 455
— люлечный 456
Электрогидравлический толкатель 151
Электродвигатель крановый 184
Электромагнит подъемный, грузовой 94
— тормозной 146
Эскалатор 452

Предисловие	3
Введение	5
ЧАСТЬ ПЕРВАЯ. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ	
Глава I. Конструкции грузоподъемных машин	14
Глава II. Расчет грузоподъемных машин (общие положения)	59
§ 1. Основные параметры грузоподъемных машин	59
§ 2. Расчетные нагрузки	67
§ 3. Допускаемые напряжения	76
§ 4. Правила Госгортехнадзора	78
Глава III. Грузозахватные приспособления	82
§ 5. Крюки и петли	82
§ 6. Специальные захваты	87
§ 7. Грузозахватные приспособления для сыпучих грузов	95
Глава IV. Элементы грузовых и тяговых устройств	101
§ 8. Гибкие элементы	101
§ 9. Полиспасты	115
§ 10. Барабаны, блоки, звездочки	121
Глава V. Остановы и тормоза	133
§ 11. Общие требования. Классификация тормозных устройств	133
§ 12. Остановы	135
§ 13. Колодочные тормоза	141
§ 14. Ленточные тормоза	156
§ 15. Тормоза с осевым нажатием	161
§ 16. Тормозные устройства для регулирования скорости	171
§ 17. Тепловой расчет тормоза	176
Глава VI. Привод грузоподъемных машин	179
§ 18. Типы приводов грузоподъемных машин	179
§ 19. Ручной привод	181
§ 20. Электрический привод	184
§ 21. Гидравлический привод	195
Глава VII. Механизмы подъема груза и изменения вылета стрелы	199
§ 22. Схемы механизмов подъема груза	199
§ 23. Установившееся движение, пуск и торможение механизма подъема	211
§ 24. Выбор электродвигателя механизма подъема	220
§ 25. Механизмы изменения вылета стрелы	222
§ 26. Устройства, обеспечивающие безопасность работы	229
Глава VIII. Механизмы передвижения	241
§ 27. Конструкции механизмов передвижения с приводными колесами	242
§ 28. Определенное сопротивление передвижению механизмов с приводными колесами	259
§ 29. Нагрузки в механизмах передвижения при пуске и торможении	265
§ 30. Трансмиссионные валы	272
	519

§ 31. Механизмы передвижения с гибкой тягой	274
§ 32. Расчет ходовых колес	278
§ 33. Устройства, обеспечивающие безопасность работы	285
Глава IX. Механизмы поворота	294
§ 34. Схемы механизмов поворота	294
§ 35. Определение моментов сопротивления в опорах крана	303
§ 36. Пуск и торможение механизма поворота	312
§ 37. Элементы поворотных кранов	316
Глава X. Устойчивость кранов	324
Глава XI. Металлические конструкции грузоподъемных машин	330
§ 38. Основные требования к металлоконструкциям	330
§ 39. Материалы	331
§ 40. Расчет металлических конструкций	334
§ 41. Основные положения расчета и конструирования крановых металлоконструкций	340
ЧАСТЬ ВТОРАЯ. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ	
Глава XII. Транспортирующие машины с тяговым элементом	364
§ 42. Виды грузов. Характеристики транспортирующих машин	364
§ 43. Ленточные конвейеры	367
§ 44. Расчет мощности привода ленточного конвейера	408
§ 45. Цепные конвейеры	417
§ 46. Сопротивления движению цепного конвейера	448
§ 47. Эскалаторы	452
§ 48. Элеваторы	455
Глава XIII. Транспортирующие машины без тягового элемента	461
§ 49. Гравитационные устройства	461
§ 50. Качающиеся конвейеры	466
§ 51. Винтовые конвейеры	471
§ 52. Пневматические и гидравлические транспортирующие устройства	477
§ 53. Вспомогательные устройства к конвейерам	484
Глава XIV. Комплексная механизация и автоматизация транспортирования грузов	488
§ 54. Управление работой подъемно-транспортных машин	488
§ 55. Применение подъемно-транспортных машин в поточном производстве и в автоматических линиях	500
Литература	515
Предметный указатель	516

Михаил Павлович Александров

Подъемно-транспортные машины

Зав. редакцией К. И. Аношина. Редактор А. В. Дубровский. Мл. редактор Н. В. Траханова. Художественный редактор Т. А. Дуракова. Технический редактор А. К. Нестерова. Корректор Л. А. Исеева

ИБ № 5286

Изд. № ОТ-532. Сдано в набор 16.07.85. Подп. в печать 10.10.85. Т-20214. Формат 60×90^{1/16}. Бум. тип. № 3. Гарнитура литературная. Печать высокая. Объем 32,5 усл. печ. л. 32,5 усл. стр.-отг. 34,24 уч.-изд. л. Тираж 70 000 экз. Зак. № 1628. Цена 1 р. 50 к.

Издательство «Высшая школа», 101430, Москва, ГСП-4, Неглинная ул., д. 29/14.
Московская типография № 8 Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли, 101898, Москва, Центр, Хохловский пер., 7.