

**Белорусский национальный технический университет
Факультет транспортных коммуникаций
Кафедра «Механизация и автоматизация дорожно-строительного
комплекса»**

**ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС
ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ**

Подъемно-транспортные машины

для специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные,
дорожные машины и оборудование (по направлениям)»

Минск ◊ БНТУ ◊ 2021

Составитель: А.А. Бежик, старший преподаватель кафедры «Механизация и автоматизация дорожно-строительного комплекса».

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА (ВВЕДЕНИЕ)

Электронный учебно-методический комплекс (далее – ЭУМК) «Подъемно-транспортные машины» предназначен для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование (по направлениям)». В ЭУМК рассматривается назначение, область применения и конструкции подъемно-транспортных машин, определение конструктивных и рациональных эксплуатационных параметров при выполнении рабочих процессов, подбор необходимых типов машин и их комплектов.

При написании учебно-методического комплекса использованы материалы, изложенные в учебниках, учебных пособиях, методических указаниях, технических нормативно-правовых актов, научных статьях, материалах научно-практических конференций. Настоящий учебно-методический комплекс отражает опыт преподавания данной дисциплины, накопленный на кафедре «Механизация и автоматизация дорожно-строительного комплекса» БНТУ.

Цели ЭУМК

Целью ЭУМК является формирование у студентов знаний, умений и навыков для обеспечения рациональной и безопасной эксплуатации подъемно-транспортных машин в дорожно-строительном комплексе с учётом особенностей производств предприятий. В современных условиях, характеризующихся большим объемом и трудоемкостью работ по перемещению грузов, выполняемых в дорожно-строительном комплексе, необходимо выполнение срочных работ, а иногда и аварийных работ определяет широкое применение подъемно-транспортных машин различного функционального назначения.

Особенности структурирования и подачи учебного материала

ЭУМК включает учебные, научные и методические материалы по учебной дисциплине «Подъемно-транспортные машины». Состоит из четырех разделов: теоретического, практического, контроля знаний, вспомогательного (литература). В теоретический раздел входит курс лекций. В практическом разделе приведены методические указания к выполнению лабораторных, практических, контрольных работ и курсового проекта. Раздел контроля знаний включает вопросы для подготовки к сдаче экзамена. Во вспомогательный раздел входит учебная программа по дисциплине «Подъемно-транспортные машины», перечень основных и вспомогательных литературных источников.

Предложенные материалы являются теоретической основой для изучения учебной дисциплины «Подъемно-транспортные машины» для студентов специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные дорожные машины и оборудование (по направлениям)».

Рекомендации по организации работы с ЭУМК

Электронный документ открывается в среде ОС Windows на IBM PC - совместимом персональном компьютере стандартной конфигурации.

СОДЕРЖАНИЕ

I ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	5
1.1 КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ	5
РАЗДЕЛ I. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ	5
Тема 1.1. Общая характеристика грузоподъемных машин и их нагруженности	5
Тема 1.2. Силовое оборудования.....	39
Тема 1.3. Тяговые органы	59
Тема 1.4. Устройства для направления и навивки тяговых органов	71
Тема 1.5. Канатно-блочные системы	78
Тема 1.6. Грузозахватные органы для штучных и сыпучих грузов.....	84
Тема 1.7. Тормоза.....	98
Тема 1.8. Теория и расчет механизмов подъема.....	121
Тема 1.9. Ходовое оборудование.....	134
Тема 1.10. Теория и расчет механизмов передвижения.....	146
Тема 1.11. Теория и расчет механизмов изменения вылета	159
Тема 1.12. Теория и расчет механизмов вращения	171
Тема 1.13. Устойчивость кранов	187
Тема 1.14. Конструкция и расчет вспомогательных грузоподъемных машин	195
Тема 1.15. Башенные краны.....	211
Тема 1.16. Стреловые самоходные краны	222
Тема 1.17. Козловые и мостовые краны	227
Тема 1.18. Строительные подъемники	232
Тема 1.19. Приборы и устройства безопасности	244
РАЗДЕЛ II. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ	245
Тема 2.1. Общая характеристика транспортирующих машин и транспортируемых грузов.....	245
Тема 2.2. Ленточные конвейеры.....	254
Тема 2.3. Пластинчатые конвейеры	272
Тема 2.4. Ковшовые конвейеры-элеваторы.....	280
Тема 2.5. Скребковые конвейеры	285
Тема 2.6. Винтовые конвейеры	292
Тема 2.7. Роликовые конвейеры	296
Тема 2.8. Оборудование для пневматического транспорта сыпучих материалов.....	302
Тема 2.9. Вспомогательное оборудование транспортирующих установок	308
II ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ	319
2.1 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ	319
Практическая работа №1 АНАЛИЗ ТИПАЖА СТАЛЬНЫХ ПРОВОЛОЧНЫХ КАНАТОВ ПО ГОСТ 3241 И МЕТОДОВ ИХ РАСЧЕТА (ПОДБОРА)	319
Практическая работа №2 РАСЧЕТ КРЮКА И КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА.....	324
Практическая работа №3 АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ И ПОДБОР ТОРМОЗОВ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ МЕХАНИЗМОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ.....	333
Практическая работа №4 РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА КРАНА.	337
Практическая работа №5 РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ РЕЛЬСОВЫХ КРАНОВ	360
Практическая работа №6 РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА	390
Практическая работа №7 РАСЧЕТ ЦЕПНОГО (ПЛАСТИНЧАТОГО) КОНВЕЙЕРА.....	394

2.2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ	401
Лабораторная работа №1 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ.....	401
Лабораторная работа №2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ОДНОРОГОМ КРЮКЕ.....	408
Лабораторная работа №3 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН.....	413
Лабораторная работа №4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА ГРУЗА	421
Лабораторная работа №5 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА БАШЕННОГО КРАНА СЕРИИ КБ.....	427
Лабораторная работа №6 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЯГОВОЙ СИЛЫ КОНВЕЙЕРА.....	433
Лабораторная работа №7 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА БЫСТРОМОНТИРУЕМОГО БАШЕННОГО КРАНА.....	439
Лабораторная работа №8 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА МАЧТОВОЙ ПОДЪЕМНОЙ ПЛАТФОРМЫ	445
Лабораторная работа №9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ В МЕСТЕ КРЕПЛЕНИЯ КАНАТА НА БАРАБАНЕ ЛЕБЕДКИ ПРИЖИМНЫМИ ПЛАНКАМИ	448
Лабораторная работа №10 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ОГРАНИЧИТЕЛЕЙ ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ ОСТАНОВКИ МЕХАНИЗМОВ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА.....	451
2.3 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ	456
2.4 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	457
III КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ	458
3.1 СРЕДСТВА ДИАГНОСТИКИ РЕЗУЛЬТАТОВ УЧЕБНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ	458
3.2 ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ	458
IV ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ	463
4.1 УЧЕБНАЯ ПРОГРАММА	463
4.1.1 Введение.....	463
4.1.2 Компетенции.....	464
4.1.3 Содержание учебного материала.....	466
4.1.4 Перечень тем практических занятий.....	470
4.1.5 Перечень тем лабораторных работ.....	470
4.1.6 Перечень тем курсовых проектов.....	470
4.1.7 Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы студентов	471
4.2 ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНЫХ ИЗДАНИЙ	471
4.2.1 Основная литература	471
4.2.2 Дополнительная литература.....	471

І ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

1.1 КОНСПЕКТ ЛЕКЦИЙ

РАЗДЕЛ І. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

Тема 1.1. Общая характеристика грузоподъемных машин и их нагруженности

§1.1.1. Введение

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. На строительстве пирамиды Хеопса, продолжавшемся более 20 лет, было постоянно занято около 100 тыс. человек.

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.

Первыми средствами, облегчающими ручной труд, были *рычаги*, *катки* и *наклонные плоскости*. Проведение крупных строительных работ при таких средствах механизации требовало привлечения громадного количества людей. *Рычажные подъемники* – прототипы современных стреловых кранов – использовались для подъема воды.

Еще за 22 века до нашей эры начали применять и простейшие *вороты* с ручным приводом. В VII в до н. э. появились *блоки*, а во II в до н. э. вороты с червячной, цевочной и зубчатыми передачами с ручным приводом.

Сложной технической задачей являлась установка плит Баальбекской террасы, находящейся на территории современного государства Ливан, имеющих длину до 20 м, сечение 4,8X4,2 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.

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 топчачковых 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 – прототипов современных элеваторов, приводившихся в движение силой течения воды или вручную.

В 1677 г. на колокольню Московского Кремля подняли Большой Успенский колокол массой 130 т. Подъем колокола производился с помощью рычагов, полиспаста и ворота. Для облегчения 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 горнорудных 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 15×9×7 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.

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

Первый электродвигатель с непосредственным вращением рабочего вала был создан в 1834 году физиком и академиком Борисом Якоби. Но стоит отметить, что впервые идею о создании более современного электродвигателя с вращательным движением высказал английский ученый В. Риччи еще в 1833 году. Современные электродвигатели имеют КПД от 80 до 96%.

Николаус Август Отто в 1877 году получил патент на новый двигатель с четырёхтактным циклом с КПД 20%, сегодня – до 30%.

Рудольф Дизель получил патент на свой двигатель 23 февраля 1892 года (в США в 1895 году). В 1897 году Дизель получил свой первый функционирующий двигатель, мощность которого составляла 20 л.с. с 172 оборотами в минуту при КПД 26,2%, сегодня до 40%, а с турбонаддувом – до 53%.

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

Долгое время в России систематически не занимались изучением и обобщением опыта развития подъемно-транспортных машин. **И только в 80-х годах позапрошлого 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 «Гинстальмост» впоследствии Всесоюзный научно-исследовательский и проектно-конструкторский институт подъемно транспортно 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 транспортно 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.

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.).

§1.1.2. Классификация ГПМ

Грузоподъемными машинами обеспечивается механизация всех подъемно-монтажных и значительная часть перегрузочных операций на строительной площадке. Ими также обслуживаются производственные процессы в ремонтных и других цехах.

Грузоподъемные машины являются машинами прерывного (циклического) действия и характеризуются тем, что в рабочем цикле периоды действия отдельных механизмов перемежаются с паузами, при которых работают другие механизмы.

По конструкции и виду выполняемых работ грузоподъемные машины разделяют на домкраты, лебедки, краны и подъемники.

Домкраты (рис. 1) выполняют в виде толкателей – винтовых, реечных или поршневых гидравлических, поднимающих грузы на небольшую высоту, обычно в пределах до 0,6 м, их используют при монтажных работах.

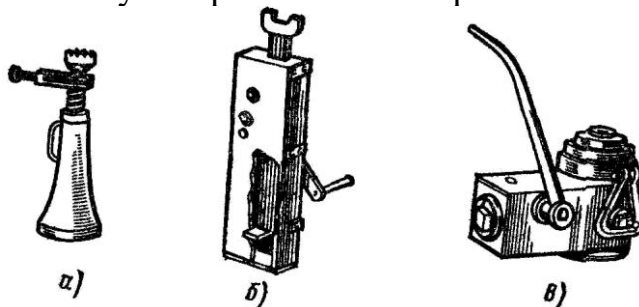


Рис. 1. Домкраты:
а – винтовой; б – зубчато-реечный; в гидравлический

Лебедки (рис. 2) выполняют в виде приводного барабана с тяговым органом – стальным канатом. Они служат для прямолинейного перемещения грузов и используются как самостоятельные машины и как составные части механизмов более сложных машин.

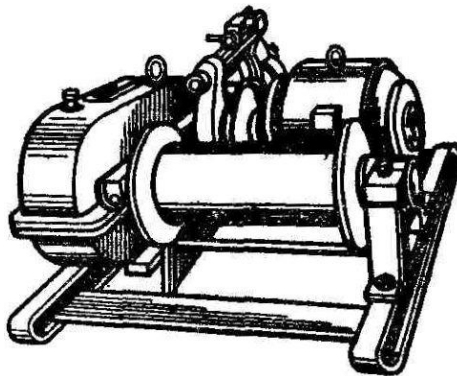


Рис. 2. Лебедка

Подъемные лебедки применяют для вертикального (или близкого к вертикальному) подъема свободно подвешенного грузозахватного устройства с

грузом или без него либо движущейся по направляющим площадки (кабины) также с грузом или без него.

Тяговые лебедки служат для перемещения тележек с грузом по горизонтальным или слегка наклонным рельсовым путям (направляющим) или непосредственно по местности. На судах их широко используют для выполнения швартовочных работ (подтягивания судов к причалам).

Подъемные подвесные лебедки называют тали (рис. 3), а при оборудовании их механизмом передвижения по подвесным путям – передвижными тали.

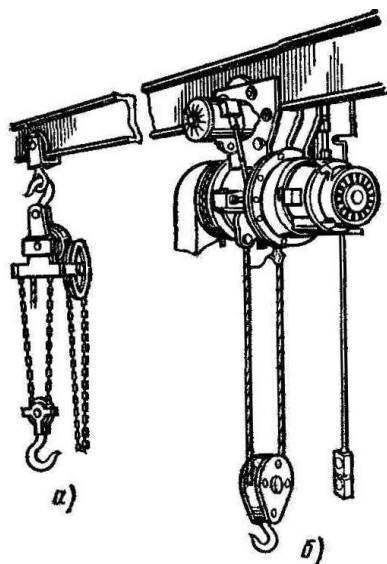


Рис. 3. Тали:

а – червячная ручная; б – передвижная электрическая

Краны – универсальные грузоподъемные машины, состоящие из остова в виде металлической конструкции и нескольких установленных на нем механизмов, называемых крановыми. Краны применяют для перемещения штучных и сыпучих грузов по пространственной трассе произвольной конфигурации и различной протяженности и изготавливают в виде консольных или пролетных конструкций.

Консольные краны, обычно стреловые, состоят из неповоротной и поворотной частей; к последней прикреплена стрела, конец которой снабжен полиспастом с подвижной обоймой, несущей грузозахватное устройство. Полиспаст может быть также связан с кареткой (тележкой), перемещающейся по стреле. Груз в этих кранах всегда находится вне опорного контура крана.

Краны мостового типа состоят из пролетного строения и перемещающейся по нему тележки с полиспастом, несущей грузозахватное устройство. Груз находится в пределах опорного контура крана. У пролетных кранов с консолями тележка с грузом при выезде на консоль выходит за пределы опорного контура крана.

Типаж кранов, применяемых в народном хозяйстве, многообразен, однако в каждой отрасли его используют в ограниченной номенклатуре.

Краны, используемые в строительном процессе, называются строительными.

Мачтовые поворотные краны (рис. 4, б), выполняемые обычно стационарными, перемещают грузы в пределах круга или сектора, радиус которого равен вылету стрелы.

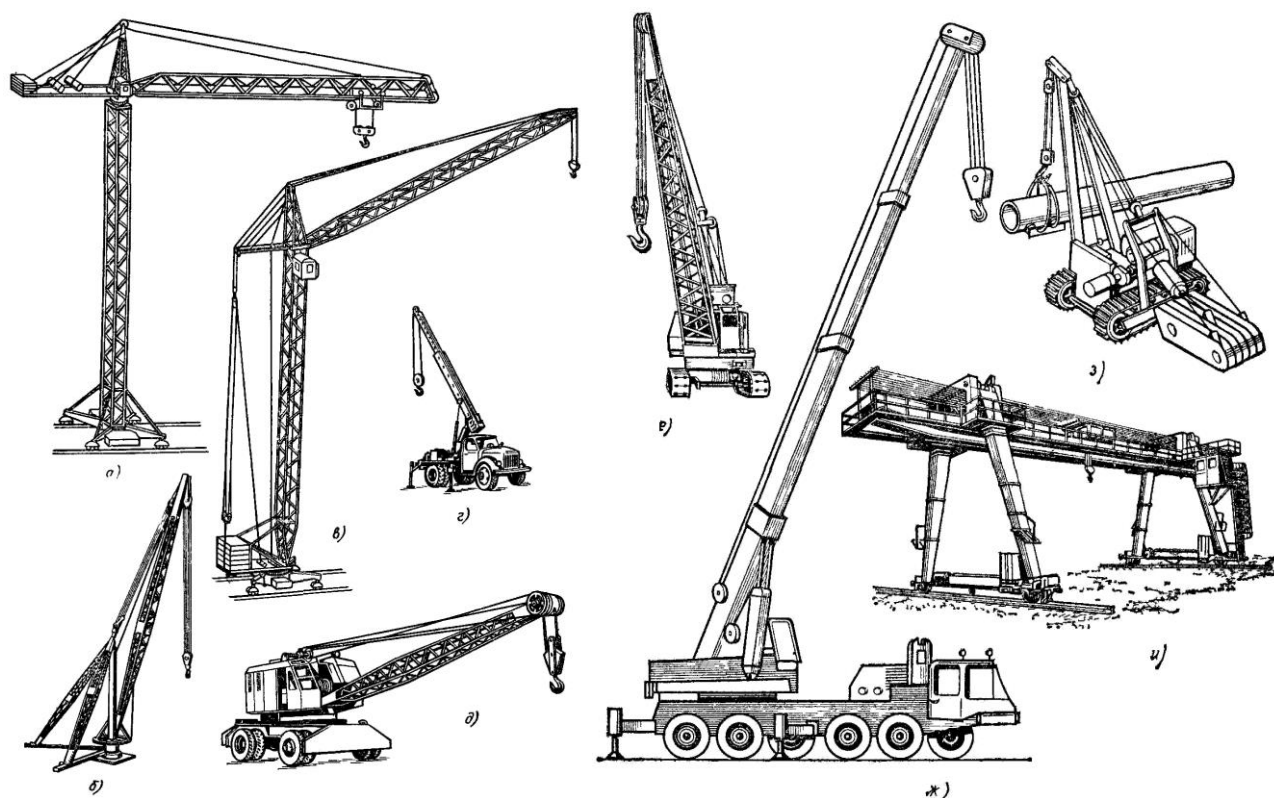


Рис. 4. Краны:

а – башенный с кареточной стрелой; б – мачтовый поворотный; в – башенный с подъемной стрелой; г – стреловой автомобильный; д – стреловой самоходный на пневмоколесном шасси; е – стреловой самоходный гусеничный; ж – самоходный на специальном шасси автомобильного типа с телескопической стрелой и гидравлическим приводом механизмов; з – тракторный трубоукладчик; и – козловой

Башенные (рис. 4, а, в) стреловые поворотные краны передвигаются по специальным рельсовым путям и перемещают груз в пределах прямоугольника, длина которого равна длине путей, а ширина – двойному вылету стрелы. Их оборудуют кареточной или подъемной стрелой.

Самоходные стреловые краны – это краны, не связанные с определенным местом использования как по условиям энергообеспечения, так и по условиям взаимодействия с местностью. В зависимости от конструкции ходового оборудования они могут быть пневмоколесными (рис. 4, г, д, ж), в том числе с использованием в качестве ходового оборудования шасси стандартных грузовых автомобилей или специальных шасси автомобильного типа, а также гусеничными (рис. 4, е), в том числе с использованием в качестве ходового оборудования тракторов (рис. 4, з).

Самоходные стреловые поворотные краны передвигаются непосредственно по местности и обслуживают площадки любой конфигурации.

Железнодорожные стреловые передвижные поворотные краны снабжены рельсоколесным ходовым оборудованием нормального железнодорожного типа и предназначены для перемещения по магистральным и местным железнодорожным путям нормальной колеи.

Плавающие краны выполняют в виде крановой поворотной части, установленной на самоходном или несамоходном понтоне.

Мостовые и козловые (рис. 4, и) краны изготовляют в виде передвигающихся по специальным подкрановым путям мостов, вдоль которых перемещается тележка с подъемным механизмом и полиспастом, несущим грузозахватное устройство. Обслуживаемая площадка – прямоугольник.

Кабельные краны имеют несущий канат, закрепленный в верхней части опор

(мачт или башен). По несущему канату перемещается тележка с грузовым подъемным устройством. При стационарных мачтах или башнях обслуживаемая трасса – линия, при одной передвижной башне обслуживаемая зона – сектор круга, при двух передвижных башнях – прямоугольник.

Типовыми крановыми механизмами являются механизм подъема груза в виде лебедки в комбинации с полиспастом, несущим грузозахватное устройство; механизм передвижения крана или какой-либо его части; механизм изменения вылета, изменяющий в стреловых кранах положение грузового крюка относительно остова; механизм вращения поворотной части крана

Подъемники применяют для вертикального подъема грузов (грузовые) или людей (пассажирские), размещенных в кабинах или на площадках. Подъемники, которые вместе с грузами могут перемещать и людей, называют грузопассажирскими.

Шахтные подъемники отличаются тем, что направляющие для кабины или грузовой площадки размещены внутри закрытой по всей трассе шахты, часто служащей несущей конструкцией.

Мачтовые (стоечные) подъемники (рис. 5, а) имеют в качестве несущей конструкции открытые направляющие для подъемной кабины (площадки).

Ковшовые (скиповые) подъемники (рис. 5, б) служат для перемещения сыпучих материалов ковшами, движущимися в направляющих, конфигурация которых обеспечивает опрокидывание ковшей в верхней точке трассы. Трасса может быть как вертикальной, так и наклонной.

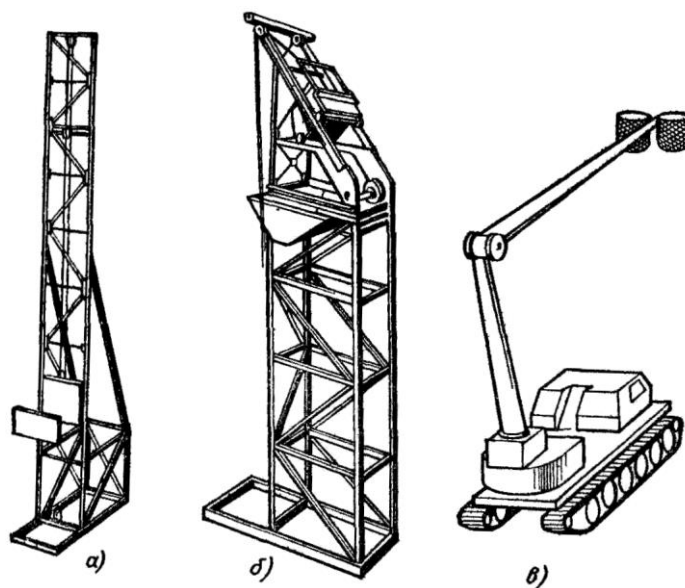


Рис. 5. Подъемники:

а – мачтовый; б – ковшовый; в – рычажный на гусеничной тележке

Выжимные и рычажные (подъемные вышки и площадки) подъемники выполняют в виде рычажных шарнирно сочлененных систем (рис. 5, в) или в виде ряда вертикальных, телескопически раздвижных секций, верхняя из которых несет площадку и служит для подъема рабочих с инструментом и ремонтными материалами при ремонтных и уборочных работах на высоте (ремонте фасадов зданий, стен и потолков высоких помещений, линий электропередач и др.). При небольшой высоте подъема, приблизительно до 3 м, можно применять винтовые механизмы.

§1.1.3. Основные параметры ГПМ

Основной характеристикой грузоподъемной машины является грузоподъемность Q (т), которую выбирают из ряда: 0,01; 0,0125; 0,016; 0,02; 0,025; 0,032; 0,04; 0,05; 0,063; 0,08; 0,10; 0,125; 0,16; 0,20; 0,25; 0,32; 0,40; 0,50; 0,63; 0,80; 1,00; 1,25; 1,60; 2,00; 2,50; 3,20; 4,00; 5,00; 6,30; 8,00; 10; 12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 320; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250.

Грузоподъемную машину характеризуют также вылет R (м) для стреловых кранов (рис. 6, а), пролет L и вылет консоли L_1 (м) для кранов пролетного типа (рис. 6, б), высота подъема крюка H (м), являющаяся суммой высоты подъема крюка H_1 над уровнем стоянки крана и глубины опускания крюка H_2 ниже уровня стоянки крана, колея крана K (м) и база B (м). Базовыми параметрами являются скорости передвижения и поворота крана и его отдельных частей. Кран характеризуется также массой m , которая для стреловых кранов равна сумме конструктивной массы m_k (массы металлических конструкций, механизмов и их приводов), и суммарной массы балласта m_b и противовеса $m_{пр}$, применяемых для обеспечения устойчивости крана против опрокидывания и для уменьшения напряжений в некоторых элементах металлоконструкций крана. Балласт и противовес выполняют из бетонных плит или чугунных чушек. Балласт крана размещают на его неповоротной части симметрично относительно опорного контура, а противовес – на поворотной части крана, на стороне, противоположной стреле, в наиболее удаленном от оси вращения месте.

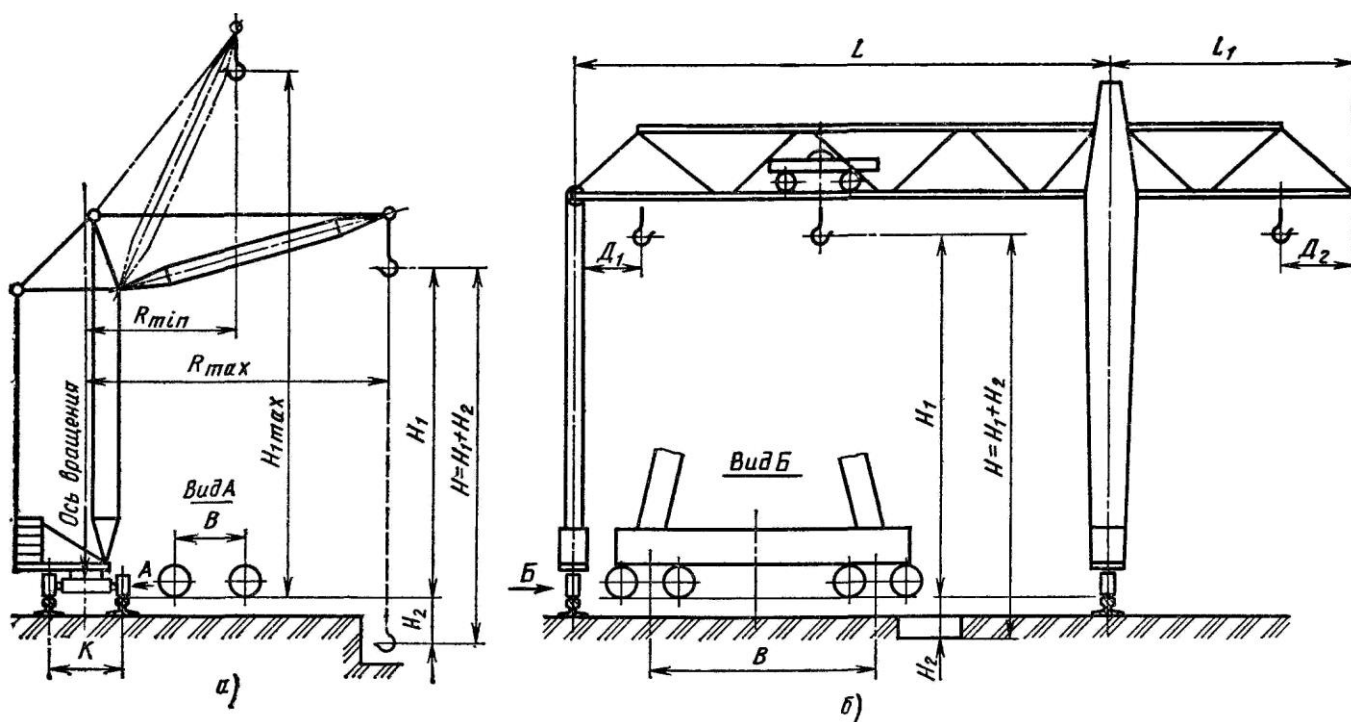


Рис. 6. Основные параметры кранов:
а – стрелового; б – пролетного

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 , Н, 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 «Краны грузоподъемные. Ряды основных параметров», устанавливающим следующий ряд номинальных грузоподъемностей (т) для всех кранов:

0,01	—	0,125	—	0,016	—	0,02	—	0,025	—
0,1	—	0,25	—	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	—	—	—	—	—	—	—
—	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. Конструкция этих кранов и их электрооборудование должны соответствовать правилам Гостехнадзора.

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 установлены 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 «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 $t_{ц}$ работы механизма грузоподъемной машины складывается из сумм времени пуска $\sum t_{п}$, времени движения с установившейся скоростью $\sum t_{y}$, времени торможения $\sum t_{т}$ и времени пауз $\sum t_{0}$:

$$t_{ц} = \sum t_{п} + \sum t_{y} + \sum t_{т} + \sum t_{0}$$

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

$$ПВ = \frac{t_{в}}{t_{ц}} \cdot 100. \quad (1)$$

Для электрооборудования грузоподъемной машины величина ПВ исчисляется для периода работы $t_{в}$ не свыше 10 мин, а для механизмов – в течение одного часа.

Интенсивность работы механизма определяется также коэффициентом использования в течение суток:

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

коэффициентом использования в течение года:

$$K_{г} = \frac{\text{число дней работы в году}}{365}$$

коэффициентом использования в течение часа:

$$K_{ч} = \frac{t_{раб}}{60}$$

где $t_{раб}$ – время работы механизма, мин, в течение часа;

коэффициентом использования крана по грузоподъемности:

$$K = Q_{ср} / Q$$

где $Q_{ср}$ – 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 $Q_{м}$ грузозахватного устройства:

$$K_{гр} = (Q_{ср} + Q_{м}) / (Q + Q_{м})$$

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

$$Q_{\text{ч}} = zQ$$

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

$$Q_{\text{ч}} = \sum_i z_i Q_i$$

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

При перегрузке сыпучего материала

$$Q_{\text{ч}} = zV\gamma\psi$$

где V – вместимость сосуда (грейфера, бадьи, 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.

§1.1.4. Классы использования ГПМ.

Согласно ГОСТ 25835 «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

$$T = 365 K_r \cdot 24 K_c \cdot K_{\text{ч}} \frac{ПВ^0/0}{100} h.$$

Табл. 1. Классы использования механизмов

Класс использования	A0	A1	A2	A3	A4	A5	A6
Время работы механизма T , ч	До 800	800—1600	1600—3200	3200—6300	6300—12 500	12 500—25 000	25 000—50 000

Табл. 2. Классы нагружения механизмов

Класс нагружения	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 номинальных 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 :

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

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).

Табл. 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	—	—

До внедрения ГОСТ 25835 режим работы механизмов определяли по правилам Правил по кранам, 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 и правилами Правил по кранам:

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.

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.

Табл. 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 «Краны грузоподъемные. Режимы работы», согласно которому все 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 нагружки

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

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;

$Q_{ном}$ — номинальная грузоподъемность.

Табл. 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 $4 \cdot 10^6$

Табл. 6. Классы нагружения кранов

Класс нагружения	Коэффициент нагружки 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

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.

Табл. 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	—	—

В соответствии с ИСО 4301/1 (Международный стандарт 4301/1 «Краны и подъемные устройства. классификация» Часть 1) (далее – стандарт). *Группа классификации (режима)* – характеристика механизма или крана, учитывающая его использование по грузоподъемности, а также по времени или числу циклов работы.

Классификация рассматривает только условия работы, которые не зависят от типа крана и способов управления им. Будущие международные стандарты установят те части классификационного ряда, которые применимы к различным типам кранов (т. е. мостовым, самоходным, башенным и т. п.).

Стандарт устанавливает классификацию кранов и является частью международного стандарта ИСО 4301.

Полный перечень частей ИСО 4301:

Часть 1. Общие положения.

Часть 2. Стреловые самоходные краны.

Часть 3. Башенные краны.

Часть 4. Портальные и цокольные краны.

Часть 5. Мостовые и козловые краны.

Стандарт устанавливает классификацию кранов на основе числа рабочих циклов, выполняемых в течение ожидаемого срока их службы и коэффициента распределения нагрузки, представляющего номинальный режим нагружения.

Стандарт не предусматривает, что один и тот же метод расчета нагрузки или метод испытаний применим ко всем типам устройств, входящих в номенклатуру ИСО/ТК 96.

2. Использование классификации

Классификация на практике имеет два применения, которые допускается рассматривать отдельно.

2.1. Классификация подъемного устройства в целом

Первое применение классификации позволит покупателю и изготовителю крана прийти к соглашению о режиме работы данного крана. Таким образом она является договорным и техническим справочным материалом и ее не используют для проектирования. Метод классификации приведен в разд. 3.

2.2. Классификация для целей проектирования

Второе применение классификации позволяет проектировщику на ее основе анализировать проект и доказать, что проектируемый кран может работать в течение определенного срока службы при определенных условиях эксплуатации, установленных для данного вида использования. Проектировщик принимает данные о распределении нагрузок, предоставленные потребителем или задаваемые изготовителем (в случае проектирования серийного оборудования), включает их в исходные данные, на которых базируется его анализ, учитывая факторы, влияющие на размеры частей крана.

Форма задания распределения нагрузок, на основе которого могут быть определены необходимые данные, будет сформулирована в одном из будущих международных стандартов.

3. Группы классификации крана в целом

Для определения группы, к которой относится кран, необходимо принимать во внимание класс использования и режим нагружения.

3.1. Класс использования

Потребитель ожидает, что в течение срока службы кран выполняет определенное число рабочих циклов, которое является одним из основных параметров

классификации. При специальных видах работ (например, при разгрузке навалом при помощи захватного приспособления) число циклов можно получить, если известно суммарное число рабочих часов и число рабочих циклов в час. В других случаях, например, когда рассматривают самоходные краны, *общее число рабочих циклов* определить труднее, так как краны используют в различных режимах; тогда необходимо получать соответствующие значения опытным путем. *Общее число рабочих циклов* — сумма всех рабочих циклов за заданный срок службы крана.

При определении срока службы крана необходимо учитывать экономические и технические факторы, влияние окружающей среды, а также морального износа.

Общее число рабочих циклов зависит от частоты использования крана. Для удобства классификации весь диапазон возможных чисел рабочих циклов разделен на *десять классов использования* (табл. 8). Рабочий цикл начинается, когда груз готов к подъему и заканчивается, когда кран готов к подъему следующего груза.

Табл. 8. Класс использования кранов

Класс использо- вания	Максимальное чис- ло рабочих циклов	Примечание
U_0	$1,6 \times 10^4$	Нерегулярное использование
U_1	$3,2 \times 10^4$	
U_2	$6,3 \times 10^4$	
U_3	$1,25 \times 10^5$	
U_4	$2,5 \times 10^5$	Регулярное использование в легких условиях
U_5	5×10^5	Регулярное использование с перерывами
U_6	1×10^6	Регулярное интенсивное использо- вание
U_7	2×10^6	Интенсивное использование
U_8	4×10^6	
U_9	Более 4×10^6	

3.2. Режимы нагружения

Другим основным параметром классификации является *режим нагружения*. Режимы нагружения связаны с числом подъемов груза определенной массы, выраженной в долях грузоподъемности крана. В табл. 9 приведены номинальные значения коэффициентов распределения нагрузок для крана K_p , каждый из которых численно характеризует соответствующий режим нагружения.

Если числа и массы грузов, поднимаемых за срок службы крана, неизвестны, то выбор соответствующего класса нагружения должен быть согласован между изготовителем и потребителем.

Если имеется точная информация о массах и числах грузов, поднимаемых за срок службы крана, то коэффициент распределения нагрузок для крана может быть рассчитан следующим образом:

коэффициент распределения нагрузок для крана K_p , вычисляют по формуле

$$K_p = \sum \left[\frac{C_i}{C_T} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^m \right],$$

где C_i — среднее число циклов работы с частным уровнем массы груза,

$$C_i = C_1, C_2, C_3, \dots, C_n;$$

C_T — суммарное число рабочих циклов со всеми грузами,

$$C_T = C_1 + C_2 + C_3 + \dots + C_n = \sum C_i$$

P_i — значения масс отдельных грузов (уровни нагрузок) при типичном применении данного крана,

$$P_i = P_1, P_2, P_3, \dots, P_n;$$

P_{\max} — масса наибольшего груза (номинальный груз), который разрешается поднимать краном;

$$m = 3.$$

В развернутом виде формула имеет вид:

$$K_p = \frac{C_1}{C_T} \left(\frac{P_1}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{C_2}{C_T} \left(\frac{P_2}{P_{\max}} \right)^3 + \frac{C_3}{C_T} \left(\frac{P_3}{P_{\max}} \right)^3 + \dots + \frac{C_n}{C_T} \left(\frac{P_n}{P_{\max}} \right)^3 \dots$$

Номинальное значение коэффициента распределения нагрузки для крана устанавливают по табл. 9 (принимается ближайшее большее).

Табл. 9. Номинальные коэффициенты распределения нагрузок для кранов

Режим нагружения	Номинальный коэффициент распределения нагрузок K_p	Примечание
Q1 — легкий	0,125	Краны, поднимающие регулярно легкие грузы, а номинальные грузы редко
Q2 — умеренный	0,25	Краны, поднимающие регулярно средние грузы, а номинальные довольно часто
Q3 — тяжелый	0,50	Краны, поднимающие регулярно тяжелые грузы, а номинальные грузы часто
Q4 — весьма тяжелый	1,00	Краны, поднимающие регулярно грузы, близкие к номинальным

3.2. Определение группы классификации крана в целом

Установив класс использования по табл. 8 и режим нагружения по табл. 9, определяют группу классификации данного крана.

Применение группы классификации для расчета отдельных типов кранов будет установлено в будущих международных стандартах.

Соотношение между стандартами:

Группа классификации (режима) механизма		Группа режима работы для кранов, изготовленных до 1994 г.
по ИСО 4301/1	по ГОСТ 25835	
М1	1М	Ручной привод (Р)
М2		
М3		
М4	2М	Легкий (Л)
М5	3М	
М6	4М	Средний (С)
М7	5М	тяжелый (Т)
М8	6М	Весьма тяжелый (ВТ)

В табл. 10 дано соответствие режимов работы для кранов и механизмов согласно ГОСТам и нормам Правил по кранам.

Табл. 10. Сопоставление режимов работы по нормам Правил по кранам с режимами работы по ГОСТ 25546 и ГОСТ 25835

Механизмы, краны	Режим работы согласно ГОСТам при режиме работы по нормам Госгортехнадзора			
	легком	среднем	тяжелом	весьма тяжелом
Механизмы (ГОСТ 25835—83)	1М, 2М, 3М	4М	5М	6М
Краны (ГОСТ 25546—82)	1К, 2К, 3К	4К, 5К	6К, 7К	8К

§1.1.5. Влияние групп режима работы на прочность и долговечность машин.

Общие сведения. Срок службы машины зависит как от конструкции, так и от интенсивности использования машины и ее отдельных элементов. *Срок службы определяют обоснованным расчетом и правильным выбором материалов элементов машины.*

Срок службы задается для основных несущих элементов, некоторые детали под действием сил трения будут изнашиваться и выходить из строя быстрее. Если повысить их срок службы путем увеличения размеров, то увеличатся масса и стоимость машины, но снизятся эксплуатационные расходы. Имеется оптимальная зона срока службы, в которой суммарные затраты минимальны. Границы этой зоны определяют путем проведения соответствующих технико-экономических расчетов и корректируют путем статистического анализа результатов опыта эксплуатации аналогичного оборудования. В реальных конструкциях даже при эксплуатации в пределах оптимальной зоны избежать отказов невозможно. *Интенсивность отказов определяет степень надежности конструкции.*

ГОСТ 13556 и ГОСТ 22827 установлены сроки службы (ресурса) до первого капитального ремонта и срок службы до списания (табл. 11).

Табл. 11. Сроки службы башенных стреловых самоходных кранов

Кран	Ресурс работы до первого капитального ремонта, ч	Срок службы до списания, лет
Башенный грузоподъемностью: до 25 т более 25 т	9 000 ... 10 000 11 000 ... 13 000	{ При $Q < 10$ т — 10 При $Q > 10$ т — 16
Механизмы башенных кранов	2 000 ... 3 000	—
Автомобильные всех типов размеров	2 000 ... 2 300	10 лет
Пневмоколесные	2 300 ... 2 700	{ При $Q < 16$ т — 11
На самоходном шасси	2 300 ... 2 500	{ При $Q < 40$ т — 12
Гусеничные	2 300 ... 2 500	{ При $Q < 100$ т — 13
Короткобазовые	2 000 ... 2 300	{ При $Q > 100$ т — 16

Увеличение сроков службы с ростом грузоподъемности определяется тем, что с максимальной грузоподъемностью и близкой к ней грузоподъемные машины используются обычно значительно реже, чем со средней и малой.

Характеристика рабочего процесса. Грузоподъемные машины являются машинами прерывного действия, у которых периоды работы перемежаются с периодами пауз, а механизмы работают разновременно или частично совмещенно. Цикл рабочего процесса характеризуется следующими операциями: захват (зачаливание) груза и его подъем, передвижение крана, изменение вылета, вращение поворотной части крана, опускание груза и его отцепка – возврат крюка в исходное положение. Операции передвижения, вращения поворотной части могут сочетаться произвольно как между собой, так и с операцией подъема или опускания груза. Нормальным, соответствующим возможностям оператора (крановщика) средней квалификации считается совмещение двух операций, например, подъема груза и вращения поворотной части крана. Возможно, хотя это требует значительного внимания и напряжения, совмещение и трех операций. Если время каждой из операций обозначить через t_i , то общее время цикла T является суммой затрат времени на каждую операцию, с учетом возможного совмещения операций коэффициентом $\varepsilon = 0,7 \dots 0,8$. Следовательно,

$$T = \varepsilon \sum t_i.$$

Фактическое время цикла значительно превышает определенное по указанной формуле из-за затрат времени на зачаливание грузов при закреплении их к грузозахватному органу, удерживания грузов на весу при их закреплении в рабочем положении и других затрат, связанных с монтажными операциями. Некоторые сведения, характеризующие фактическую продолжительность рабочего цикла, можно получить из данных, определяющих директивную норму годовой выработки строительных стреловых кранов на монтажных и перегрузочных работах (табл. 12), выраженную в тоннах на 1 т номинальной грузоподъемности крана.

Табл. 12. Директивная норма годовой выработки кранов, т/т

Операция	Грузоподъемность, т				
	10	16	25	40	63
Монтаж металлоконструкций	—	600	500	400	220
Монтаж железобетонных конструкций	—	90	80	65	50
Перегрузочные работы	2400	—	—	—	—

Поскольку при односменной работе в году 2032 рабочих часа, при среднем коэффициенте использования грузоподъемности $K_{гр}$ можно установить среднее фактическое время, реализуемое на один рабочий цикл.

Так как механизмы грузоподъемных машин работают циклично с большими перерывами, существенным параметром, определяющим их загрузку, является *относительная продолжительность включения ПВ (%)*, под которой понимается отношение суммарного времени работы механизма $\sum t_i$ в заданный период времени T к продолжительности этого периода, т. е. $ПВ = \sum t_i / T$, а в процентах

$$ПВ = \sum t_i \cdot 100 / T.$$

Для механизмов принимают $T = 1$ ч; для электрооборудования $T = 10$ мин.

Приблизительный график загрузки кранового механизма, который можно использовать для определения $ПВ$, приведен на рис. 7. Для механизмов строительных кранов $ПВ = 15 \dots 40 \%$

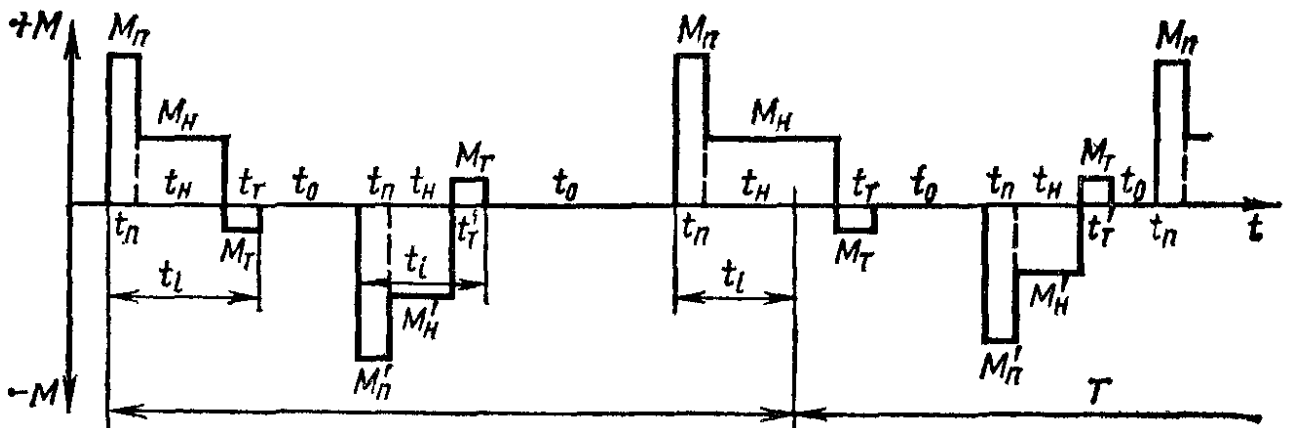


Рис. 7. График загрузки кранового механизма:

$M_{п}$ и $t_{п}$ – пусковой момент и время разгона; $M_{н}$ и $t_{н}$ – нормальный (рабочий) момент и время работы при установившемся движении; $M_{т}$ и $t_{т}$ – тормозной момент и время торможения; t_0 – пауза; $t_i = t_{п} + t_{н} + t_{т}$ – время движения; T – расчетный период

Кран в целом и каждый из его механизмов используют в различные периоды с различной нагруженностью. На рис. 8 показана зависимость α относительной грузоподъемности Q_i/Q от относительного времени $t_i/t = \beta$ ее использования за определенный, достаточно продолжительный период t (месяц, квартал) работы крана. При этом коэффициент использования грузоподъемности

$$K_{гр} = \sum Q_i t_i / \sum t_i.$$

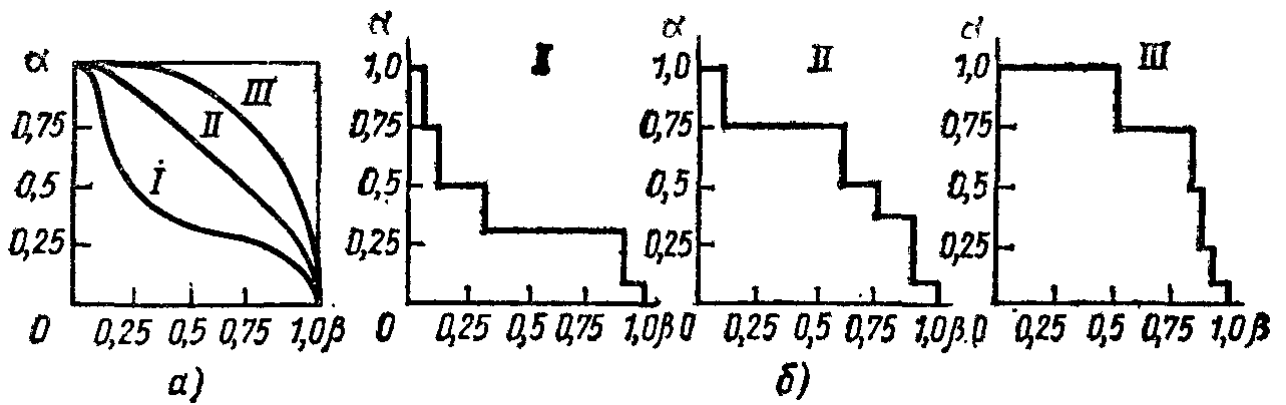


Рис. 8. Зависимости, характеризующие степень нагруженности механизма подъема крана:
 а – изменение относительной грузоподъемности от относительного времени ее использования $\beta = t_i/\Sigma t_i$; б – нагрузочные графики по режимам работы (I – легкий; II – средний; III – тяжелый)

Три различные зависимости нагруженности (I, II, III) можно преобразовать в три нагрузочных графика (рис. 8, б).

Аналогичные графики можно построить для всех крановых механизмов (рис. 9).

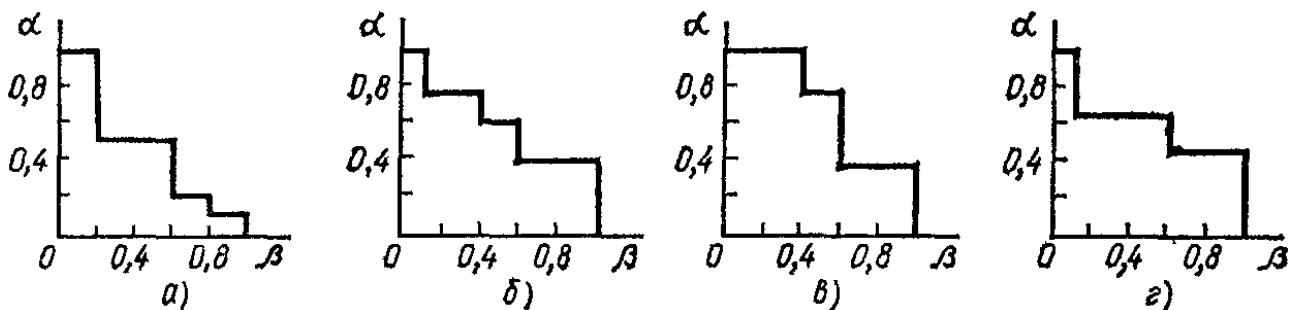


Рис. 9. Нагрузочные графики для механизмов подъема (а), изменения вылета (б), вращения (в), передвижения (г) башенного строительного крана

Важными показателями являются коэффициенты K_0 суточного и K_r годового использования механизма (значение K_0 равно числу часов работы механизма в сутки, деленному на 24, а K_r – числу дней работы механизма в году, деленному на 365).

Для анализа работы механизма, особенно его привода, пусковых и регулирующих управляющих устройств, значение имеет также число включений механизма в период одного цикла (табл. 13) и число включений механизма в час (ЧВ). Эти показатели зависят от количества рабочих циклов в час и от продолжительности включения, поскольку при каждом цикле работы механизма его включают и выключают многократно из-за наличия прямого и обратного ходов и необходимости регулирования скорости движения для точного подхода к месту остановки.

Табл. 13. Ориентировочное число включений механизмов в период одного цикла

Привод и система управления	Механизм		
	подъема груза	изменения вылета	вращения поворотной части
Механический с рычажным или пневматическим управлением	10 ... 14	8 ... 10	14 ... 20
Гидравлический	8 ... 12	6 ... 8	12 ... 16
Электрический	6 ... 10	4 ... 6	10 ... 14

Ниже приведено приблизительное отношение числа циклов работы механизмов строительных кранов к числу циклов работы механизма подъема груза:

Механизм подъема груза	1
Механизм вылета	0,5
Механизм передвижения крана	0,3
Механизм вращения поворотной части	1

Ниже приведена ориентировочная зависимость между продолжительностью включения ПВ, количеством рабочих циклов в час $n_{ц}$ и числом включений в час ЧВ:

ПВ, %	15	25	40
$n_{ц}$	6	12	24
ЧВ	60	120	240

Режимы работы. На основе приведенных данных в зависимости от степени нагруженности и использования кранов действующими правилами Правил по кранам регламентированы режимы работы кранов и его механизмов, причем режим работы крана определяется по режиму работы его подъемного механизма (табл. 14).

Табл. 14. Ориентировочные показатели режимов работы механизмов кранов применительно к нормам Правил по кранам

Режим работы	ПВ, %	Значения коэффициентов (преимущественно)		
		$K_{гр}$	$K_{в}$	$K_{р}$
Легкий (Л)	15	0,25 ... 0,5	—	—
Средний (С)	25	0,5 ... 0,75	0,33	0,5
Тяжелый (Т)	40	0,75 ... 1	0,67	1
Весьма тяжелый (ВТ)	60	1	1	1

Длительный опыт эксплуатации кранов и развитие теории надежности определили недостаточность этого метода регламентации режимов работы, в связи с чем были разработаны более конкретные и детализированные показатели, зависящие как от степени нагруженности, так и от степени использования крана в течение срока службы (табл. 15 – табл. 20).

Табл. 15. Классы использования механизмов (ГОСТ 25835)

Класс использования	Норма времени работы механизма, ч	Класс использования	Норма времени работы механизма, ч
A0	До 800	A4	Св. 6 300 до 12 500
A1	Св. 800 до 1600	A5	» 12 500 » 25 000
A2	» 1600 » 3200	A6	» 25 000 » 50 000
A3	» 3200 » 6300		

Табл. 16. Группы режимов работы механизмов (ГОСТ 25835)

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

Табл. 17. Рекомендации по группам режимов работы механизмов строительных кранов (ГОСТ 23833)

Кран	Механизм				
	главного подъема	вспомогательного подъема	изменения вылета	передвижения	вращения поворотной части
Самоходный крюковой: грузоподъемностью до 16 т	2M	2M	2M	—	2M
грузоподъемностью более 16 т	4M	1M	2M	—	1M
при работе с грейфером	5M	4M	4M	—	5M
Башенный: для строительных и монтажных работ	3M	3M	3M	3M	3M
для подачи бетона на гидротехническом строительстве	4M	3M	3M	3M	4M

Табл. 18. Классы использования кранов (ГОСТ 25546)

Класс использования	Общее число циклов работы крана за срок его службы		Класс использования	Общее число циклов работы крана за срок его службы	
	До	Св.		До	Св.
C0	До $1,6 \cdot 10^4$		C5	Св. $2,5 \cdot 10^5$	до $5 \cdot 10^5$
C1	Св. $1,6 \cdot 10^4$	до $32 \cdot 10^4$	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	» $1,25 \cdot 10^4$	» $2,5 \cdot 10^5$	C9	» $4 \cdot 10^6$	

Табл. 19. Группы режимов работы кранов (ГОСТ 25546)

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

Табл. 20. Рекомендации по выбору групп режимов работы кранов

Кран	Группа режима	Область применения
Стреловой самоходный автомобильный, пневмоколесный, гусеничный	3К	Погрузочные и монтажно-строительные работы с грузами массой до 25 т
	2К	Монтаж промышленных зданий и сооружений с грузами массой 25 ... 100 т
	1К	Монтаж промышленного и энергетического оборудования с грузами массой более 100 т
Башенные строительные всех типов	3К	Монтаж промышленных зданий, сооружений и оборудования при грузах массой более 100 т
	4К	Обслуживание домостроительных комбинатов и других строительных организаций; работа на складах и полигонах при грузах массой до 100 т
	7К	Обслуживание гидротехнического строительства

Ниже приведены классы нагружения для механизмов (ГОСТ 25835):

Класс нагружения . . .	B1	B2	B3	B4
Коэффициент нагружения K^*	До 0,125	Св. 0,125 до 0,25	Св. 0,25 до 0,5	Св. 0,5 до 1

Коэффициент K определяют по формуле

$$K = \sum \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \frac{t_i}{\sum t_i},$$

где P_i – нагрузка, действующая на механизм в i -й период времени;

P_{\max} – наибольшая нагрузка, действующая на механизм в течение времени его работы;

$\sum t_i$ – суммарное время действия нагрузок на механизм.

Ниже приведены коэффициенты нагружения K_p^* для кранов.

Класс нагружения	Q0	Q1	Q2	Q3	Q4
Коэффициент K_p	До 0,063	Св. 0,063 до 0,125	Св. 0,125 до 0,25	Св. 0,25 до 0,5	Св. 0,5 до 1

Коэффициент нагружения определяют по формуле

$$K_p = \sum \left(\frac{Q_i}{Q_{\text{ном}}} \right)^3 \frac{C_i}{C_T},$$

где Q_i – масса груза, перемещаемого краном с числом циклов C_i ;

$Q_{\text{ном}}$ – номинальная грузоподъемность крана;

$C_T = \sum C_i$ – число циклов работы крана за срок его службы.

В отличие от приведенного ранее значения $K_{гр}$ кубическая зависимость между коэффициентом нагружения K_p и относительной нагруженностью определяется учетом влияния нагруженности на усталостную прочность элементов конструкции.

Методика учета режима работы (эксплуатации) при прочностных расчетах. ГОСТ 25835 и ГОСТ 25546 не отмечают направленности и методики использования, приведенных в них данных. Они дают лишь возможность отнести механизм крана или кран в целом к определенному режиму работы, если известна степень его использования.

Конкретные данные, касающиеся учета режимов работ при расчете кранов и крановых механизмов, приведены ниже.

Более напряженный режим работы крана и его механизмов определяет более высокие требования, предъявляемые к его производительности, реализуемой за счет повышенной загрузки крана и более высоких скоростей движения механизмов. Вследствие этого повышаются динамические перегрузки в периоды неустановившегося движения (разгона и замедления), что приводит к повышенному износу деталей и агрегатов машины и влияет на надежность ввиду более быстрого достижения пределов усталостной прочности. Поэтому режим работы механизма определяет не только степень нагруженности элементов машины, но и требования, предъявляемые к прочности его деталей и параметрам двигателя (привода), тормозного устройства и системы управления механизмами.

Нормированные методы расчета как металлоконструкций, так и механизмов, учитывающие режим работы механизмов и кранов, разработаны только для башенных строительных кранов (ГОСТ 13994) и ориентированы на метод расчета по предельному состоянию. Согласно изложенной в этом ГОСТе методике при определении расчетной нагрузки учитывается возможный коэффициент перегрузки $K = 1,15 \dots 1,8$, зависящий от класса ответственности крана и степени изменения нагрузки, а также коэффициент $m = 0,85 \dots 1,05$, зависящий от условий и особенностей работы рассчитываемого элемента.

При расчете *по методу допустимых напряжений* с использованием общепринятых их значений руководствуются следующими соображениями.

При расчете механизмов и металлических конструкций по первому случаю нагружения (табл. 23) различие в режиме работы учитывается коэффициентом нагрузки K_n , ориентировочные значения которого следующие:

При ручном приводе	1,0
При режимах:	
1М, 2М, 3М, 1К, 2К, 3К	1,1
4М, 4К, 5К	1,2
5М, 6К, 7К	1,3
6М, 8К	1,4

Численные значения коэффициентов перегрузки при расчете башенных кранов по методу предельных состояний и коэффициентов нагрузки при расчете кранов по методу допускаемых напряжений, приведенные выше, зависят от динамического коэффициента нагружения конструкции крана и его механизмов при выполнении рабочего процесса. Их можно определить расчетным путем и проверить экспериментально тензометрическими измерениями в процессе нормальной эксплуатации. Сопоставимость результатов расчетных и экспериментальных работ определяет степень обоснованности расчетных положений. Разработанные методы расчетного определения нагруженности, определяемой динамическим коэффициентом, приведены в п. 1.5–1.7 применительно к работе различных механизмов крана.

Поскольку крановое и другое грузоподъемное оборудование является серийной продукцией, для установления $P_{э\text{кв}}$ могут быть использованы нагрузочные диаграммы (см. рис. 9), характеризующие, с какой относительной нагрузкой и в течение какой части общего времени должен работать механизм на протяжении расчетного срока службы.

При расчете деталей на выносливость необходимо исходить из суммарного времени $T(\text{ч})$ работы механизма за полный срок его службы и из характера изменения нагрузки в течение рабочего цикла:

$$T = 8760 \Gamma K_r K_c \frac{PB}{100},$$

где Γ – календарный срок службы, а параметры K_r , K_c , PB приведены в табл. 14.

Число циклов напряжений в деталях механизма за период их службы

$$z = 60 T n,$$

где n – частота вращения (об/мин) зубчатых и ходовых колес, осей и валов, работающих преимущественно на изгиб, или число циклов (в минуту знакопеременного нагружения для других элементов).

При расчете механизмов и металлоконструкций по третьему случаю нагружения исходят из номинальных значений максимально возможных нагрузок и минимальных запасов прочности.

Для деталей механизмов, вес которых мал по сравнению с основными нагрузками, режимы работы учитывают увеличением внешней полезной нагрузки или принимаемых при расчете коэффициентов запаса прочности; при этом вводят коэффициент нагрузки K_n . Что касается металлических конструкций, вес которых сопоставим с основными действующими силами, то при их расчете для случая передвижения крана следует учитывать также динамическое воздействие массы металлоконструкций; для предварительных расчетов в большинстве случаев можно использовать значения тех же коэффициентов.

При расчете механизмов и металлических конструкций по второму случаю нагружения исходят из эквивалентной нагрузки, соответствующей нагрузочным графикам, различным для каждого механизма. В общем виде эквивалентная нагрузка

$$P_{э\text{кв}} = P_{\text{ном}} \sqrt[m]{\sum \left(\frac{P_{\text{факт}}}{P_{\text{ном}}}\right)^m \frac{z_i}{\sum z_i}} = P_{\text{ном}} \sqrt[m]{\sum (\alpha_i^m \beta)},$$

где $P_{\text{ном}}$ – номинальная нагрузка;

$P_{\text{факт}}$ – фактическая нагрузка данной интенсивности, действующая при числе

нагружений z_i ;

Σz_i – суммарное число нагружений при нагружениях всех интенсивностей;

m – показатель степени кривой выносливости ($m = 8 \dots 9$ для механических деталей; $m = 4 \dots 6$ для металлоконструкций; $m = 3$ для деталей, рассчитываемых на контактную прочность).

Применительно к механизмам подъема груза $P_{\text{факт}}$ и $P_{\text{ном}}$ соответствуют фактической и номинальной грузоподъемностям, применительно к другим механизмам – фактическим и номинальным крутящим моментам, развиваемым двигателем и тормозом в периоды установившегося и неустойчивого движений.

Пример 1.1. Определить эксплуатационную нагрузку для проведения расчетов на выносливость переменного нагруженных элементов подъемного механизма номинальной грузоподъемностью $Q_{\text{ном}} = 10$ т. Подъемный механизм эксплуатируется при грузоподъемности $Q = 10$ т в течение 10% всего времени, при $Q = 5$ т – 45%, при $Q = 3$ т – 15%, при $Q = 1$ т – 30%.

Эквивалентную нагрузку определяем для трех вариантов: $m = 8$ (при расчете механических деталей); $m = 4$ (при расчете металлоконструкции); $m = 3$ (при расчете механических деталей на контактную прочность).

Расчетная формула

$$Q_{\text{экр}} = Q_{\text{ном}} \sqrt[m]{\sum \left(\frac{Q_{\text{факт}}}{Q_{\text{ном}}}\right)^m \frac{z_i}{\Sigma z_i}}$$

При $m = 8$

$$Q_{\text{экр}} = 10 \sqrt[8]{\left(\frac{10}{10}\right)^8 0,1 + \left(\frac{5}{10}\right)^8 0,45 + \left(\frac{3}{10}\right)^8 0,15 + \left(\frac{1}{10}\right)^8 0,3} = 7,8 \text{ т.}$$

При $m = 4$

$$Q_{\text{экр}} = 10 \sqrt[4]{\left(\frac{10}{10}\right)^4 0,1 + \left(\frac{5}{10}\right)^4 0,45 + \left(\frac{3}{10}\right)^4 0,15 + \left(\frac{1}{10}\right)^4 0,3} = 6 \text{ т.}$$

При $m = 3$

$$Q_{\text{экр}} = 10 \sqrt[3]{\left(\frac{10}{10}\right)^3 0,1 + \left(\frac{5}{10}\right)^3 0,45 + \left(\frac{3}{10}\right)^3 0,15 + \left(\frac{1}{10}\right)^3 0,3} = 5,8 \text{ т.}$$

Подкоренное выражение в этих формулах отличается от коэффициента нагружения, используемого при определении режима работы;

$$K = \sum \left(\frac{P_i}{P_{\text{max}}}\right)^3 \frac{t_i}{\Sigma t_i} = \left(\frac{10}{10}\right)^3 0,1 + \left(\frac{5}{10}\right)^3 0,45 + \left(\frac{3}{10}\right)^3 0,15 + \left(\frac{1}{10}\right)^3 0,3 = 0,1963,$$

что соответствует классу нагружения В2. При продолжительности использования 3200...6300 ч режим работы, при котором эксплуатируются подъемные механизмы строительных башенных кранов, соответствует 3М.

§1.1.6. Характеристики нагрузок

Различают нагрузки рабочего и нерабочего состояния машин. В рабочем состоянии грузоподъемная машина с грузом или без него может совершать рабочие движения собственными механизмами. Нерабочим состоянием считается такое, при котором эксплуатация грузоподъемной машины не допускается по условиям внешней среды (ураган, землетрясение и др.) или из-за необходимости проводить ремонтные или монтажные операции.

К нагрузкам нерабочего состояния относятся повышенные ветровые, монтажные и испытательные (при испытаниях машины с нагрузкой, превышающей номинальную). Нагрузками являются:

- 1) наибольший допускаемый вес груза, а также вес грузозахватного устройства крюковой обоймы, грейфера и др.;
- 2) вес элементов конструкции машины, включая балласт и противовес;
- 3) давление ветра, зависящее от скоростного напора движущегося воздуха

(ветра) и конфигурации воспринимающей поверхности конструкции и груза;

4) вес снега и слоя льда при обледенении, причем воздействие последнего особо ощутимо для тонких растяжек и канатов;

5) сила инерции как крана и груза, так и элементов любого механизма и двигателя в периоды неустановившегося движения, а при вращательном установившемся движении системы, сила инерции поворотной части крана и груза.

§1.1.6.1. Нагрузка от весовых воздействий

Вес Q_c поднимаемого груза является функцией его массы, максимальные значения которой соответствуют номинальной грузоподъемности крана для данного вылета крюка: $Q_c = Qg$

Грузоподъемность стреловых кранов переменная и обычно изменяется по закону сохранения постоянства силового* (* Согласно ГОСТ 13556 грузовой момент $M_{гр} = QR$ выражается в тм, силовой грузовой момент $M_{гр.с} = M_{гр}g$ выражается в Нм (кНм).) грузового момента $M = Q_c R_i = const$, однако в ряде конструкций для обеспечения удобства эксплуатации она является постоянной. У некоторых типов башенных кранов, грузоподъемность изменяется ступенчато (рис. 10).

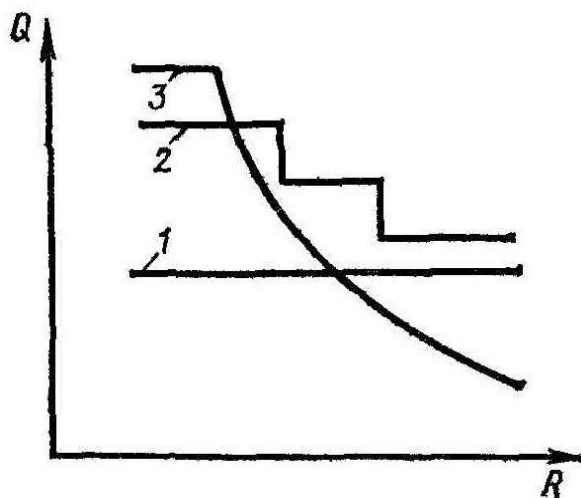


Рис. 10. Зависимости грузоподъемности Q крана от вылета R :
1 — $q = const$; 2 — q изменяется ступенчато, 3 — q изменяется плавно

В кранах пролетного типа грузоподъемность постоянна при любом положении груза относительно пролетного строения. Массу нормальных грузозахватных приспособлений — крюковых блочных обойм и подъемных канатов — принимают равной 0,03...0,05 номинальной массы груза. Массу специализированных захватов — грейферов, подъемных электромагнитов, вакуумных захватов, траверс, клещевых захватов — учитывают в текущей, зависящей от вылета крюка, грузоподъемности, соответственно уменьшая полезную грузоподъемность.

Для проектных расчетов массу крана в целом и его отдельных частей — металлоконструкций, механизмов, силового оборудования — принимают по аналогии с уже выполненными конструкциями, данные по которым приводятся в ГОСТах, атласах и опубликованных технических характеристиках машин (табл. 21).

Табл. 21. Основные параметры строительных кранов

Параметр	Краны																
	башенные (ГОСТ 13556—85)							автомобильные (ГОСТ 22827—85)					пневмоколесные (ГОСТ 22827—85)				
	Максимальная грузоподъемность, т																
	8	10	12,5	12,5	25	40	50	4	6,3	10	16	25	16	25	40	63	100
Максимальный грузовой момент M , т·м	100	160	200	250	400	630	1000	12	20	35	61	100	64	125	180	315	520
Максимальная высота подъема груза H , м	40	56	45	80	50	80	80	6	8	8,5	10	10	10	14	14,2	14,2	18,1
Максимальная удельная конструктивная масса крана $p = m/(MH)$, т/(т·м ²)	0,01	0,007	0,009	0,0054	0,0054	0,0035	0,0028	0,08	0,055 ... 0,067	0,048 ... 0,058	0,035 ... 0,041	0,039 ... 0,046	0,036	0,017 ... 0,021	0,019	0,016	0,010 ... 0,012
Полная (ориентировочная) масса крана ($\pm 10\%$), выпускаемого промышленностью, т	76	95	115	132	215	305	415	7,1	9,5	14,3	22,7	—	—	33	48	75	114

Параметр	Краны																
	короткобазовый (ГОСТ 22827—85)					на самоходном шасси автомобильного типа (ГОСТ 22827—85)					гусеничные (ГОСТ 22827—85)						
	Максимальная грузоподъемность, т																
	10	16	25	40	25	40	63	100	160	250	16	25	40	63	100	160	250
Максимальный грузовой момент M , т·м	29	52	80	128	80	140	220	350	560	1000	66	110	200	320	600	1040	1850
Максимальная высота подъема груза H , м	6,6	7,2	8,7	10,2	8,5	10,6	12	12,8	13	13,8	10	13,7	13,5	13	18	29	29
Максимальная удельная конструктивная масса крана $p = m/(MH)$, т/(т·м ²)	0,038	0,063	0,041 ... 0,045	0,029 ... 0,03	0,041 ... 0,044	0,03 ... 0,033	0,027	0,022	0,017	0,011 ... 0,013	0,04	0,025	0,023	0,022	0,012	0,008	0,006
Полная (ориентировочная) масса крана ($\pm 10\%$), выпускаемого промышленностью, т	—	—	—	—	28	44	68	87	—	—	26	51	103	114	163	260	320

Обобщая и усредняя, с известным приближением можно функционально связать массы крана и его основных узлов с базовыми параметрами крана: номинальной грузоподъемностью Q , вылетом R при номинальной массе груза (или пролетом крана L), наибольшей высотой подъема H (табл. 22). В формулах таблицы: Q – номинальная грузоподъемность крана при основной стреле; вылет $R = M/Q$ (м), H – в м, M – в кг·м.

Табл. 22. Расчетные формулы для ориентировочного определения массы (т) башенных кранов и их элементов

Кран и его механизмы	Башенные краны	
	с поворотной башней, грузовой момент 100 .. 400 т·м	с поворотной головкой, грузовой момент 400 ... 630 т·м
Кран: с подъемной стрелой с горизонтальной кареточной стрелой Металлоконструкция Механизмы и электрооборудование Балласт и противовес	$m^* = 0,26QR \sqrt[3]{H/Q}$ $m^* = 0,28QR \sqrt[3]{H/Q}$ $m_{м.к} = 0,45m$ $m_{м.э} = 0,25m$ $m_{б.п} = 0,3m$	$m^* = 0,285QR \sqrt[3]{H/Q}$ $m^* = 0,3QR \sqrt[3]{H/Q}$ $m_{м.к} = 0,41m$ $m_{м.э} = 0,13m$ $m_{б.п} = 0,46m$

* Погрешность не более 10 %.

Снеговая нагрузка $P_{сн}$ определяется по массе снега, распределенной по площади горизонтальной проекции воспринимающей поверхности из расчета 50...250 кг/м² в зависимости от зоны работы крана (СНИП 11-6). Для средней полосы европейской части СССР и Сибири (III зона) снеговую нагрузку на единицу площади принимают

равной 1000 Н/м^2 .

При определенных атмосферных условиях и температуре от 0 до $-5 \text{ }^\circ\text{C}$ на оттяжках и канатах образуется слой льда толщиной $1 \dots 1,2 \text{ см}$. Плотность льда $\delta = 900 \text{ кг/м}^3$. Для круглых оттяжек и канатов линейная масса m слоя ориентировочно равна $m \approx 0,36(1 + d) \text{ кг/м}$, где d – диаметр оттяжки или каната, см.

§1.1.6.2. Ветровые нагрузки

Грузоподъемные устройства, расположенные вне зданий, должны работать в любую погоду, в том числе и в ветреную. Предельное давление ветра, при котором еще возможна и безопасна работа крана, определяет ветровую нагрузку на кран в рабочем состоянии. Кран в нерабочем состоянии рассчитывают на давление ветра, имеющего место при шторме, буре или урагане.

Нагрузки от ветрового воздействия на груз и кран определяются в соответствии с ГОСТ 1451.

Скорость ветра характеризуется пульсацией, что предопределяет динамичность ветрового воздействия (рис. 11).

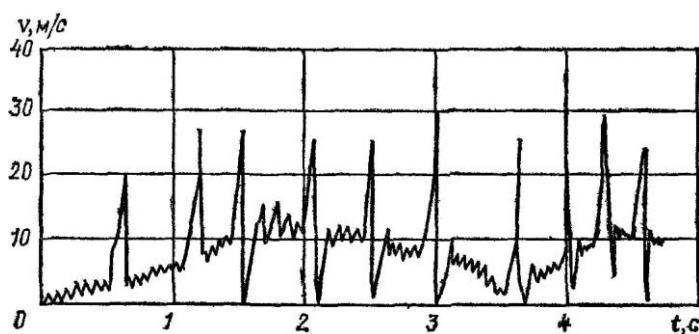


Рис. 11. Изменение скорости ветра

Современные методы расчета давления ветра основываются на учете кинетической энергии движущегося воздуха (скоростном напоре), определяющей то наибольшее возможное давление в движущемся с некоторой скоростью воздушном потоке, которое может получиться в точках, где скорость обращается в нуль. Если $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха, а v (м/с) – его скорость, то динамическое давление (Па) ветра

$$q = \rho v^2 / 2 = 1,225 v^2 / 2 = 0,613 v^2.$$

Территория СССР разбита на семь районов с различными предельными расчетными скоростями ветра v на высоте 10 м над уровнем земли; при этом динамическое давление принимают следующим:

Район	I	II	III	IV	V	VI	VII
$v, \text{ м/с}$	21	24	27	30	33	37	40
$q, \text{ Па}$	270	350	450	550	700	850	1000

Европейская и юг азиатской части СССР относятся к I–III районам. Горные районы Кавказа и Средней Азии и побережья морей, кроме указанных далее, относятся к IV–V районам, северное и северо-восточное побережья страны – к VI, VII районам.

Распределенная ветровая нагрузка (Па), т. е. нагрузка, приходящаяся на 1 м^2 воспринимающей поверхности,

$$p_v = q k c (1 + \beta)$$

где k – экспериментально определяемый коэффициент возрастания динамического давления по высоте:

Высота над поверхностью земли, м	10	20	40	60	100	200	350 и выше
<i>k</i>	1	1,25	1,55	1,75	2,1	2,6	3,1

(для промежуточных высот значение *k* определяется интерполяцией; для кранов, работающих в городах и лесных массивах разрешается снижать коэффициент *k* приблизительно на 15 %); *c* – коэффициент аэродинамической силы, учитывающий характер обтекания объекта воздушным потоком, определяемый продувкой в аэродинамической трубе; значения *c* для различных конструктивных элементов приведены ниже.

Конструкции из труб большого диаметра (<i>D</i> > 700 мм)	0,6 ... 0,8
Кабины, противовесы, канаты, оттяжки, грузы	1,2
Коробчатые металлоконструкции	1,4 ... 1,6
Решетчатые конструкции:	
треугольные из труб	1,3 ... 1,6
четырёхгранные из труб	1,5 ... 1,8
треугольные из уголков	2 ... 2,5
четырёхгранные из уголков	2,3 ... 2,8

$1 + \beta = 1 + m_n \xi \approx 1,2 \dots 1,3$ – динамический коэффициент, учитывающий пульсацию ветрового воздействия m_n и коэффициент динамичности, являющийся функцией периода собственных колебаний $T(c)$.

Для башенных кранов значения m_n и ξ приведены в ГОСТ 13994. Ориентировочно для них $m_n = 0,12 \dots 0,0004$ Н, а $\xi = f(T)$, где $T \approx 2 + 0,02L$ [здесь H (м) и L (м) полные высота башни и длина стрелы крана]. Зависимость между T и ξ нелинейная:

<i>T</i> , с	1	2	3	4	5	6	7	8
ξ	1,75	2,25	2,65	2,95	3,16	3,22	3,26	3,3

В нормальных условиях эксплуатации для рабочего состояния крана принимают $k_c(1 + \beta) = 1,6 \dots 2,5$.

Ветровая нагрузка (H) на конструкцию крана, ее отдельные элементы и груз

$$P_v = \sum p_v F_i$$

где F_i – площадь, воспринимающая давление ветра, под которой следует понимать теньевую площадь.

Площадь (m^2) груза, если она не известна, можно определить в зависимости от грузоподъемности крана $Q(T)$:

$$F_i \approx 3,2 \sqrt{Q}$$

Для нерабочего состояния при определении $P_{в.нр}$ крана учитывают значение q_v в зависимости от района, в котором установлен кран. Для нормальных условий эксплуатации ориентируются на III район.

Для рабочего состояния $P_{в.р}$ определяют в зависимости от назначения крана при стабильных значениях q (МПа), приведенных ниже.

Краны строительные, монтажные, заводов стройматериалов, а также стреловые самоходные общего назначения	125
Краны всех типов, устанавливаемые в речных и морских портах	250
Краны, устанавливаемые на объектах, исключающих возможность перерыва в работе	500

Ветровую нагрузку рабочего состояния крана учитывают при расчете металлоконструкций на прочность и выносливость, при проверке грузовой устойчивости крана против опрокидывания, при расчете механизмов крана. Ветровая нагрузка, учитываемая при определении мощности двигателя крановых механизмов, ввиду непостоянства и нерегулярности ветрового воздействия, принимается не выше 60 % от полной ветровой нагрузки рабочего состояния.

Ветровую нагрузку нерабочего состояния крана следует учитывать при расчете на прочность металлоконструкций, механизмов передвижения кранов и их противоугонных устройств, а также и собственной устойчивости крана против

опрокидывания.

§1.1.6.3. Инерционные нагрузки

Определение сил инерции $P_{ин}$ при поступательном движении и инерционного момента $M_{ин}$ при вращательном движении приближенно при малых, сравнительно с радиусом вращения, размерах вращающегося тела требует знания лишь масс m , моментов инерции J и ускорений – линейных i и угловых ε .

Силы инерции определяют по приведенным ниже формулам.

а) В период неустановившегося движения (при разгоне или торможении):

вертикальная сила инерции груза при подъеме или опускании

$$P_{ин. гр}^в = (Q + q) v_{г}/t_{г} ;$$

горизонтальная сила инерции груза при передвижении крана

$$P_{ин. гр}^г = (Q + q) v_{п}/t_{г}$$

горизонтальная сила инерции при передвижении крана

$$P_{ин. кр}^г = m_{кр} v_{п}/t_{п}$$

касательная сила инерции при вращении поворотной части крана

$$P_{ин. кас} = m_i \frac{\pi n_{вр}}{30 t_{вр}} R_i$$

б) В период установившегося движения центробежная сила, при вращении поворотной части крана

$$P_{ин. ц} = m_i \frac{\pi^2 n_{вр}^2}{900} R_i$$

где силы инерции $P_{ин}$ – в Н; массы груза Q , подвесных устройств q , крана $m_{кр}$ и вращающихся элементов m_i поворотной части крана, стрелы и груза – в кг; радиус R_i – в м; скорости подъема, опускания груза $v_{г}$ и передвижения крана $v_{п}$ – в м/с; частота вращения поворотной части крана $n_{вр}$ – в об/мин; периоды неустановившегося движения – разгона или торможения при подъеме груза $t_{г}$, передвижении крана $t_{п}$ и вращении поворотной части крана $t_{вр}$ – в с.

При вращении поворотной части крана возникающие центробежные и касательные силы инерции, определяются по приведенным формулам для элементов, которые можно приравнять к точечным массам.

Для крановых стрел пользоваться этими формулами непосредственно нельзя, так как все элементы стрелы находятся на разных расстояниях от оси вращения. Метод определения центробежных и касательных сил инерции и мест приложения равнодействующих их следующий (рис. 12).

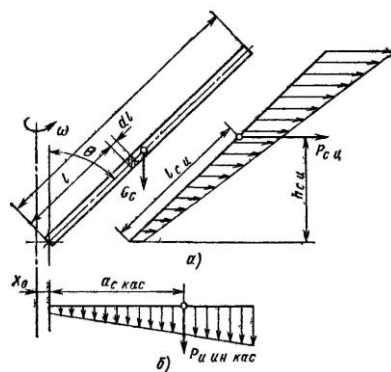


Рис. 12. Схема к определению нагрузок на стрелу от инерционных сил при вращении поворотной части крана:

а – центробежных; б – касательных

Центробежная сила $P_{c.ц}$ от массы стрелы распределена по ее длине L_c ; равнодействующая приложена на расстоянии $l_{c.ц}$ от пяты.

При массе стрелы m_c (кг) и равномерном распределении ее по длине стрелы, масса элементарного участка, расположенного на расстоянии l от пяты стрелы, $dm_c = (m_c/L_c) dl$,

При угловой скорости ω элементарная центробежная сила

$$dP_{c.ц} = dm_c \omega^2 (x_0 + l \sin \theta) = \frac{m_c}{L_c} \omega^2 (x_0 + l \sin \theta) dl$$

Полная центробежная сила

$$P_{c.ц} = \frac{m_c}{L_c} \omega^2 \int_0^{L_c} (x_0 + l \sin \theta) dl = \frac{m_c}{L_c} \omega^2 \left(x_0 L_c + \frac{L_c^2}{2} \sin \theta \right)$$

Подставив $\omega = \pi n_B / 30$, получим

$$P_{c.ц} = \frac{m_c \pi^2 n_B^2}{1800} (2x_0 + L_c \sin \theta)$$

Так как момент элементарной центробежной силы относительно пяты стрелы

$$dM = \frac{m_c}{L_c} \omega^2 (x_0 + l \sin \theta) l dl \cos \theta$$

ордината точки приложения центробежной силы

$$h_{c.ц} = \frac{\int dM}{\int dP_{c.ц}} = \frac{3x_0 + 2L_c \sin \theta}{2x_0 + L_c \sin \theta} \frac{L_c}{3} \cos \theta,$$

а расстояние ее от пяты стрелы

$$l_{c.ц} = \frac{h_{c.ц}}{\cos \theta} = \frac{L_c}{3} \frac{3x_0 + 2L_c \sin \theta}{2x_0 + L_c \sin \theta}$$

Касательную силу инерции определим следующим методом.

Считая груз, крюковую подвеску и часть стрелового полиспада (массой m_n), прикрепленную к головке стрелы, точечными массами, касательную сил инерции этих масс определим как

$$P_{ин.кас}^{Q+q+m_n/2} = (Q + q + m_n/2) \frac{2\pi n_B}{60t} (x_0 + L_c \sin \theta)$$

где t – время неустановившегося движения, с.

Касательную силу инерции стрелы массой m_c можно считать распределенной по ее длине L_c . Элементарная касательная сила

$$dP_{ин.кас} = dm_c \frac{\pi n_B}{30t} (x_0 + l \sin \theta) = \frac{m_c}{L_c} \frac{\pi n_B}{30t} (x_0 + l \sin \theta) dl$$

Полная касательная сила инерции

$$P_{ин.кас} = \frac{m_c}{L_c} \frac{\pi n_B}{30t} \int_0^{L_c} (x_0 + l \sin \theta) dl = m_c \frac{\pi n_B}{30t} (x_0 + L_c \sin \theta / 2)$$

Положение точки приложения равнодействующей касательных сил инерции стрелы (рис. 12, б) найдем из уравнения моментов относительно пяты стрелы:

$$dM_{c.ин.кас} = (m_c/L_c) \frac{\pi n_B}{30t} (x_0 + l \sin \theta) l dl$$

$$l_{c.кас} = \frac{dM_{c.ин.кас}}{dP_{c.ин.кас}} = \frac{(m_c/L_c) \frac{\pi n_B}{30t} \int_0^{L_c} (x_0 + l \sin \theta) l dl}{(m_c/L_c) \frac{\pi n_B}{30t} \int_0^{L_c} (x_0 + l \sin \theta) dl} = \frac{L_c}{3} \frac{3x_0 + 2L_c \sin \theta}{2x_0 + L_c \sin \theta}$$

Абсцисса этой точки

$$a_{c.кас} = l_{c.кас} \sin \theta$$

Момент инерции (кгм^2) для однородных тел правильной геометрической формы можно определить по формуле

$$J = mD^2/k,$$

где m – масса тела, кг, D – наружный диаметр тела, м; k – коэффициент, характеризующий распределение масс в теле (для всех тел, кроме сплошного вала, значения его ориентировочно следующие: $k=8$ для вала, $k=4$ для тонкостенной трубы, $k=5,75$ для канатного барабана, $k=7,25$ для канатного блока, $k=6,5$ для зубчатого колеса и тормозного шкива, $k=9$ для соединительной муфты).

Для наклонного стержня массой m_0 с поперечными размерами, малыми по сравнению с его длиной (например, стрелы крана), концы которого находятся на расстоянии r_1 и r_2 от оси вращения,

$$J = m(r_1^2 + r_1 r_2 + r_2^2) / 3$$

Для колонны (мачты или башни) квадратного сечения из четырех уголков, массой m_0 , поперечным сечением $b \times b$ (по центрам тяжести уголков) $J = mb^2/2$.

§1.1.6.4. Расчетное сочетание нагрузок

Механизмы и металлоконструкции обычно рассчитывают для трех предельных случаев нагружения: I – действуют максимальные нагрузки рабочего состояния; II – действуют эквивалентные нагрузки рабочего состояния; III – действуют нагрузки нерабочего состояния (табл. 23).

Табл. 23. Расчетные сочетания нагрузок

Нагрузка	Случай нагружения		
	I	II	III
Вес:			
номинального груза	+	+	—
конструкции машины	+	+	+
снега и слоя льда	+	—	+
Сила инерции	+	+	—
Ветровая			
рабочего состояния	+	+	—
нерабочего состояния	—	—	+

Примечание. Знак «+» означает, что нагрузка учитывается, «—» — не учитывается

Первый случай нагружения используют для расчета прочности, а при необходимости и деформаций всех элементов машины с учетом характера нагружения, определяемого режимом эксплуатации машины.

Расчет по второму случаю нагружения проводят для всех основных переменных нагруженных элементов машины на ограниченную выносливость по заданной долговечности. Расчет ведется по эквивалентной нагрузке.

Третий случай нагружения используют при расчете прочности и, если нужно, деформаций всех элементов машины при нагрузках нерабочего состояния, в том числе монтажных, если их воздействие создает большую нагруженность.

Тема 1.2. Силовое оборудования

§1.2.1. Общая характеристика

Силовое оборудование предназначено для привода механизмов грузоподъемных машин, осуществляющих соответствующую рабочую операцию.

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 находят 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.

При приводе от ДВС также можно применять *вторичный* привод, которым является система ДВС – электрогенератор переменного или постоянного тока – электродвигатели механизмов или системы ДВС – гидронасосы высокого давления, объемные гидродвигатели. Одним из вариантов применения привода от ДВС является установка последовательно или параллельно с ним электродвигателя трехфазного тока, питаемого электроэнергией от внешней электросети. При длительной работе крана на одном месте с целью экономии ресурса ДВС вместо него используется этот электродвигатель, приводящий генератор, питающий электроэнергией двигатели механизмов. Аналогичную схему можно применить и при гидроприводе механизмов, при этом обеспечивается удобное глубокое регулирование скоростей рабочих движений, упрощается конструкция и снижается масса механизмов.

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.

Для повышения качества характеристик электропривода применяют более сложные его модификации, так называемые вторичные приводы – электрические постоянного тока по системе генератор–двигатель (Г–Д) и тиристорные (Т–Д). Можно использовать также гидроприводы по системе электродвигатель–гидронасосы высокого давления постоянной или переменной производительности – гидродвигатели механизмов, ротационные или плунжерные.

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. Технично-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 морозоустойчивых 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 прямого действия, штоки поршней которых непосредственно действуют на рабочий орган. Для более сложных машин, например, пневмоталей, 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.

§1.2.2. Электропривод

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 двигатели постоянного тока* серии Д и двигатели общепромышленного типа серии 2П, *крановые асинхронные двигатели переменного тока с фазным ротором* серии МТФ и МТН, а также *крановые 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 электроталей, 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 малошумные типов 4АН (защищенные) и 4АФ (с принудительной вентиляцией). *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 большой 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. 13, 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.

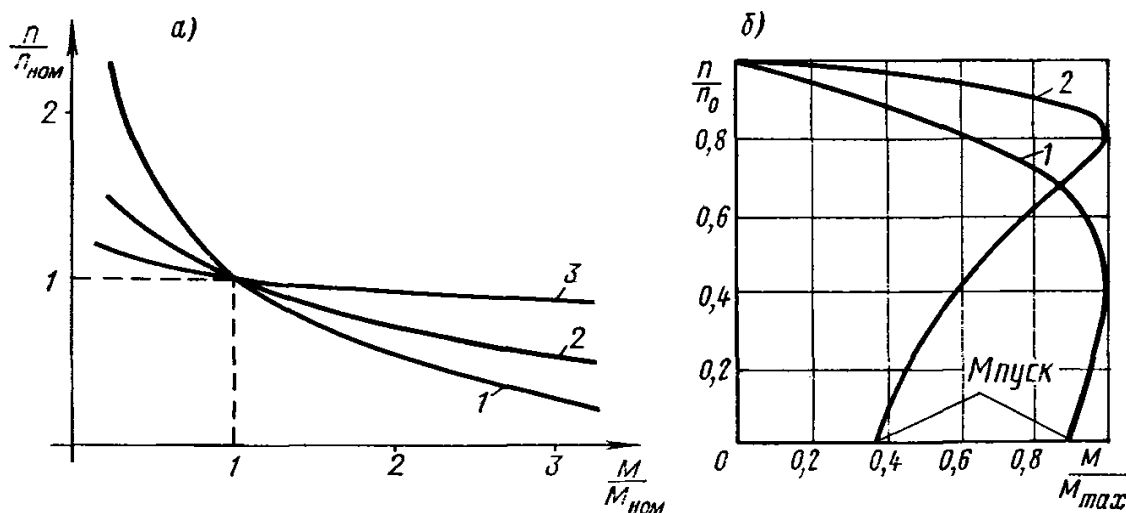


Рис. 13. Механические характеристики электродвигателей:
а – постоянного тока; б – переменного тока

Характеристика двигателя называется *жесткой*, если при изменении момента нагрузки частота вращения двигателя изменяется незначительно. Если же при изменении нагрузки происходит значительное 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 $M_{ном}$. Однако максимальный момент ограничен условиями нагрева двигателя и механической прочностью двигателя и механизма. Поэтому ГОСТ 184 устанавливает предельно допускаемые нагрузки для двигателей с последовательным возбуждением: $M/M_{ном} = 4 \div 4,5$ номинального момента при номинальной частоте вращения и $M/M_{ном} = 5 \div 5,5$ 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 $n_{max} \leq \leq (3 \div 3,5) n_{ном}$. Этому соответствует момент нагрузки $M = 0,1 M_{ном}$.

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. 13, б), поэтому обычно частоту вращения считают постоянной и не зависящей от нагрузки.

Двигатели с короткозамкнутым ротором (кривая 1 на рис. 13, 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 $K_{\text{м}}$ моментов. Кратность среднего момента за период пуска

$$K_{\text{ср}} \approx \frac{1}{2}(K_{\text{пуск}} + K_{\text{м}})$$

Крановое оборудование должно надежно работать при напряжении в сети, составляющем 85% номинального. Поэтому средний пусковой момент двигателя с короткозамкнутым ротором определяют по следующей зависимости:

$$M_{\text{пуск}} = 0,85^2 M_{\text{ном}} K_{\text{ср}},$$

где $M_{\text{ном}}$ – номинальный момент двигателя.

Возможность применения двигателей с короткозамкнутым ротором необходимо проверять путем расчета, при котором определяют 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 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 повышает нагрев короткозамкнутых двигателей.

Асинхронные двигатели с *фазным ротором* (кривая 2 на рис. 13, 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. 14). 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 n_1 . После этого сопротивление уменьшают и двигатель переходит на другую характеристику 2, по которой его разгоняют до частоты вращения n_2 . Затем снова сопротивление уменьшают, сила тока возрастает и разгон двигателя происходит по характеристике 3 до частоты вращения n_3 . И, наконец, после отключения всех сопротивлений двигатель переходит на естественную характеристику 4, при которой и работает с частотой вращения n_4 , соответствующей моменту сопротивления при подъеме данного груза.

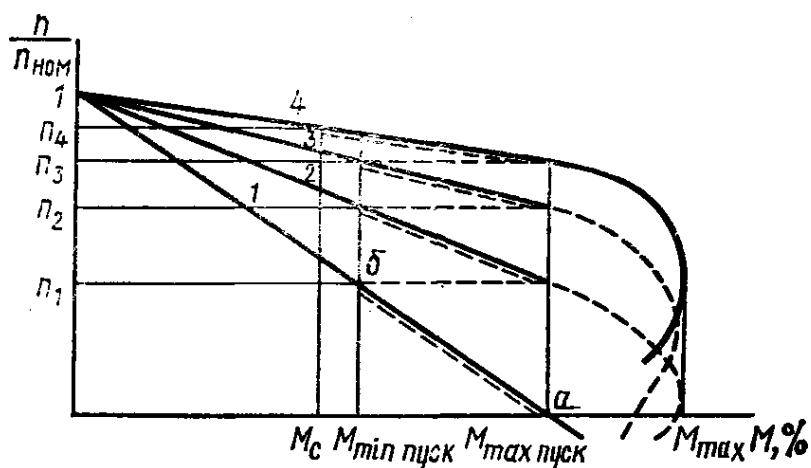


Рис. 14. Схема разгона механизмов с приводом от электродвигателя переменного тока с фазным ротором

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 $M_{\max \text{ пуск}}$ 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

$$M_{\text{пуск}} = \frac{M_{\max \text{ пуск}} + M_{\min \text{ пуск}}}{2} .$$

С целью обеспечения разгона механизма рекомендуется принимать $M_{\min \text{ пуск}} \geq 1,25 M_c$. При практических расчетах рекомендуется принимать следующие значения пускового момента электродвигателя:

Трехфазный с фазным ротором	(1,5÷1,6) $M_{\text{ном}}$
Трехфазный с короткозамкнутым ротором	(0,7÷0,8) $M_{\text{мах}}$
Постоянного тока с параллельным возбуждением . .	(1,7÷1,8) $M_{\text{ном}}$
Постоянного тока с последовательным возбуждением	(1,8÷2,0) $M_{\text{ном}}$
Постоянного тока со смешанным возбуждением . .	(1,8÷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.

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 режиме 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 опусканиях груза). При работе в двигательном режиме направление вращения двигателя совпадает с действием момента. В тормозном режиме 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. 15. Примем за положительное направление вращения против хода часовой стрелки. Тогда при подъеме груза (a – вверх) момент двигателя $M_{\text{дв}}$ положителен, момент сопротивления $M_{\text{с}}$ отрицателен.

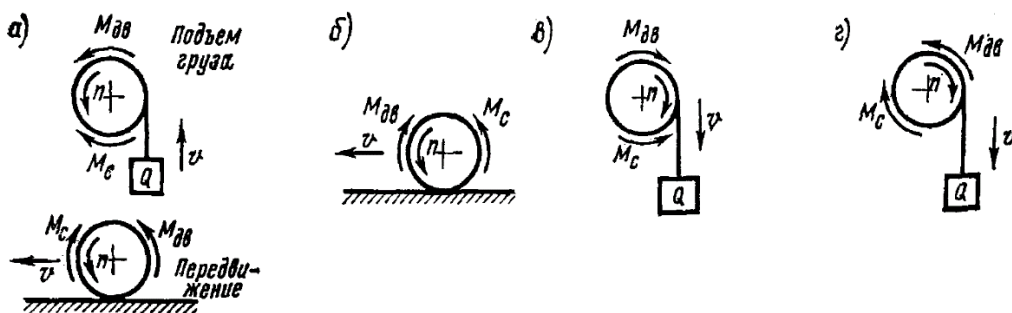


Рис. 15. Режимы работы электродвигателей грузоподъемных машин:

a – двигательный режим; $б$ – электроторможение при передвижении; $в$ – силовой спуск малых грузов – двигательный режим; $г$ – тормозной спуск груза

При работе двигателя в механизме передвижения и поворота (*a* – внизу), когда двигатель преодолевает момент сопротивления, момент 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 (*з*) 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 сопротивлений 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. 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 (ПВ=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 (ПВ = 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 остаётся неизменным, то по каталогу выбирают двигатель при заданном значении ПВ с номинальной мощностью не ниже расчетной. Если фактическое значение P_{Φ} не равно номинальному значению, то ближайшее к требуемой мощности P_{Φ} значение номинальной мощности $P_{ном}$ для асинхронных двигателей и двигателей с параллельным возбуждением находят по зависимости

$$P_{ном} = P_{\Phi} \sqrt{ПВ_{\Phi} / ПВ_{ном}}$$

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_e , 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

$$M_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{M_{\text{пуск}}^2 \Sigma t_{\text{п}} + \Sigma M_{\text{с}}^2 t_{\text{у}}}{\Sigma t}},$$

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 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 подставить вместо значений моментов соответствующие значения силы тока.

Среднеквадратичную мощность, кВт, электродвигателя за период цикла с учетом пусковых периодов определяют по зависимости

$$P_{\text{ср}} = M_{\text{ср}} n / 9550,$$

где n – частота вращения вала двигателя, об/мин, при моменте $M_{\text{ср}}$, Нм. По этой мощности выбирают двигатель.

Если фактическое значение относительной продолжительности включения $\text{ПВ}_{\text{ф}}$, при котором работает механизм, отличается от номинального значения $\text{ПВ}_{\text{ном}}$, то необходимо величину $P_{\text{ср}}$ привести к мощности при номинальном значении относительной продолжительности включения по формуле 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.

Кроме того, должно быть соблюдено соотношение

$$M_{\text{ном}} K_{\text{м}} \geq M_{\text{max}},$$

где $K_{\text{м}}$ – 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 ($t_{\text{п}} \geq \frac{t_{\text{у}}}{60}$), то необходимо учесть ухудшение условий охлаждения при переходных процессах. Тогда формула примет вид

$$M_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{M_{\text{пуск}}^2 \Sigma t_{\text{п}} + \Sigma M_{\text{с}}^2 t_{\text{у}}}{\beta \Sigma t_{\text{п}} + \Sigma t_{\text{у}}}},$$

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 $P_{вф}$.

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 $P_{ном}$ по уравнению $P_{ном} = P_{ф} \sqrt{P_{вф}/P_{ном}}$ 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 $M_{ср} = \sqrt{\frac{M_{пуск}^2 \sum t_n + \sum M_c^2 t_y}{\sum t}}$ или $M_{ср} = \sqrt{\frac{M_{пуск}^2 \sum t_n + \sum M_c^2 t_y}{\beta \sum t_n + \sum t_y}}$

определяют среднеквадратичный момент, а по уравнению $P_{ср} = M_{ср} n / 9550$, – среднеквадратичную мощность. По этой среднеквадратичной мощности производят окончательный подбор двигателя по каталогу.

§1.2.3. Привод от двигателя внутреннего сгорания

ДВС являются основным видом силового оборудования для передвижных стреловых кранов. Отличаясь полной независимостью от внешних источников энергии при соответствующем запасе топлива, они лучше всех других двигателей обеспечивают работу этих кранов в любых условиях. ДВС характеризуются малой удельной массой, постоянной готовностью к работе, высокой экономичностью в расходе топлива и широкими пределами регулирования угловой скорости ($\lambda=2...2,5$). Недостатки этих двигателей: невозможность непосредственного реверсирования, необходимость применять коробку передач для регулирования крутящего момента, так как крутящий момент, развиваемый двигателем, мало зависит от частоты вращения его вала, что хорошо видно на внешней обобщенной характеристике двигателя (рис. 16). Ввиду того что ДВС не допускают перегрузки, они не могут быть пущены в ход под нагрузкой и потому должны быть соединены с механизмами фрикционной муфтой. В связи с этим при подборе двигателя и определении его мощности надо учитывать крутящий момент, необходимый в период пуска (пусковой момент) при режиме наибольшей загрузки, т. е. при одновременной работе нескольких механизмов, если это обусловлено конструкцией и назначением машины. В расчет мощности можно не вводить лишь мгновенные пики нагрузки (продолжительностью до 1 с), компенсируемые за счет кинетической энергии маховика, соответствующей обычно 30...40 % мощности двигателя. Для поддержания частоты вращения постоянной (или в определенных ограниченных пределах) при разных режимах загрузки двигатель оборудуют центробежным регулятором, что упрощает управление двигателем.

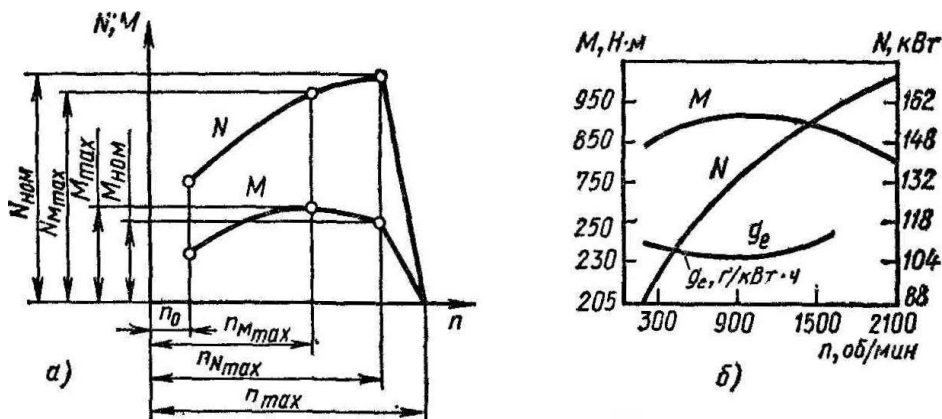


Рис. 16. Характеристики двигателя внутреннего сгорания:

а – общая внешняя; б – двигателя ЯМЗ–238; n_0 и n_{max} – минимальная и максимальная частоты вращения. n_{Mmax} и n_{Nmax} – частоты вращения при максимальных моменте и мощности, $M_{ном}$ и M_{max} – крутящие моменты при номинальной мощности и максимальный; N_{Mmax} и $N_{ном}$ – мощности при максимальном моменте и номинальная; g_e – расход топлива

Двигатель для привода крановых механизмов выбирают с учетом его конкретной характеристики, причем с целью обеспечения работоспособности двигателя при некотором его износе, рекомендуется исходить из частоты вращения его вала, равной 0,7...0,8 максимальной, а момента и мощности, равных 0,65...0,75 максимальных.

При выборе типа двигателя следует ориентироваться на дизели транспортного типа, которые хотя тяжелее и дороже карбюраторных, но работают на более дешевом топливе при меньшем его удельном расходе [200...250 г/(кВтч) по сравнению с 300...400 г/(кВтч) у карбюраторных].

При использовании двигателя внутреннего сгорания в тормозном режиме, например при опускании груза, момент (M) сопротивления вращению вала двигателя

$$M_{дв. с. вр} = A (p_{тр} + \beta p_e),$$

где $A = 0,32v_{л}/\tau$ – показатель двигателя, зависящий от объема цилиндров (литража) $v_{л}$, м³, и тактности τ (числа ходов поршня за один цикл), м³; $p_{тр}$ – потери давления от трения, зависящие от хода поршня и частоты вращения коленчатого вала n (об/мин); для карбюраторных двигателей $p_{тр} = 0,03 (1 + 0,011Sn)$ МПа, для дизелей $p_{тр} = 0,088 (1 + 0,0055Sn)$ МПа (здесь S – ход поршня); $\beta p_e = (0,12 \dots 0,16) p_e$ – потери давления при компрессии (здесь $p_e = 0,60$ МПа – номинальное эффективное давление).

Для предохранения ДВС от остановок при перегрузках, а главное, для улучшения характеристики привода соединение двигателя с трансмиссией машины в ряде случаев целесообразно производить через гидромуфту или, что более эффективно, через гидротрансформатор. При применении гидротрансформатора улучшается характеристика приводного ДВС. С увеличением частоты вращения вала двигателя растет не только мощность, но и момент на выходном валу гидротрансформатора.

Высокий КПД гидротрансформатора имеет место при угловой скорости, близкой к предельной.

Применение гидротрансформатора в приводе механизмов крана с использованием особенностей его работы как на тяговых режимах, когда энергия передается от двигателя к рабочим органам, так и на тормозных режимах, когда энергия передается от рабочих органов к гидротрансформатору, дает возможность обеспечить бесступенчатое регулирование скоростей, предохранить двигатель от перегрузок и снизить динамические нагрузки в механизме.

§1.2.4. Объемный гидропривод

В настоящее время гидравлический привод находит все более широкое применение в механизмах грузоподъемных машин благодаря ряду преимуществ, к которым относятся: большая перегрузочная способность по мощности и по моменту; возможность передавать большие моменты и мощности при малых размерах и массе гидропередачи; 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 одновременного подвода энергии к нескольким рабочим механизмам; устойчивая работа при любых скоростных режимах; высокая износостойчивость элементов привода.

Недостатками гидроприводов являются сложная эксплуатация при низких и высоких температурах, применение определенного сорта масла в качестве рабочей жидкости и необходимость повседневного тщательного наблюдения за состоянием соединений, при неудовлетворительности которых резко увеличивается расход рабочей жидкости и загрязняется машина.

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 габаритов 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 применение 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 выдвиганием 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. 17, *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.

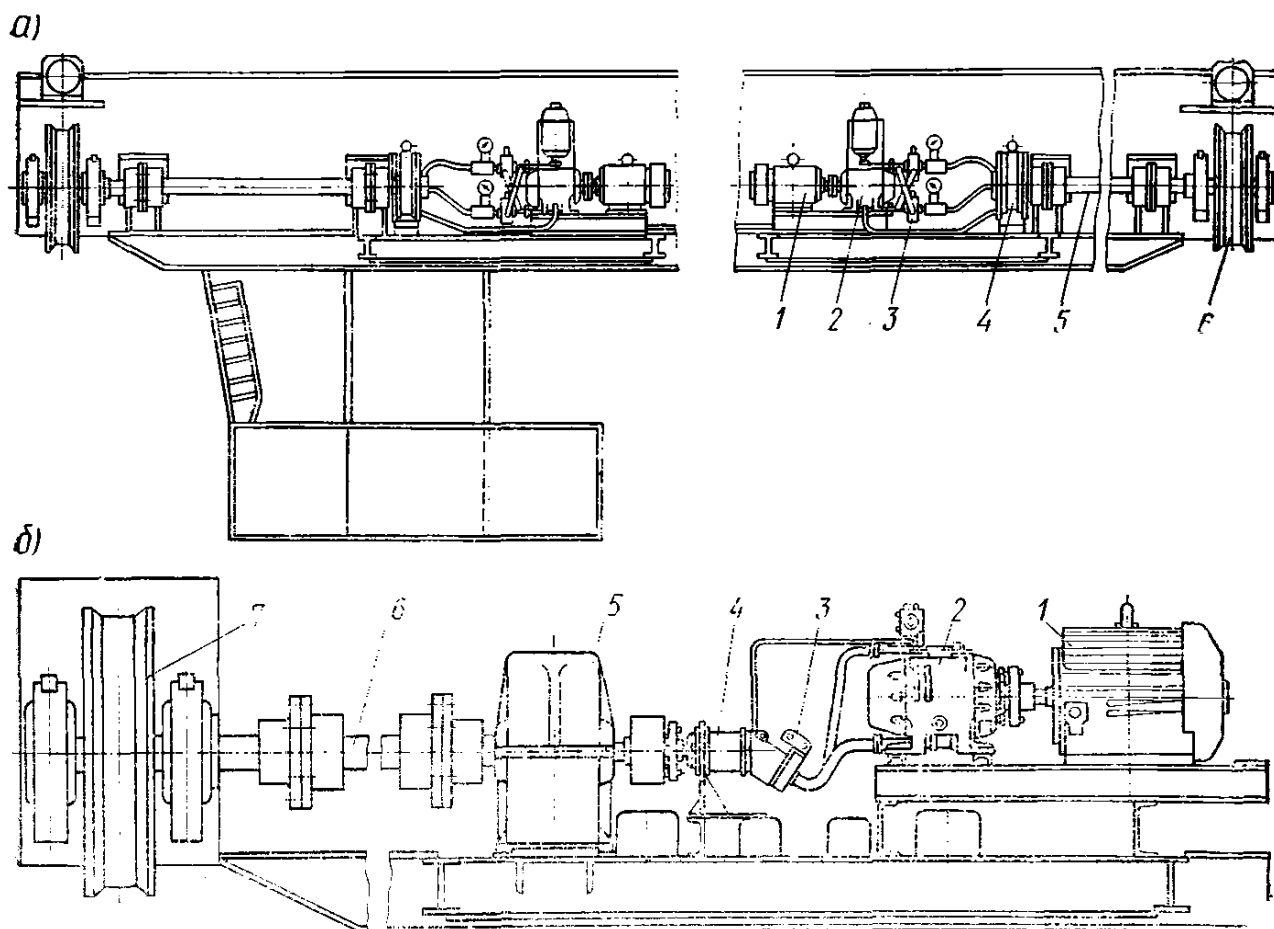


Рис. 17. Гидравлический привод механизма передвижения мостового крана:
а – с высокомоментным гидродвигателем; б – с низкомоментным гидродвигателем

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 применения 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 необходимой рабочей скорости (рис. 17, 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. Установка 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. 18). 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 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 1:1500, которая недостижима при использовании других типов передач.

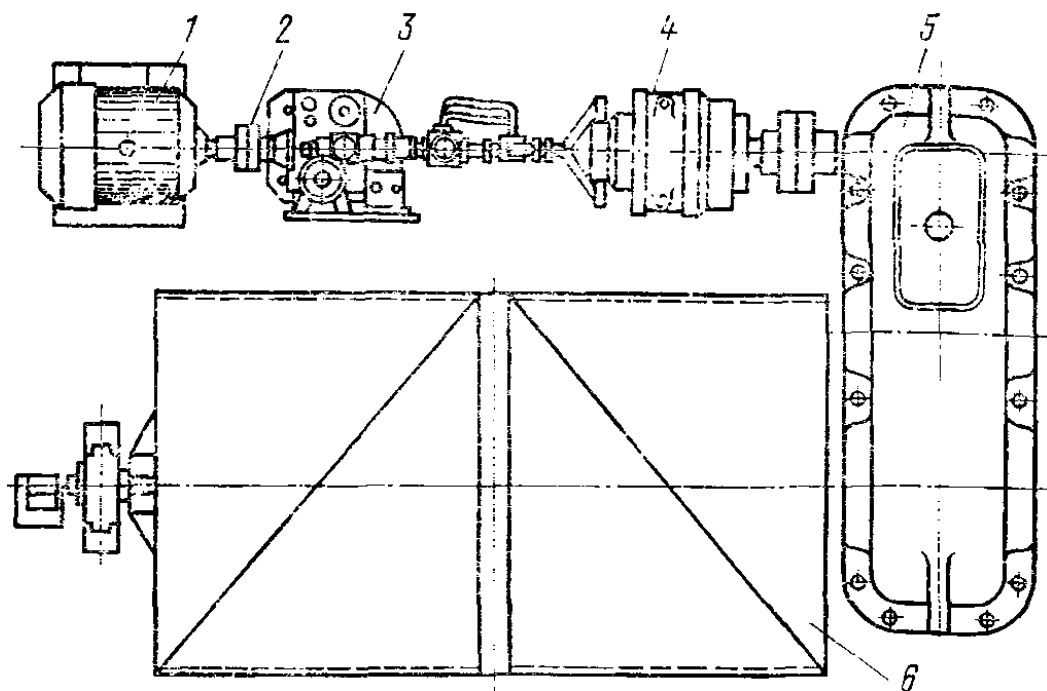


Рис. 18. Гидравлический привод механизма подъема монтажного крана

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.

Гидравлические приводы работают при давлении 6,3...31,5 МПа, наиболее часто при 10...16 МПа.

В качестве рабочей жидкости целесообразно использовать при длительном режиме работы специальное масло марки ВМГ2 по ТУ 38-101479-74, применяемое при температуре $-40...+60$ °С. Заменителями этого масла при температуре $-5...+70$ °С является масло марки МГ30 по ТУ 10150-79. При кратковременном режиме работы температурный диапазон допустимо расширить на ± 10 °С.

При небольшом поступательном перемещении рабочего органа машины, например, для изменения наклона стрелы или для перемещения грузоподъемника в автопогрузчиках, применяют поршневые гидравлические толкатели (рис. 19), изготовляемые с внутренним диаметром 40...250 мм при ходе 80...2240 мм. Создаваемые усилия 40...1500 кН. Рекомендуемая скорость штока 0,3...0,8 м/с. При больших перемещениях и для вращательного движения следует применять гидродвигатели вращательного движения. Когда это невозможно, как, например, для выдвигания секций телескопических стрел, изготовляют гидротолкатели с ходом штока до 10 м.

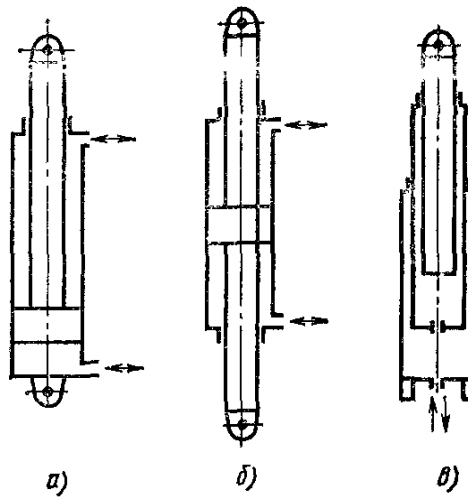


Рис. 19. Гидротолкатели:

а – с подвижным штоком; б – с подвижным цилиндром; в – телескопический с подвижными цилиндром и штоком

Усилия (Н), создаваемые на штоке толкателя, при давлении жидкости под поршень

$$P = 0,785KpD^2;$$

при давлении жидкости на поршень со стороны штока

$$P' = 0,785Kp(D^2 - d^2),$$

где $K = 0,8 \dots 0,9$ – коэффициент, учитывающий сопротивление перемещению от трения поршня в цилиндре и штока в сальнике выходного отверстия; p – давление жидкости, Па; D – диаметр поршня, м; d – диаметр штока, м.

Длинные штоки следует проверять на продольный изгиб.

Давление, которое должен создавать насос

$$p_n = p + \Delta p,$$

где Δp (Па) – потеря давления в системе трубопровода, зависящая от его приведенной длины l_T (м) с учетом местных сопротивлений, диаметра трубы d_T (м) и скорости движения жидкости v (м/с):

$$\Delta p \approx 0,7vl_T/d_T^2.$$

Для обеспечения скорости перемещения штока $v_{ш}$ (м/с) необходимая подача насоса

$$Q_n = 0,185D^2v/\eta_{об}(\text{м}^3/\text{с}),$$

где $\eta_{об} = 0,75 \dots 0,9$ – объемный КПД насоса.

Мощность (Вт) двигателя, требуемая для привода насоса,

$$N_{дв} = Q_n p_n.$$

Наибольший крутящий момент (Нм), развиваемый радиально-поршневым двигателем,

$$M = 0,16pq,$$

где p – рабочее давление, Па; q – постоянная двигателя (удельный расход жидкости, м³/об).

Мощность (Вт), развиваемая двигателем при частоте вращения n (об/мин),

$$N_{дв} = 0,105 Mn = 0,017pq.$$

Шестеренные насосы и двигатели находят ограниченное применение как вспомогательное оборудование. Работают они при давлении не выше 10 МПа, а обычно при значительно меньшем.

Для рабочих механизмов строительных грузоподъемных машин применяют аксиально-поршневые насосы и двигатели (табл. 24).

Табл. 24. Основные параметры аксиально-поршневых гидронасосов и гидродвигателей (нерегулируемых)

Параметр	Серия 210 (рабочее давление до 20 МПа)							Серия 310 (рабочее давление до 32 МПа)		
	Мощность, кВт									
	6,7	8,4	13	16	25	38	63	26	42	67
Момент, Н·м	28	36	68	86	168	328	690	169	338	677
Частота вращения вала, об/мин	2400	2400	1920	1920	1500	1200	950	1500	1200	960

Изготавливают также насосы двухпоточные, допускающие одновременную независимую работу двух гидродвигателей, что весьма существенно для крановых механизмов. К аксиально-поршневым насосам и двигателям выпускается вся необходимая аппаратура: золотниковые распределители, клапаны, фильтры и др.

Характеристика высокомоментных низкооборотных пятипоршневых гидродвигателей, работающих при давлении до 25 МПа, приведена в табл. 25.

Табл. 25. Техническая характеристика высокомоментных гидродвигателей типа МР

Параметр	МР450	МР700	МР1100	МР1800	МР2800	МР4500	МР7000
Частота вращения выходного вала, об/мин:							
номинальная	140	120	100	80	60	40	30
минимальная	1,5	1	1	1	1	1	1
максимальная	400	340	280	220	170	120	80
Мощность, кВт	19,3	26	34	44	51	55	65
Момент, Н·м	1343	2124	3384	5436	8354	13 532	21 000
Масса, кг	83	105	150	220	320	560	760
Габаритные размеры, мм (диаметр $D \times$ высота H)	364× ×372	405× ×395	472× ×434	560× ×504	642× ×562	766× ×681	856× ×731

§1.2.5. Пневмопривод

В грузоподъемных машинах применяют пневмопривод с поршневым пневмоцилиндром. Сжатый воздух подается компрессором при давлении 0,5...0,8 МПа. Такой привод используют в подъемниках для подъема на небольшую высоту отдельных штучных грузов при ремонтных и монтажных работах. В тормозах устанавливают короткие диафрагменные пневмоцилиндры.

Управление пневмоцилиндрами осуществляется золотниковыми распределителями и кранами.

§1.2.6. 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.

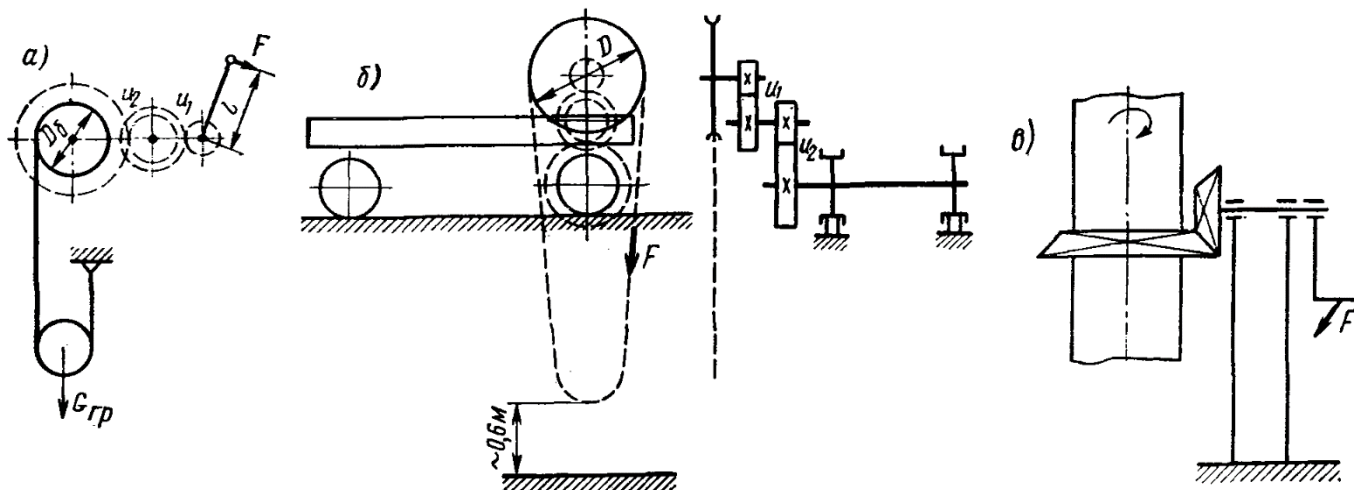


Рис. 20. Схемы механизмов с ручным приводом:
а – механизм подъема; б – механизм передвижения; а – механизм поворота

Механизм подъема (рис. 20, 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

$$M_p = \varphi m F l,$$

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

$$M_c = S D_{\text{бар}} / 2,$$

где S – сила натяжения тягового элемента на барабане.

При расчете привода механизма передвижения момент сопротивления на валу ходовых колес $M_c = W D_{\text{х.к}} / 2$, 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. 26. 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.

Табл. 26. 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 (рывок)	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. 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 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 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 $G_{гп}$ в механизме подъема с ручным приводом определяют из условия равенства работ:

$$v_{гп} = \frac{mFv_{р\varphi\eta}}{G_{гп}}$$

Здесь $v_{р}$ — 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:

$$t = \frac{h}{v_{гп}} = \frac{hG_{гп}}{mFv_{р\varphi\eta}}$$

Аналогично скорость передвижения тележки или крана с ручным приводом

механизма

$$v_{\text{пер}} = \frac{mFv_p\varphi\eta}{W_c},$$

угловая скорость механизма поворота

$$\omega = \frac{mFv_p\varphi\eta}{\sum M_{ci}}.$$

Ручной привод применяется только в редко работающих механизмах – домкратах, некоторых монтажных лебедках и др.

В ручных приводах механизмов работоспособность одного рабочего принимается при длительной работе 80 Нм/с и при кратковременной редкой работе, продолжительностью не более 5 мин – 160 Нм/с. Усилие на рукоятку при длительной работе принимают равным 100 Н, при кратковременной редкой работе, продолжительностью не более 5 мин – 200 Н. При совместной работе нескольких человек учитывают коэффициент ψ одновременности использования их усилий, который можно принимать: для двух человек $\psi = 0,85$, для четырех человек $\psi = 0,7$. Ось вращения рукоятки располагается от площадки, на которой стоят при работе рабочие, на высоте 0,9...1,1 м.

При применении в качестве приводного органа тяговой цепи среднюю скорость ее принимают равной 0,5 м/с, а усилие, приложенное к ней при кратковременной работе, не более 300 Н.

Усилия на ножных педалях тормозов допускаются до 200 Н при ходе педали не более 250 мм.

Тема 1.3. Тяговые органы

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.

§ 1.3.1 Канаты стальные

Канаты изготавливают из стальной светлой или оцинкованной проволоки марок В, I или II по ГОСТ 7372 диаметром от 0,2 до 3 мм; высокий предел прочности проволоки при растяжении $\sigma_b \leq 2600$ 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 в устройствах для подъема людей. Для специальных целей канаты изготавливают из проволок из нержавеющей стали.

В грузоподъемных машинах применяют преимущественно канаты двойной свивки (рис. 21): 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 различно. В грузоподъемных машинах применяют главным образом шестипрядные канаты с числом проволок в пряди 19 и 37. При этом получается наиболее рациональное соотношение диаметра прядей и диаметра 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.

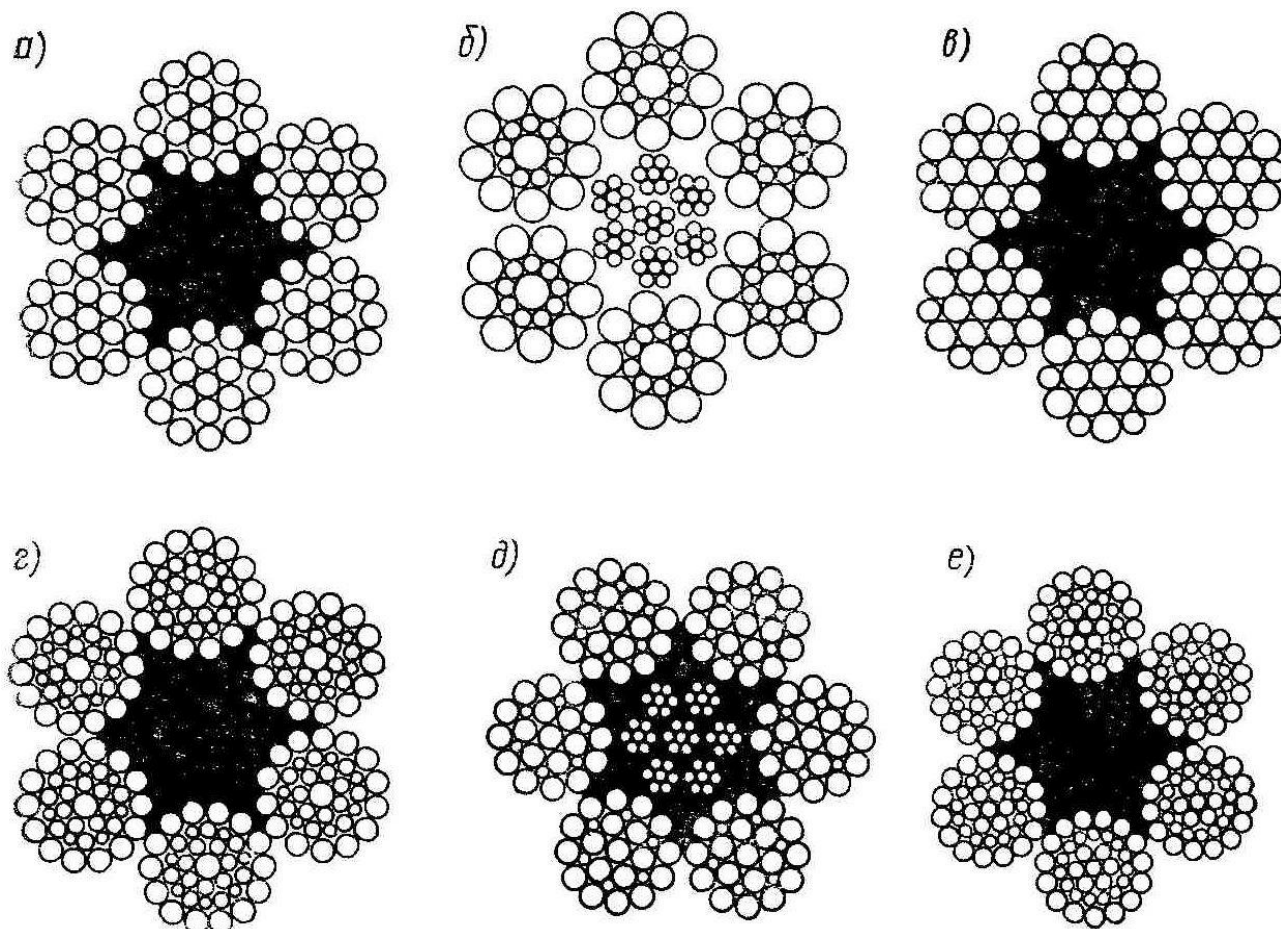


Рис. 21. Конструкция стальных канатов:

а – ТК ($6 \times 10 + 1 \text{ о.с.}$), б – ЛК-О ($6 \times 19 + 7 \times 7$); в – ЛК-Р ($6 \times 19 + 1 \text{ о.с.}$), г – ЛК-РО ($6 \times 36 + 1 \text{ о.с.}$), д – ЛК-3 ($6 \times 25 + 7 \times 7$); е – ТЛК-О ($6 \times 37 + 1 \text{ о.с.}$)

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. 21, 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. 21, 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. 21, 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. 21, г) – в прядях имеются слои, составленные из проволок одинакового диаметра и из проволок разного диаметра; ЛК-З (рис. 21, 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. 21, 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 большой сопротивляемостью переменным изгибам; оборванные проволоки в них сохраняют свое прежнее положение 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 изготавливают 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 уменьшать 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. 22. При закреплении обоих концов каната на барабане направление свивки каната можно принять любым.

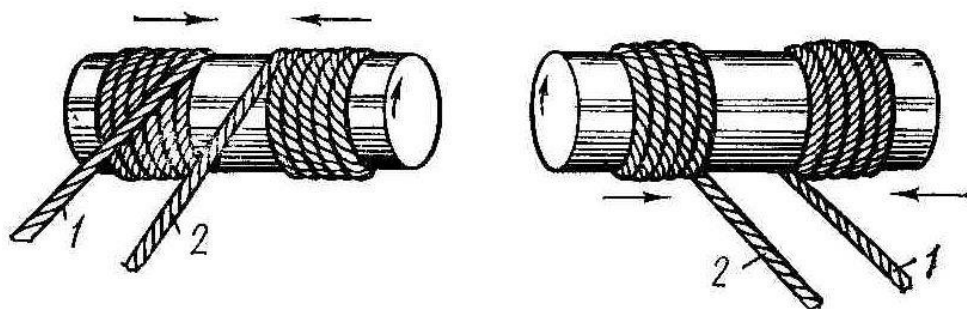


Рис. 22. Выбор каната по направлению свивки:
1 – канат правой свивки, 2 – канат левой свивки

Практикой эксплуатации рекомендуются следующие конструкции канатов для их использования в кранах в качестве подъемных и тяговых элементов: канаты с органическим сердечником ЛК-Р 6Х19 (ГОСТ 2688), ЛК-РО 6Х36 (ГОСТ 7668); канат с металлическим сердечником ТЛК-РО 6Х36 + 7Х7 (ГОСТ 7669) и ЛК-3 6Х Х25 + 7Х7 (ГОСТ 7667).

С целью улучшения качества стальных канатов заводы начали выпуск канатов для грузоподъемных машин из радиально обжатых прядей (рис. 23). При изготовлении канатов прядь, свитую из проволок круглого сечения, пропускают через волоку, в результате чего проволоки пряди, пластически деформируясь, теряют круглую форму и линейный контакт между ними становится контактом по поверхности, увеличиваются опорная 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.

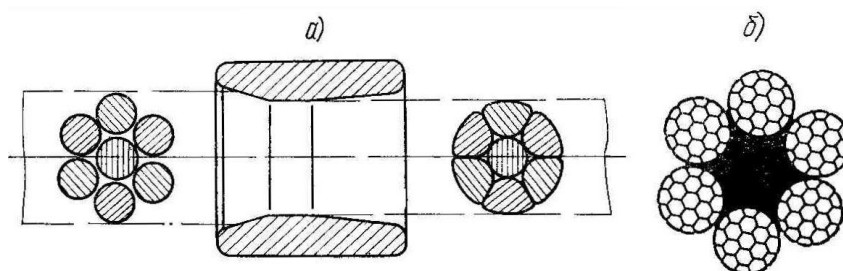


Рис. 23. Стальной канат из радиально обжатых прядей:
а – формирование пряди; б – канат

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 грузоподъемной 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 перетиранье 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 Правил по кранам. 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 электромагнитного контроля позволяет обнаружить и скрытые дефекты: разрывы и надломы отдельных проволок, коррозию и т. п.

§1.3.1.1. 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, углов 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 Правил по кранам для подбора каната. *По этим нормам размер каната выбирается из соотношения*

$$S_{\max} n \leq S_{\text{разр}}$$

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 Правил по кранам в зависимости от назначения каната и группы режима работы механизма (табл. 27) (для лифтов значения коэффициента n приведены в табл. 28);

$S_{\text{разр}}$ – 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 $S_{разр}$ (агрегатная прочность) всегда меньше суммарной прочности входящих в него проволок. Обычно $S_{разр} = 0,82 \div 0,85$ суммарной прочности проволок.

Табл. 27. Значения коэффициента запаса прочности канатов n

Группа классификации (режима) механизма		Группа режима работы для кранов, изготовленных до 1994 г.	Подвижные канаты	Неподвижные канаты
по ГОСТ 25835	по ИСО 4301/1		n	
1М	М1	Ручной привод (Р)	3,15	2,50
	М2		3,35	2,50
	М3		3,55	3,00
2М	М4	Легкий (Л)	4,00	3,50
3М	М5		4,50	4,00
4М	М6	Средний (С)	5,60	4,50
5М	М7	Тяжелый (Т)	7,10	5,00
6М	М8	Весьма тяжелый (ВТ)	9,00	5,00

Табл. 28. Значения коэффициента запаса прочности для канатов лифтов

Тип лифта	Барабанная лебедка с номинальной скоростью $v < 1$ м/с	Лебедка с канатопроводящим шкивом с номинальной скоростью v , м/с			
		$v < 1$	$v = 1-2$	$v = 2-4$	$v > 4$
Грузовые лифты без проводника	8	10	11	12	13
Грузовые лифты с проводником, пассажирские и больничные 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 Правил по кранам соотношение между диаметром выбранного каната и диаметром блока и барабана:

$$D_2 \geq ed,$$

где d – диаметр каната;

D_2 – диаметр блока и барабана, измеренный по средней линии навитого каната;

e – коэффициент, принимаемый по Правилам в зависимости от типа грузоподъемной машины и группы режима работы механизма (табл. 29).

Табл. 29. Значения коэффициента e

Группа классификации механизма			Коэффициент выбора диаметров		
по ГОСТ 25835	по ИСО 4301/1	по Правилам до 1994 г.	Барабана, e_b	Блока, $e_{бл}$	Уравнительного блока, $e_{ур}$
1М	М1	Р	11,2	12,5	11,2
	М2		12,5	14,0	12,5
	М3		14,0	16,0	12,5
2М	М4	Л	16,0	18,0	14,0
3М	М5		18,0	20,0	14,0
4М	М6	С	20,0	22,4	16,0
5М	М7	Т	22,4	25,0	16,0

Группа классификации механизма			Коэффициент выбора диаметров		
6М	М8	ВТ	25,0	28,0	18,0

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:

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 допустимое 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 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 Правил по кранам.

Для уменьшения массы и габаритов грузоподъемной машины с учетом некоторого снижения долговечности каната по правилам Правил по кранам допускается принимать диаметр барабана на 15% меньше диаметра, определенного по уравнению. 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 Правил по кранам 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 с учетом числа z ветвей канатов и угла α их наклона к вертикали (рис. 24). При этом коэффициент запаса прочности $n \geq 6$. При грузе весом G натяжение каждой ветви каната $S = G / (z \cos \alpha)$. При расчете стропов $2\alpha = 90^\circ$ общего назначения расчетный угол между ветвями каната.

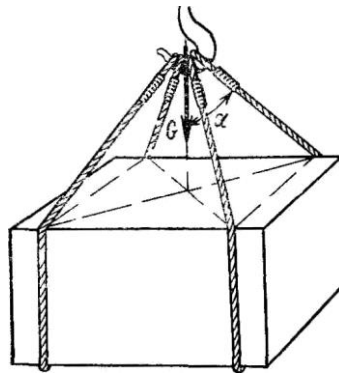


Рис. 24. Расположение стропов из канатов

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 зависящей 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 Правил по кранам. 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, но использование этого допущения приводит к существенному снижению долговечности каната.

§1.3.1.2. Крепление концов стальных канатов

Закрепление конца каната на оси производят с помощью специального устройства – коуша 1 (рис. 25, 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. 25, б).

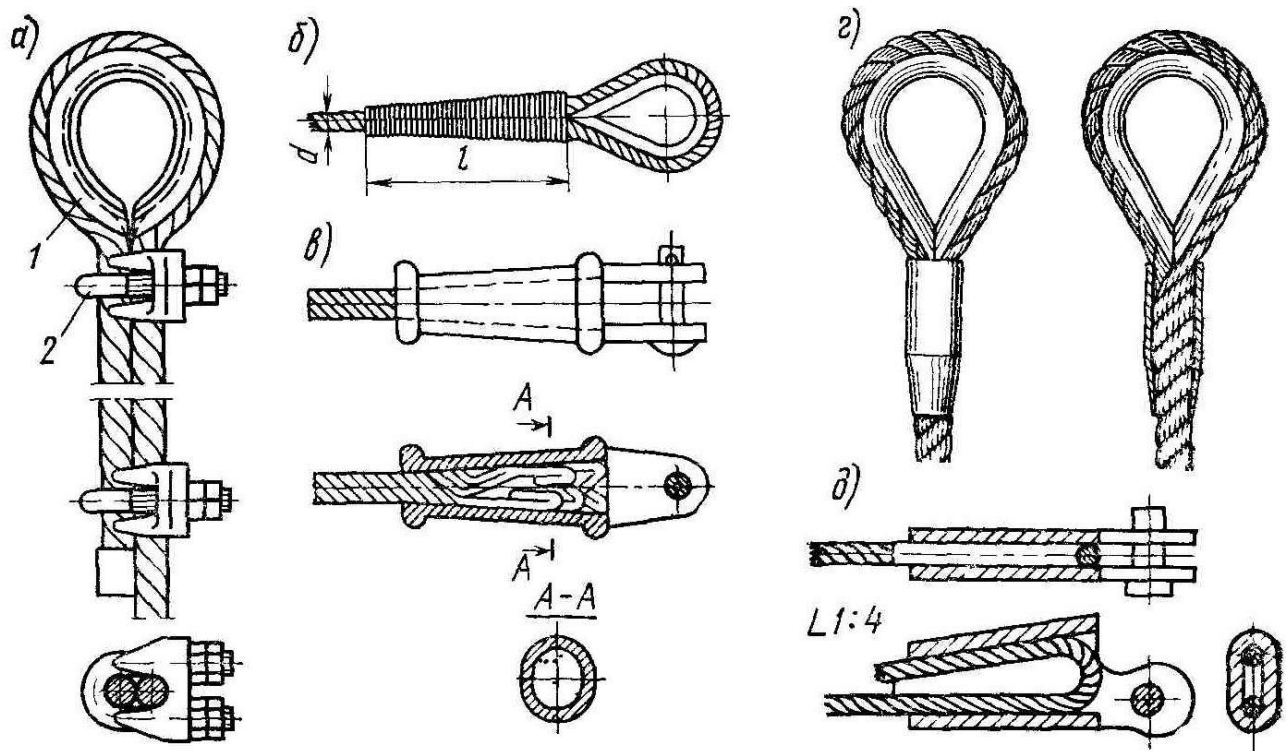


Рис. 25. Крепления концов каната:

а – болтовыми зажимами, б – заплеткой, в – коушем с заливкой, г – опрессовкой, д – клиновым зажимом

Потребное количество винтовых зажимов определяют расчетом, но согласно нормам Правил по кранам их не должно быть меньше трех.

Расчет числа зажимов z производится по зависимости

$$zN(f_{\text{кан}} + f_{\text{кан}}e^{f\alpha}) = S_{\text{макс}}k,$$

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;

$zf_{\text{кан}}Ne^{f\alpha}$ – 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: $[\sigma_p] = \bar{\sigma}_T/4$.

Шаг расположения зажимов составляет 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. 25, в). Для этого конец каната пропускают через стальной литой коуш-штулку (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 $330\text{--}360^{\circ}\text{C}$.

Кроме указанных способов крепления конца каната применяется также соединение с *опрессовкой втулок на канате* (рис. 25, г), являющееся при наличии специальных штампов простым, надежным и высокопроизводительным методом. Большое применение имеют также *клиновые зажимы* (рис. 25, 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 выскользывания каната равен примерно трем. При этом угле обеспечивается также отсутствие ослабления зажатия каната даже при полном снятии нагрузки с каната.

§ 1.3.2. Сварные цепи

Широко используются в качестве грузовых и тяговых элементов. Их изготавливают из сталей марок Ст3 ($\sigma_{\text{в}}=370\div 450\text{ МПа}$), Ст2 ($\sigma_{\text{в}}=340\div 420\text{ МПа}$) и 10 ($\sigma_{\text{в}}=300\text{ МПа}$)

Звенья цепи (рис. 26) из стали Ст3 изготавливают кузнечно-горновой и контактной сваркой, из остальных материалов – контактной электросваркой. *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.

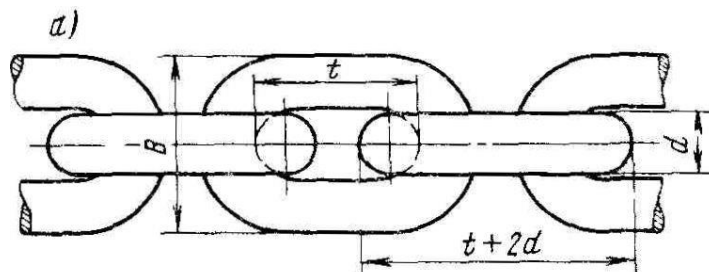


Рис. 26. Сварная цепь

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 для расчета канатов:

$$S_{\max} n_{\text{ц}} \leq S_{\text{разр}},$$

где S_{\max} – максимальная рабочая нагрузка;

$n_{\text{ц}}$ – запас прочности относительно разрушающей нагрузки, принимаемый по нормам Правил по кранам (табл. 30);

$S_{\text{разр}}$ – разрушающая нагрузка цепи, указанная в стандарте на цепь.

Табл. 30. 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*: допустимая 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 $n_{\text{ц}} \geq 5$.

§1.3.3. Пластинчатые цепи

Состоят из стальных пластин (рис. 27), соединенных валиками. Число пластин тем больше, чем больше разрушающая нагрузка. Элементы цепи – пластины и валики – изготавливают 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 изготавливают 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.

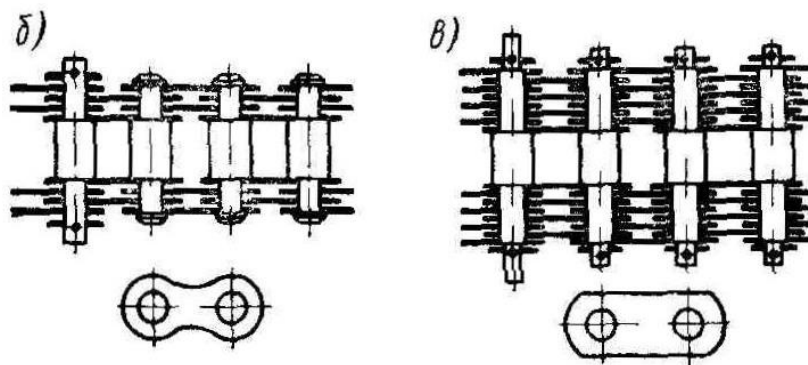


Рис. 27. Пластинчатые цепи

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. Благодаря относительно малым диаметрам приводных звездочек момент на валу звездочек и необходимое передаточное число редуктора уменьшаются.

Расчет грузовых пластинчатых цепей ведут по формуле, где значения запаса прочности берут из данных табл. 30. При работе со звездочкой находиться в одновременном полном зацеплении с цепью должны не менее чем два зуба звездочки.

Тема 1.4. Устройства для направления и навивки тяговых органов

§1.4.1. Канатные барабаны

Барабаны, так же, как и блоки, *отливают* из серого чугуна или стали, а иногда выполняют *сварными из листового металла.* Для легких условий работы допустимо применять барабаны из тонколистовой стали с накатанными на ней канавками. В зависимости от длины навиваемого каната последний укладывается на барабан в один слой или в несколько слоев. Барабаны, на которые канат навивают в несколько слоев (рис. 28, а), имеют гладкую поверхность и борта, которые во избежание сползания каната должны выдаваться за последний слой каната не менее чем на $s = 2d_k$.

В гладких барабанах для многослойной навивки каната каждый последующий слой накладывается на предыдущий с противоположно направленным углом бокового отклонения, ввиду чего канаты в месте пересечения слоев имеют точечный контакт, что уменьшает их срок службы. Для избежания этого предложена система, при которой для многослойной навивки применяются барабаны с цилиндрической нарезкой, но с двух противоположных сторон борта канавок сфрезерованы, ввиду чего канат последующего слоя переходит во впадину между двумя канатами предыдущего слоя. Такое устройство обеспечивает лучшую укладку каната и повышение его срока службы. Такие барабаны применяют в ряде конструкций самоходных кранов.

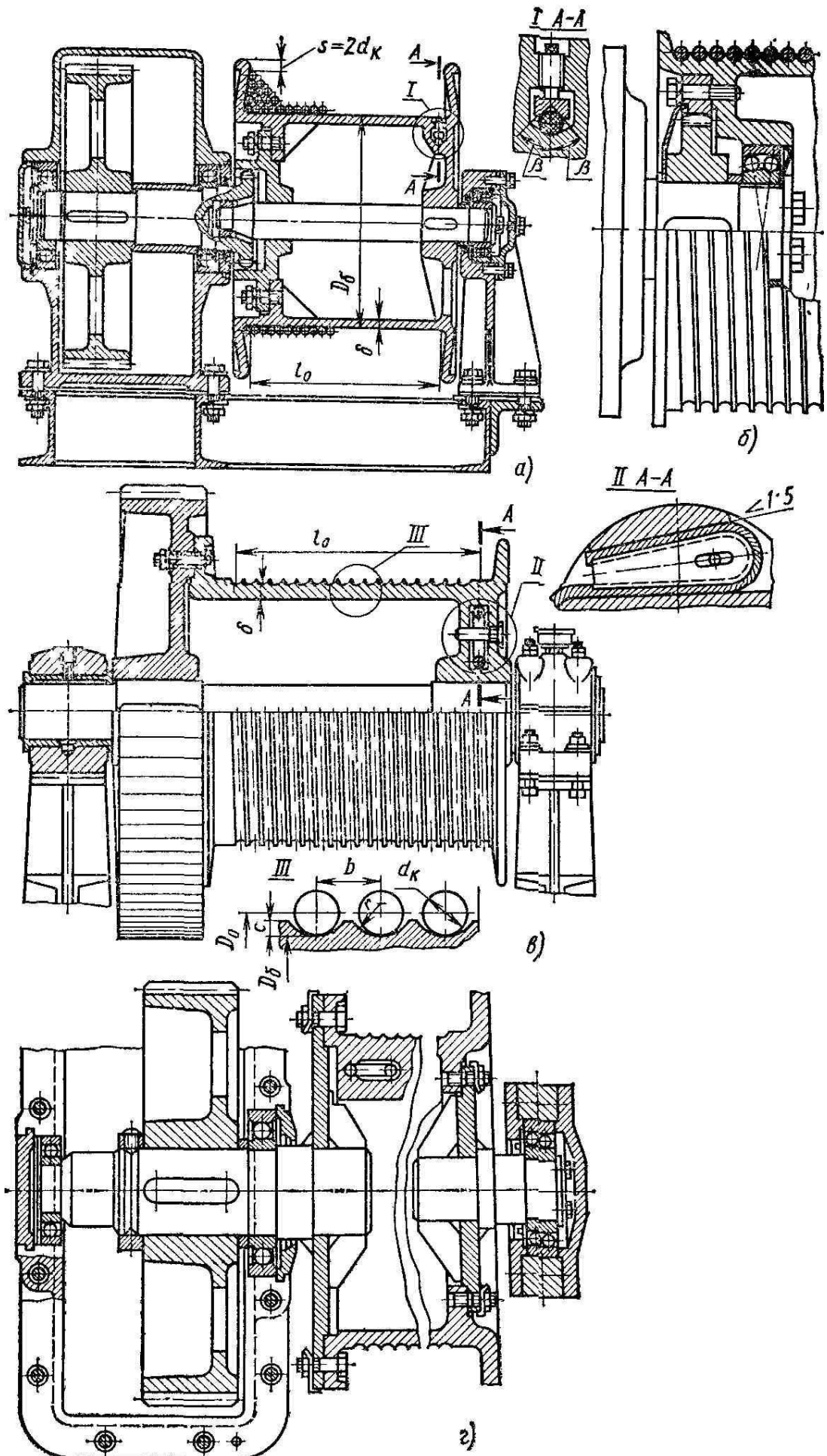


Рис. 28. Канатные барабаны:
 а – при многослойной навивке, б, в, г – при однослойной навивке

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, исключаяющим сход каната с барабана, могут изготавливаться без реборд.

Барабаны, на которые канат навивают в один слой (рис. 28, б, в, г), имеет винтовые канавки, глубиной $c = (0,25 \dots 0,4) d_k$, шагом $b = d_k + (2 \dots 3)$ мм и радиусом $r = (0,6 \dots 0,7) d_k$. При этих размерах допускаяемое боковое отклонение каната от нормали к продольной оси барабана не должно превышать 4° , так как при превышении этого угла канат может перескакивать в соседнюю канавку.

Рабочая длина барабана l_0 (м) зависит от длины навиваемого каната L (м), числа слоев навивки каната m , диаметра барабана

D_b (м) и диаметра каната d_k (м):

$$l_0 = \frac{L d_k}{\pi m (D_b + m d_k)} = \frac{L}{\pi m (e + m)} \cdot$$

При однослойной навивке (при $m = 1$)

$$l_0 = \frac{L d_k}{\pi (D_b + d_k)} = \frac{L}{\pi (e + 1)} \cdot$$

Подставив вместо $D_b + d_k$ диаметр барабана по центрам каната D_0 и вместо d_k шаг b , получим общепринятую при однослойной навивке для барабанов с нарезкой формулу $l_0 = Lb/(\pi D_0)$

Фактическая рабочая длина барабана должна быть несколько больше, так как на барабане должно всегда оставаться 1,5...2,0 запасных витка каната, необходимых для разгрузки крепления каната.

Для правильной укладки каната на барабан, а также для предохранения каната от смещения и запутывания при ослаблении натяжения применяют различные типы канатоукладчиков (рис. 29). В канатоукладчике, изображенном на рис. 29, 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. 29, 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 канатоукладчик, изображенный на рис. 29, 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. 29, 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.

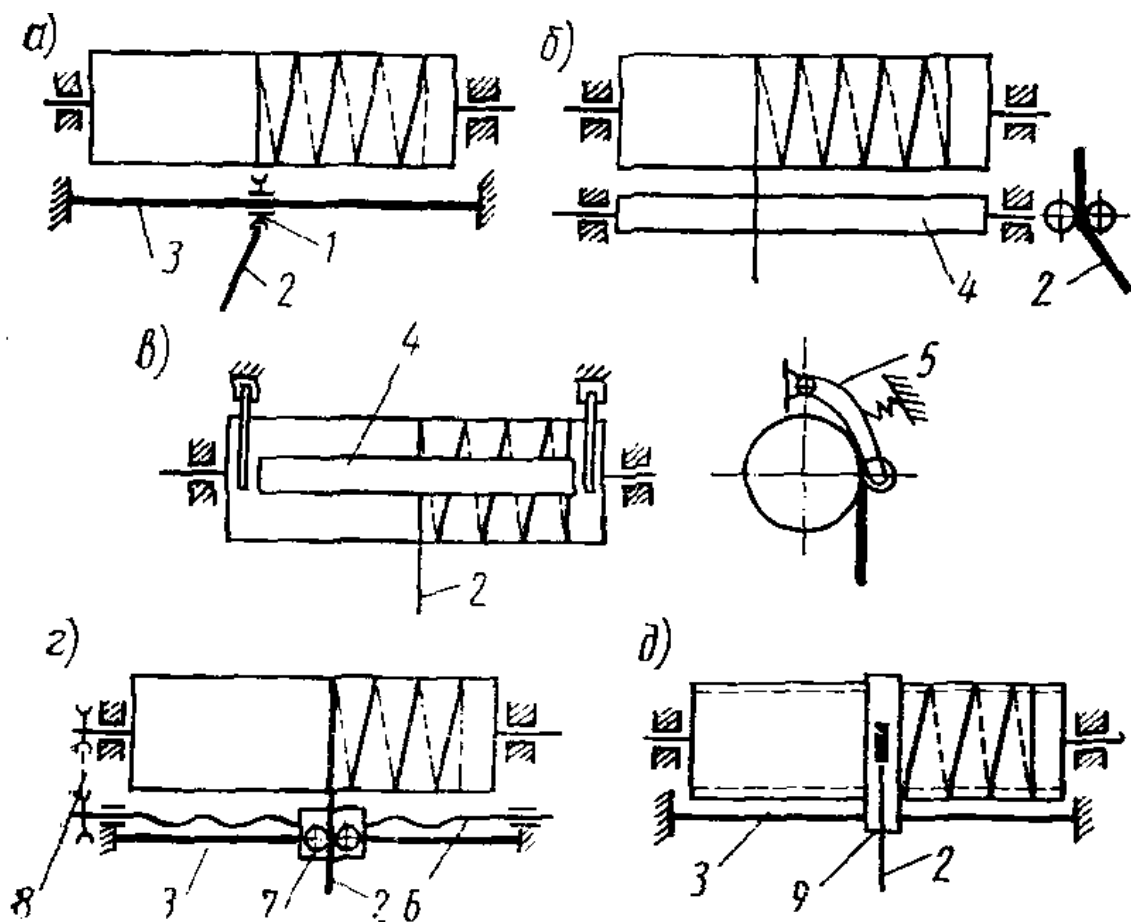


Рис. 29. Схемы канатоукладчиков

Конструкция крепления каната на барабанах должна быть надежной, доступной для осмотра, удобной для замены каната и достаточно простой в изготовлении. Канат в месте крепления не должен подвергаться резкому изгибу. Существует много разнообразных конструкций крепления каната на барабанах, примеры некоторых из них приведены на рис. 30. Нормами Правил по кранам обусловлено крепление каната на барабанах или прижимными планками, или клиновыми зажимами, обеспечивающими надежность крепления.

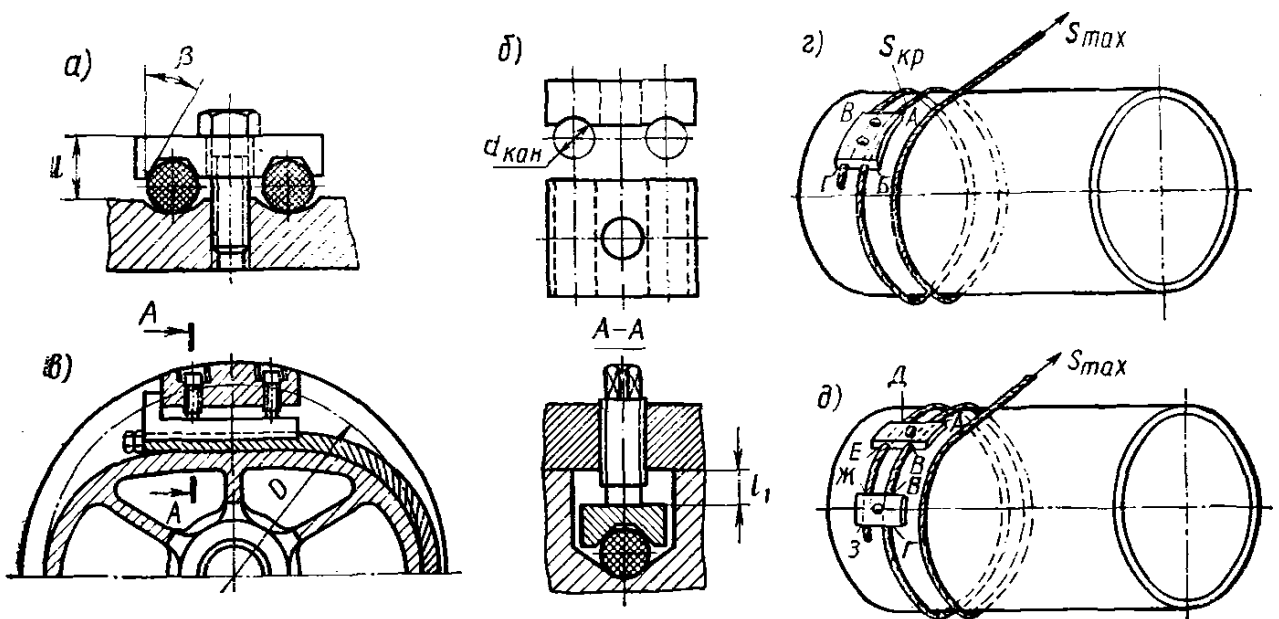


Рис. 30. Схемы закрепления канатов на барабанах:

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

Наиболее широкое применение имеет крепление каната планками, прижимающими канат к барабану (рис. 30, 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 Правил по кранам, устанавливают 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.

Канат прижимают к барабану (рис. 28 и рис. 31) при помощи *фасонной накладки винтом* или крепят посредством *клина*, закладываемого в канал в теле барабана. Применяют также крепление *накладными планками*, прижимающими канат к поверхности барабана или к его борту. Крепление должно быть рассчитано. При этом учитывают, что запасные 1,5...2,0 витка ослабляют натяжение каната.

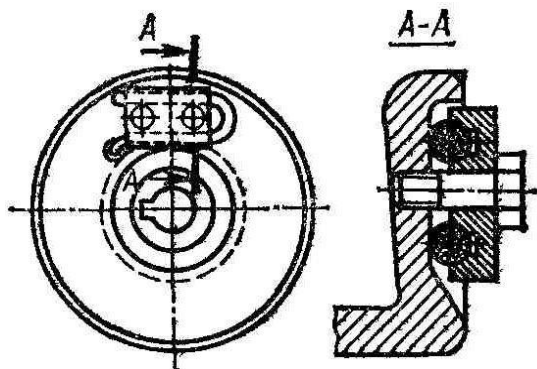


Рис. 31. Крепления каната на барабане

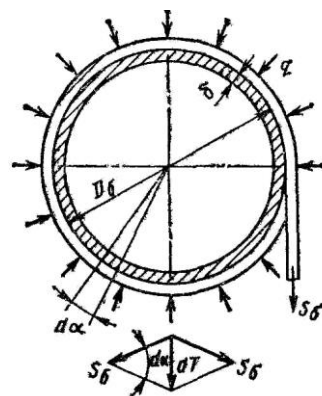


Рис. 32. Расчетная схема барабана

Натяжение закрепляемого конца каната

$$S_0 = S / e^{\mu\alpha}$$

где S – рабочее натяжение каната; $\mu = 0,12 \dots 0,16$ – коэффициент трения между канатом и поверхностью барабана; α – угол обхвата канатом барабана, рад.

При этих данных $e^{\mu\alpha} = 2,718^{0,14 \cdot 3} \approx 5$ и $S_0 = 0,2S$

Необходимая сила нажатия прижимных болтов

$$P = S_0 / (\mu + f),$$

где f – приведенный коэффициент трения между канатом и планкой с учетом ее желобчатой формы:

$$f = \mu / (\sin \beta + \mu \cos \beta).$$

При $\mu = 0,16$ и $\beta = 45^\circ$ $f = 0,2$. Следовательно, $P = \frac{S_0}{0,16 + 0,2} \approx 3S_0 \approx 0,6S$.

Расчет барабана на прочность заключается в определении толщины его стенки. Барабан, не имеющий внутренних ребер, без учета влияния торцовых стенок можно условно рассматривать как цилиндрическую трубу, нагруженную равномерно распределенной сжимающей силой q , являющейся следствием сгибания трубы натянутым канатом, и в одном сечении нагруженной сосредоточенной силой S_6 , равной натяжению каната (рис. 32). Наиболее нагруженным является сечение, в котором действует сосредоточенная сила S_6 .

При многослойной навивке каната на барабан в стенке барабана возникают повышенные напряжения сжатия, которые зависят от напряжений сжатия $\sigma_{сж}$ при навивке первого слоя, числа m слоев навивки и показателей упругости каната и барабана, определяющих уменьшение натяжения в канате предыдущего слоя после

навивки последующего.

Для характерного случая, когда $D_6/d_k = 20$, $\omega = 13$, $\lambda = 3$, коэффициент A имеет следующие значения:

m	1	2	3	4	5	6
A	1,00	1,28	1,36	1,41	1,52	1,53

На рис. 28, а показана установка барабана с приводом его от выходного вала редуктора через зубчатую муфту, втулка которой изготовлена в виде ступицы барабана, а шестерня представляет одно целое с выходным валом редуктора. Для сокращения длины вращающаяся ось барабана одну из опор имеет в выточке вала редуктора, причем при наличии сферической шайбы упрощается монтаж барабана и обеспечивается его самоустановка в пределах допустимой угловой погрешности (1...2°). Аналогичный результат имеет место и при насадке ступицы барабана на удлиненный конец выходного вала редуктора (рис. 28, б).

На рис. 28, в показана установка барабана на вращающейся оси при приводе барабана зубчатым колесом. Ступица зубчатого колеса заменяет в этом случае одну из ступиц барабана. Узлы трения могут быть выполнены на подшипниках как скольжения, так и качения.

На рис. 28, г показан применяемый в башенных кранах барабан со съемными торцовыми ступицами, выполняемыми с отдельно сваренными осью и валом. Последний является выходным валом редуктора. Комплект барабан – редуктор имеет трехточечное опирание на раму. При такой конструкции возможна отдельная обкатка редуктора и снижаются требования к точности установки барабана.

При расчете осей и валов барабанов необходимо учитывать, что независимо от места размещения каната на барабане нагрузка на вал или ось передается только через ступицы. Торцовые стенки (ступицы) барабана скрепляются с его остовом болтами, причем крутящий момент $M_{кр}$ может передаваться путем трения (см. рис. 28, а) или при помощи специальных втулок (см. рис. 28, в). В первом случае при радиусе размещения болтов r и коэффициенте трения μ между соприкасающимися поверхностями необходимая сила затяжки болтов

$$F = M_{кр}/(r\mu)$$

При числе болтов z каждый из них должен быть рассчитан на усилие $1,5F/z = 1,5M_{кр}/(rz\mu)$

При передаче крутящего момента втулками (число их z_1) последние запрессовывают и рассчитывают на срез под действием силы $1,5M_{кр}/(rz_1)$.

§1.4.2. Канатные блоки

Применяемые для направления канатов желобчатые с V-образным ручьем блоки (рис. 33) *отливают из серого чугуна*, а при больших нагрузках – из стали и монтируют на подшипниках качения (рис. 33, а). Мало нагруженные и редко работающие блоки можно устанавливать на подшипниках скольжения (рис. 33, б).

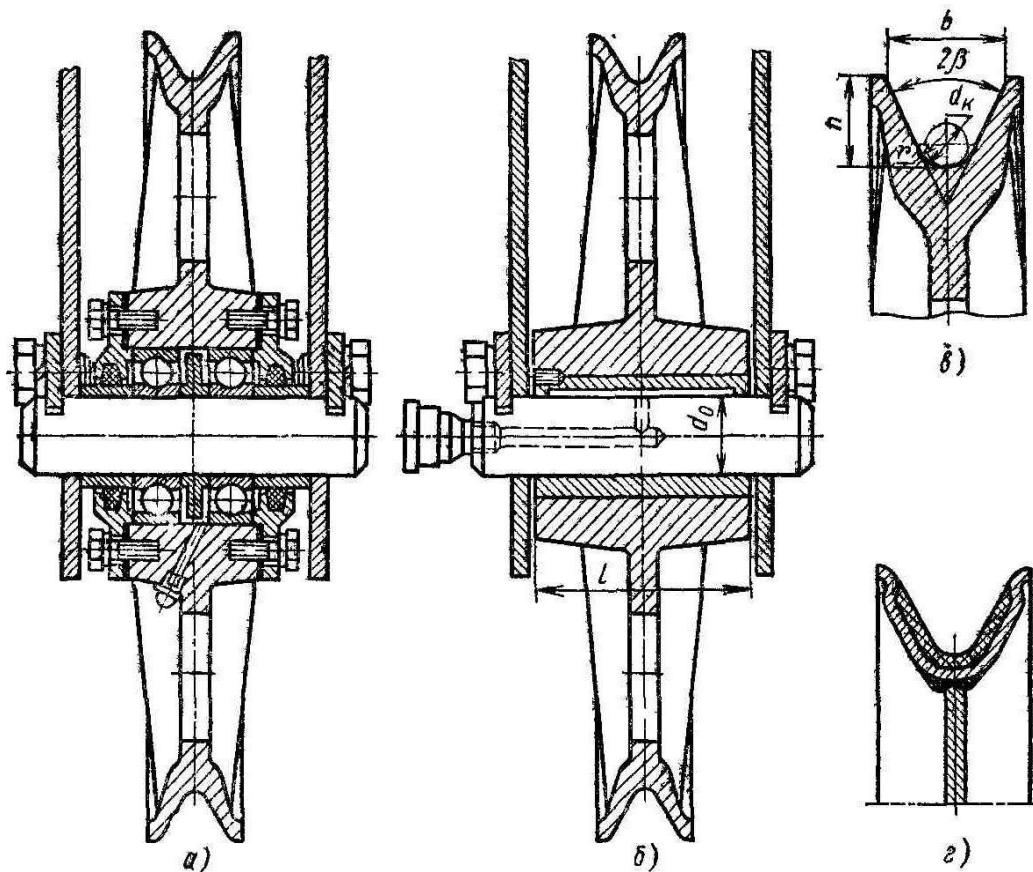


Рис. 33. Канатные блоки:

а – на подшипниках качения; б – с втулкой скольжения; в – профиль ручья; г – футерованный ручей блока

V-образный профиль ручья (рис. 33, в) делается трапециевидным – расширяющимся для возможности бокового отклонения каната. Глубина ручья $h = (1,5 \dots 2) d_k$, раствор ручья $b = (2 \dots 2,25) d_k$, радиус дна ручья $r = (0,6 \dots 0,7) d_k$, угол раствора ручья $2\beta = 60^\circ$, что допускает боковое отклонение каната в пределах до 6° .

Ручей блока должен быть закален до твердости не ниже НРС 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. 34, а) должны соответствовать следующим соотношениям: $R = (0,53 \div 0,56) d$; $H = (1,4 \div 1,9) d$; $r = 0,2 d$.

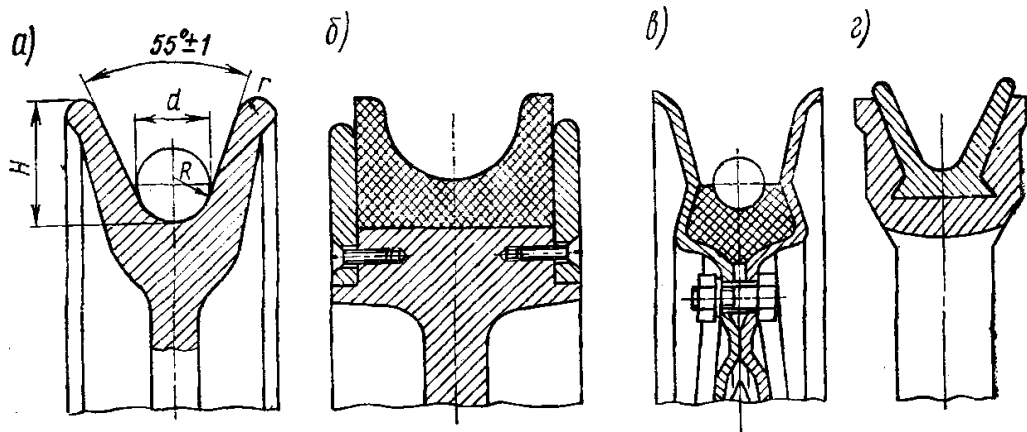


Рис. 34. Ручьи блоков:

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

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 уравнительных блоках более чем на $0,5^\circ$.

Блок подлежит замене при износе ручья на глубину $0,2d$, но не более 0,2 первоначальной толщины обода. Для повышения долговечности каната иногда применяют блоки с ручьем, футерованным пластмассой (рис. 34, б, в) или алюминием (рис. 34, 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%.

Ось блоков рассчитывают, как двух- или многоопорную балку, нагруженную равнодействующими натяжений ветвей каната \bar{S} , число которых соответствует числу блоков на оси. Внутренний диаметр ступицы и ее длину определяют по условию прочности оси, на которой устанавливается блок (см. рис. 33, а), а при применении втулок скольжения (см. рис. 33, б) давление определяют по формуле

$$q = \bar{S}/(ld_0)$$

здесь \bar{S} – геометрическая сумма натяжений ветвей каната, огибающих блок, Н;

l – длина ступицы (втулки), м;

d_0 – диаметр оси, м.

Значения q , а также удельной мощности трения qv_μ (где v – скорость скольжения во втулке, м/с; μ – коэффициент трения) не должны превосходить допустимых: при трении стали по бронзе $q = 10$ МПа; $qv_\mu = 6000$ кВт/м²; стали по антифрикционному чугуну или пластмассе – $q \leq 4$ МПа; $qv_\mu \leq 3000$ кВт/м².

Блоки монтируют на неподвижных осях и закрепляют от осевого перемещения и вращения стопорными планками (ригельми), входящими в выфрезерованный паз оси. Стопорные планки крепят к несущей конструкции двумя болтами и ставят на стороне оси, где отсутствует нагрузка на листы несущей конструкции. Это делают для того, чтобы случайно не передавалась нагрузка на стопорную планку. Размеры стопорной планки как нерасчетной конструкции задают из условий конструкции.

Все блоки полиспастной системы рекомендуется устанавливать на подшипниках качения с применением защитных уплотнений, предотвращающих загрязнение подшипников и утечку смазки.

Тема 1.5. Канатно-блочные системы

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. 35, а показан неподвижный блок, вращающийся по часовой стрелке под действием силы $S_{сбег}$, преодолевающей силу $S_{наб}$. Вращение блока возможно только в том случае, если $S_{сбег} > S_{наб}$, причем разность $S_{сбег} - S_{наб}$ достаточна для преодоления сопротивления сил трения в опоре блока и сопротивления жесткости каната или цепи при их сгибании и разгибании.

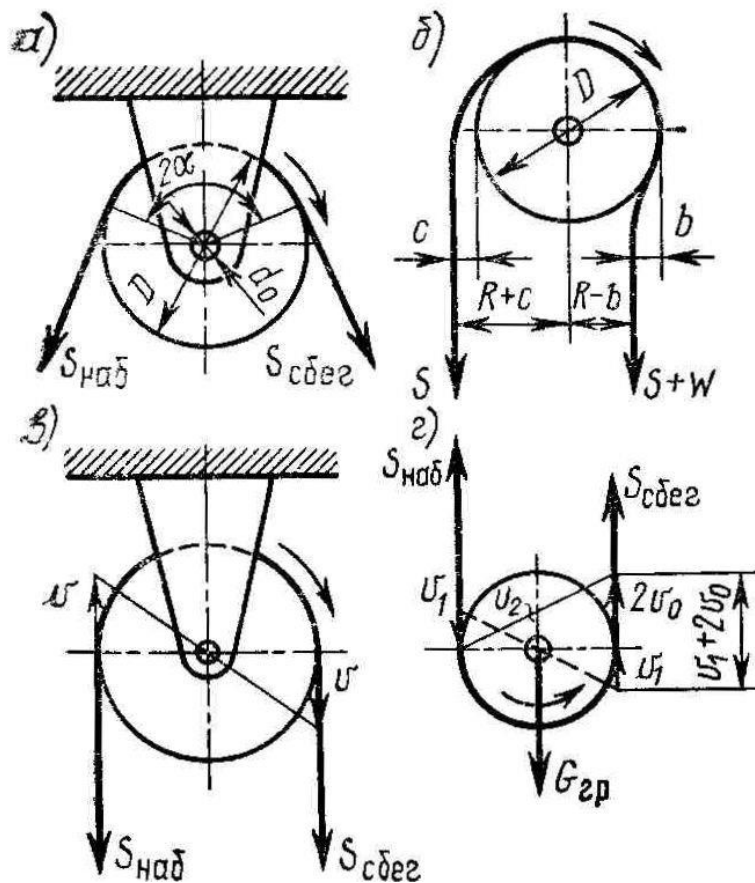


Рис. 35. Блоки:

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

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. 35, 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.

Чем больше угол обхвата 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 $\eta^{\text{с}} = 0,95 \dots 0,96$; для блоков на подшипниках качения $\eta^{\text{к}} = 0,97 \dots 0,98$. Меньшие значения принимают для блоков, работающих при повышенной температуре или в запыленной или загазованной среде. Тогда натяжение ветви тягового органа, набегающей на блок,

$$S_{\text{наб}} = S_{\text{сбег}} \cdot \eta.$$

При обегании канатом неподвижного блока скорости движения набегающей и

сбегающей ветви равны между собой (рис. 35, в). Если же набегающая ветвь каната со скоростью v_1 (рис. 35, г) 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. 36. Если пренебречь сопротивлением в полиспасте, т. е. когда система является неподвижной, сила в любой точке каната полиспаста

$$S_0 = G_{гр} / a,$$

где $G_{гр}$ – вес груза; a – число перерезов каната, на которых подвешен груз (в сечении $K-K$ на рис. 36); для одинарного полиспаста это число называют кратностью полиспаста.

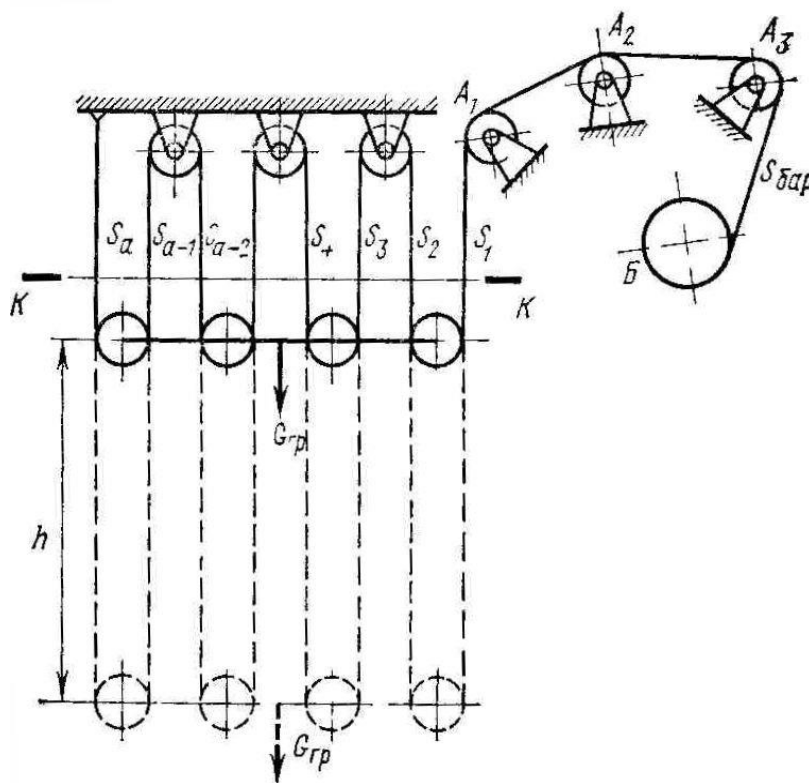


Рис. 36. Силовой полиспаст

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

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

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

где η – КПД блока.

Используя эти соотношения, получаем

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

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

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

Натяжение $S_{\text{бар}}$ каната, подводимого к барабану B (рис. 36), 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 $S_{\text{бар}} ah$, т. е.

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

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

$$S_{\text{max}} = \frac{G_{\text{гр}}}{a \eta_{\text{пол}}}.$$

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

В одинарных полиспастах (рис. 37, 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. Для обеспечения строго вертикального подъема груза применяют сдвоенные полиспасты (рис. 37, 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. 37, 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. 37, д).

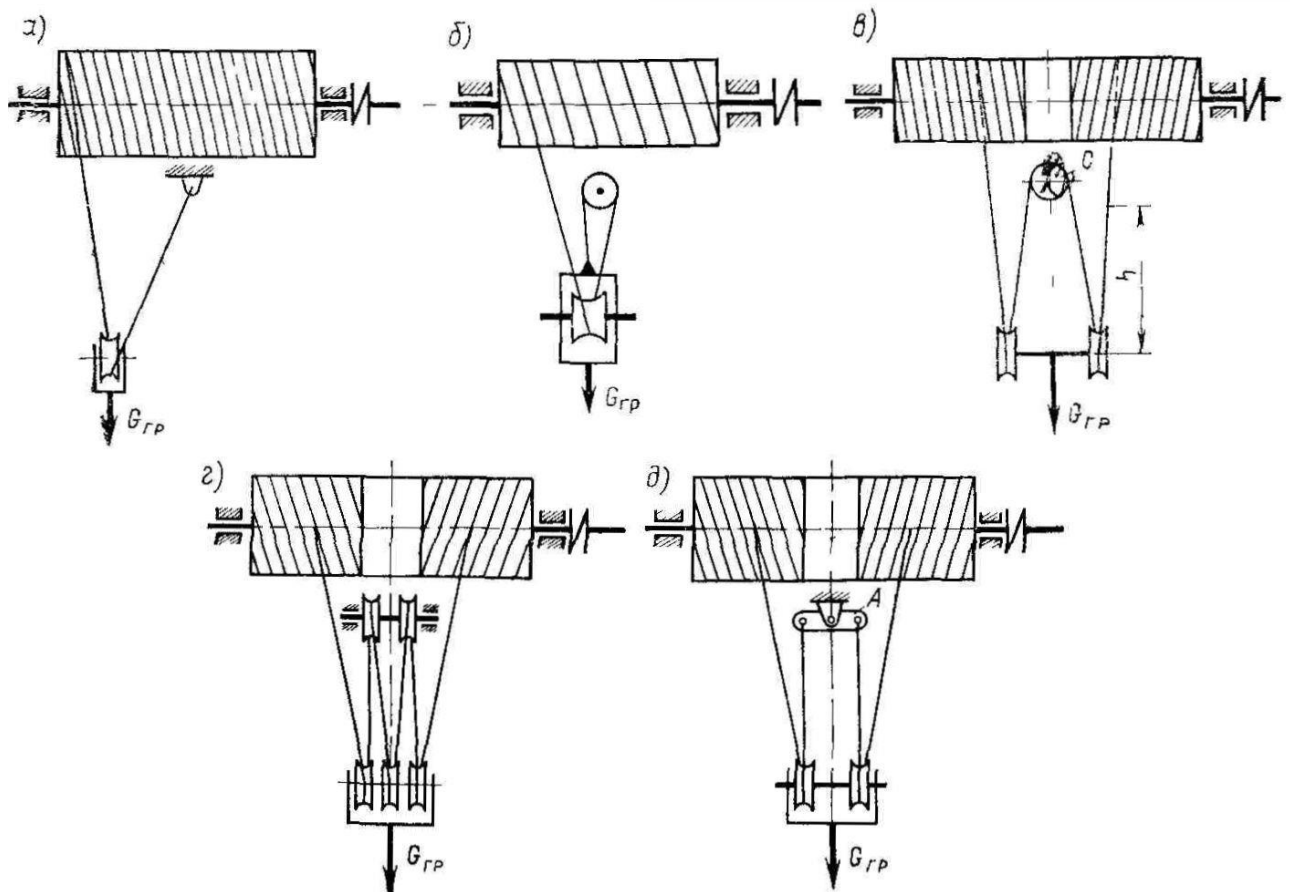


Рис. 37. Схемы полиспастов:

а – оди́нарный двухкратный; б – оди́нарный трехкратный; в, д – сдвоенные двухкратные; г – сдвоенный трехкратный

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 Правил по кранам допускается его диаметр принимать равным 0,8 диаметра, определенного по формуле, 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 оди́нарного полиспаста, причем каждый полиспаст рассматривают отдельно при действии на него половины общей нагрузки. Если h – высота подъема груза (см. рис. 36 и рис. 37), то длина каната оди́нарного полиспаста, наматываемого на барабан, $L = ah$, где a – кратность полиспаста. Кратность сдвоенного полиспаста равна кратности оди́нарных 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 канатоемкости 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 КПД, и при кратностях, отличающихся незначительно (например, механизмы с кратностью два и четыре), потребную 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 полиспасте 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 навивки каната на барабан и меньшему его диаметру.

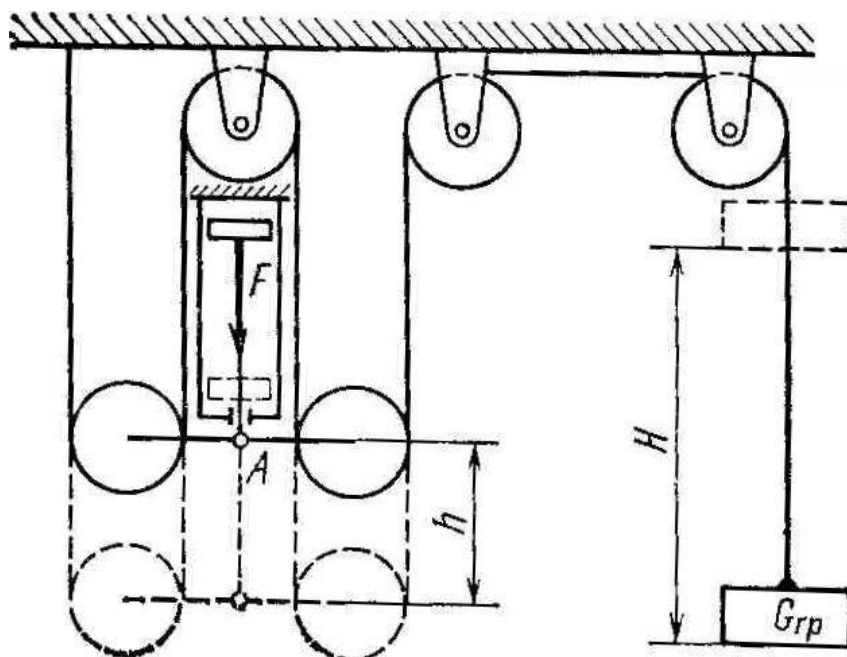


Рис. 38. Схема скоростного полиспаста

Скоростные полиспасты (рис. 38) 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. 38) 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 зависимости

$$F = \frac{G_{гр} a}{\gamma_{пол} n^t}.$$

Тема 1.6. Грузозахватные органы для штучных и сыпучих грузов

§1.6.1. Крюки, крюковые блочные обоймы, стропы

Крюки применяют в грузоподъемных машинах для захватывания грузов, подвешиваемых к ним непосредственно или при помощи различных чалочных устройств или захватов. Размеры и форма крюков, а также требования к качеству их изготовления стандартизованы (ГОСТ 2105*; ГОСТ 6627*; ГОСТ 6628; ГОСТ 12840*; ГОСТ 6619).

Однорогие крюки (рис. 39, а) предназначены для грузов массой от 0,25 до 75 т; двурогие (рис. 39, б) – для грузов массой от 5 т и выше.

Крюки изготавливают ковкой или штамповкой из стали 20 по ГОСТ 1050** или стали ВМСТ-3 по ГОСТ 380*. Обрабатывается только хвостовик крюка, на котором нарезается резьба – *треугольная* (при грузоподъемности до 10 т) или *трапецеидальная* (при большей грузоподъемности) – под гайку, крепящую крюк в траверсе блочной обоймы. Крюки для грузов массой 50 т и более разрешается изготавливать пластинчатыми из листового металла.

Рабочая часть крюка (рис. 39, в) представляет собой кривой брус. Наиболее нагруженным является сечение 1–1 (см. рис. 39, а), так как ему соответствует наибольшее плечо изгибающего момента.

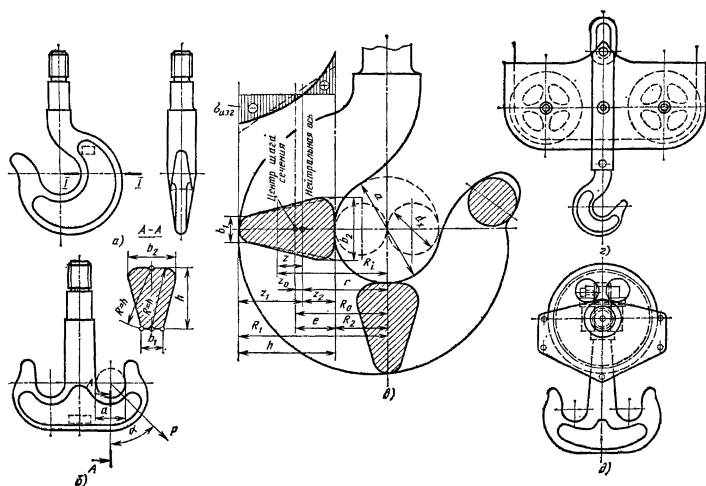


Рис. 39. Крановые крюки:

а – однорогий; б – двурогий; в – расчетная схема; г – однорогий крюк в крюковой обойме с развернутыми блоками; д – двурогий крюк в крюковой обойме

Сечения крюка имеют трапецеидальную форму с широким основанием, обращенным к зеву крюка, что приближает его центр тяжести к зеву и способствует уменьшению изгибающего момента. Этому же способствует и малый зев крюка, размер которого должен быть достаточен для укладки в нем канатных стропов.

Рациональные соотношения размеров трапеции, обеспечивающие минимальную массу крюка, приняты для стандартных крюков: $b_2/b_1 = 2,0 \dots 2,5$ и $h/b_2 = 1,5 \dots 1,6$ (рис. 39, б, в). Крюки для небольших нагрузок (до 30 кН) изготавливаются иногда круглого

сечения.

Трапецидальное сечение с закругленными краями при расчетах заменяют сечением в виде равнобедренной трапеции с основаниями b_1 и b_2 и высотой h . Расчет крюка, на который действует вес груза Q_c , сводится к следующему.

Приложив в центре тяжести сечения две равные, противоположно направленные силы Q_c , можно привести действующую нагрузку к приложенной в центре масс силе Q_c и моменту $M = Q_c R_0$, где радиус кривизны линии центров масс $R_0 = 0,5a + e$ (здесь e – расстояние от центра масс сечения до большего основания; для трапеции $e = \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \frac{h}{3}$).

Момент считается отрицательным, так как он уменьшает кривизну бруса.

В отличие от прямого бруса, в котором при изгибе имеет место линейный закон распределения нормальных напряжений и нейтральная линия проходит через центр масс сечения (штриховая линия на эпюре $\sigma_{изг}$ (рис. 39, б)], в кривом брусe нормальные напряжения изменяются по гиперболическому закону и нейтральная линия смещена относительно центра масс сечения (сплошная линия) на величину $z_0 = R_0 - r$ (здесь r – радиус кривизны нейтрального слоя, зависящий от формы сечения).

Для трапецидального сечения

$$r = \frac{0,5h(b_1 + b_2)}{(\ln R_1/R_2)[b_1 + (R_1/h)(b_2 - b_1)] - (b_2 - b_1)}.$$

При $b_1 = b_2$ можно определить значение r для прямоугольного сечения, а при $b_1 = 0$ или $b_2 = 0$ – для треугольного. Для круглого сечения диаметром d

$$r = \frac{0,25d^2}{2R_0 - \sqrt{4R_0^2 - d^2}}.$$

Согласно теории изгиба кривого бруса, детально разработанной А. В. Гадолиным и Х. С. Головиным, нормальные напряжения

$$\sigma_{изг} = \frac{M}{S} \frac{z_i}{R_i},$$

где $S = Fz_0$ – статический момент площади сечения относительно нейтральной оси;

z_i – расстояние от нейтральной линии до произвольного волокна, для которого определяется напряжение;

R_i – радиус кривизны этого волокна.

Наибольшие напряжения испытывают крайние волокна сечения, для которых полные напряжения (с учетом растягивающего действия силы Q_c и отрицательного значения момента)

$$\sigma_{сж} = \frac{Q_c}{F} + \frac{M}{S} \frac{z_1}{R_1}; \quad \sigma_{р} = \frac{Q_c}{F} - \frac{M}{S} \frac{z_2}{R_2},$$

где $R_1 = 0,5a + h$; $R_2 = 0,5a$; $z_1 = h - e + z_0$; $z_2 = e - z_0$.

Теорию изгиба кривого бруса целесообразно применять при значениях $R_0/h \leq 5$; для крюков всегда $R_0/h < 5$. При $R_0/h > 5$ расстояние между центром масс сечения и нейтральной осью становится настолько малым, что вполне допустимо рассчитывать крюк по теории изгиба прямого бруса, по которой

$$\sigma_{сж} = \frac{Q_c}{F} \pm \frac{M}{W_{1,2}},$$

где $W_{1,2}$ – моменты сопротивления сечения крюка: $W_1 = J/(h - e)$; $W_2 = J/e$.

Для трапецидального сечения момент инерции

$$J = h^3 \frac{6b_1^2 + 6b_1(b_2 - b_1) + (b_2 - b_1)^2}{36(b_1 + b_2)}.$$

Крюковые обоймы (рис. 40) в зависимости от способа закрепления крюка могут быть длинными (нормальные) или короткими (укороченная).

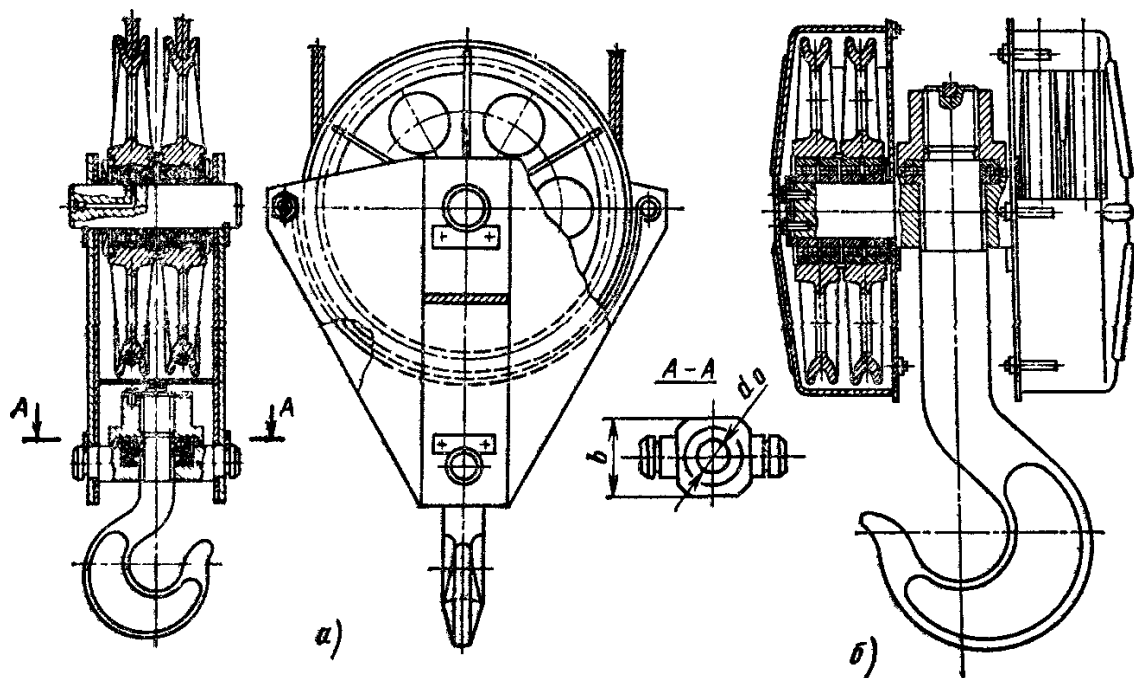


Рис. 40. Крюковые обоймы:
а – длинная, б – короткая

У длинной обоймы (рис. 40, а) крюк крепится к крюковой траверсе, опираясь на вмонтированный в нее подпятник (упорный подшипник) качения. У короткой обоймы в качестве траверсы используется средняя часть оси блоков (рис. 40, б). Сама траверса может вращаться относительно своей продольной оси, что позволяет поворачивать крюк вокруг вертикальной и горизонтальной осей и облегчает манипулирование им при захвате грузов.

Траверсу рассчитывают, как свободно опертую балку пролетом l , нагруженную посередине силой Q . Изгибающий момент в опасном сечении (рис. 40, в) $M_{изг} = Q_0 l / 4$, а момент сопротивления траверсы $W_{тр} = (h^2 / 6) (b - d_0)$ (здесь l – расстояние между боковыми листами обоймы; b и h – ширина и высота траверсы, d_0 – диаметр отверстия для крюка).

Блоки крюковых обойм обычно устанавливают на подшипниках качения.

При манипулировании с громоздкими грузами при погрузке их на железнодорожные платформы и при монтажных работах вращать крюк относительно вертикальной оси вручную трудно.

При дистанционном и автоматическом управлении кранами необходимо извне управлять поворотом устанавливаемого изделия (объекта). В этих случаях применяют крюки, принудительно вращаемые через передачи специальным электродвигателем небольшой мощности, управляемым с пульта управления краном.

Для захватывания и подвешивания к крюку крана различных по форме штучных грузов применяют канатные стропы. Они состоят из отрезков стального каната, укрепленных одним концом на кольце, надеваемом на крюк крана, и имеющих на другом конце крючья для захвата груза (рис. 41). Стропы могут быть также выполнены в виде замкнутой кольцевой петли каната, охватывающей поднимаемый груз и надеваемой свободными участками на крюк крана.

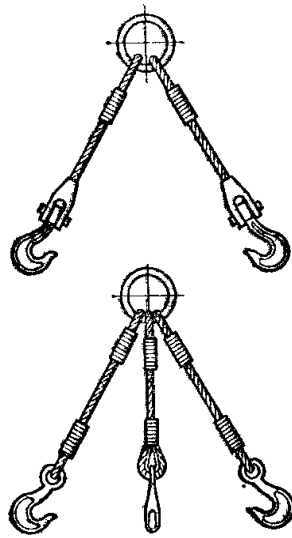


Рис. 41. Канатные стропы

Различные схемы установки канатных стропов приведены на рис. 42, а, а расчетная схема – на рис. 42, б.

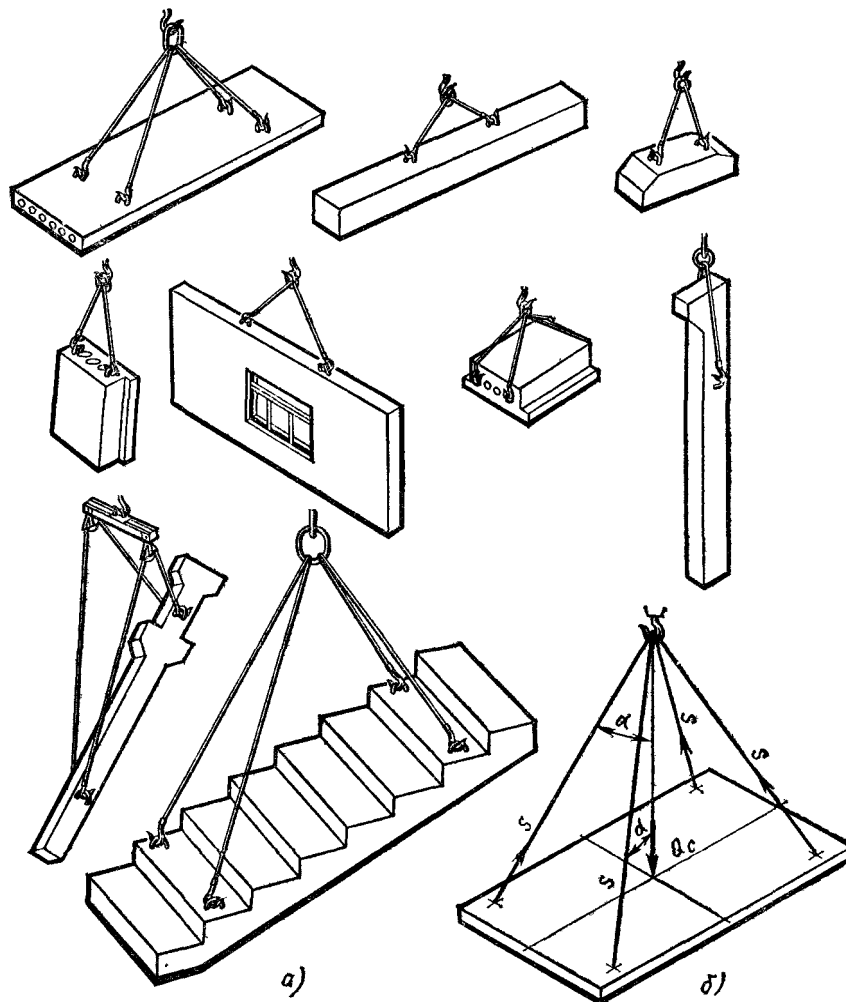


Рис. 42. Стropy для железобетонных изделий зданий:
а – схемы установки; б – расчетная схема

Натяжение каждой из m ветвей стропа при подъеме груза весом Q_c

$$S = Q_c / (m \cos \alpha)$$

где α – угол, образованный наклонной частью ветвей стропа с вертикалью.

§1.6.2. Клещевые захваты

Для захватывания одностипных грузов и подвешивания их к крюку применяют специализированные механические захваты, разнообразные по выполнению. Их классифицируют в зависимости от метода использования на управляемые вручную, надеваемые на груз и снимаемые с него такелажником, полуавтоматические, когда поднятый груз освобождается из захвата при упоре в землю, и автоматически действующие, дистанционно управляемые оператором крана. Захваты выполняют механическими, электромагнитными и вакуумными. Наиболее широкое применение нашли зажимные фрикционные захваты – клещевые и эксцентриковые (рис. 43). Клещевые фрикционные захваты представляют собой рычажные системы, зажимающие груз под действием его же веса. Во фрикционном клещевом захвате (рис. 43, а), согласно его расчетной схеме, сила трения, возникающая между башмаками захвата и грузом, должна быть больше веса груза Q_c , что достигается соответствующим подбором плеч рычажной системы. Необходимая сила нажатия с каждой стороны

$$F = Q_c / (2\mu)$$

где μ – коэффициент трения между башмаком захвата и грузом.

Из уравнения равновесия рычага относительно оси шарнира определим усилия в тягах (на рисунке F и $F\mu$ – реакции):

$$-Na + Fb - F\mu c / 2 = 0.$$

С другой стороны, $N = Q_c / (2 \cos \alpha)$; следовательно,

$$-\frac{Q_c a}{2 \cos \alpha} + \frac{Q_c b}{2\mu} - \frac{Q_c c}{4} = 0,$$

откуда

$$\frac{b}{\mu} - \frac{a}{\cos \alpha} = \frac{c}{2}.$$

Исходя из этого уравнения, подбирают плечи клещей.

В эксцентриковом фрикционном захвате (рис. 43, б, в) необходимая сила трения создается эксцентриковым кулачковым зажимом. Используют эти захваты преимущественно для переноски листового металла в вертикальном положении. При подъеме лист своим весом затягивает подведенный к нему вручную эксцентрик, в результате чего возникает усилие распора N (рис. 43, в), создающее силу трения,

$$F = F_1 + F_2 = N\mu_1 + N\mu_2 \geq Q_c$$

где $\mu_1 \approx 0,15$ и $\mu_2 \approx 0,1$ – коэффициенты трения листа соответственно об эксцентрик и заднюю стенку захвата.

Если толщина листа δ , а радиус эксцентрика r , то из уравнения моментов относительно оси эксцентрика следует:

$$Nr \sin \alpha - N\mu_1 r \cos \alpha - N\mu_2 (r \cos \alpha + \delta) = 0$$

или

$$\sin \alpha - \mu_1 \cos \alpha - \mu_2 (\cos \alpha + \delta/r) = 0$$

откуда

$$\operatorname{tg} \alpha \leq \mu_1 + \mu_2 [1 + \delta/(r \cos \alpha)],$$

что и определяет параметры эксцентрика.

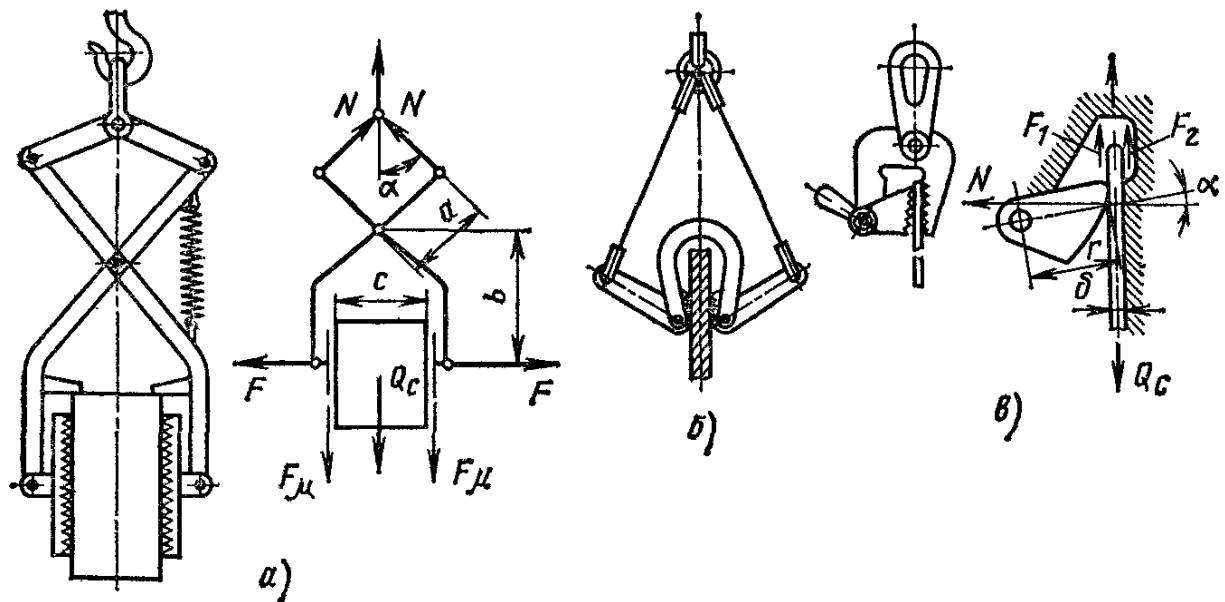


Рис. 43. Захваты для штучных грузов:

а – клещевой зажимной, б – эксцентриковый двусторонний, в – эксцентриковый односторонний

§1.6.3. Электромагнитные и вакуумные захваты

Для перемещения металлических листов, уголков, балок в цехах строительных металлических конструкций успешно применяют подъемные электромагниты, исключая необходимость строповки. Электромагнит 1 (круглый или прямоугольный) навешивают на крюк крана (рис. 44, а). Для подъема длинномерных грузов два электромагнита размещают на траверсе, подвешиваемой к крюку крана. Электромагниты (рис. 44, б) питаются постоянным током, подаваемым к ним по гибкому кабелю 2 от умформера, установленного на кране. Грузоподъемность магнита зависит от воздушного зазора между грузом и полюсами электромагнита, а, следовательно, от характера поднимаемого груза. Так, например, относительная грузоподъемность при подъеме болванок (листов), стружки и скрапа соответственно равна 1; 0,08; 0,035.

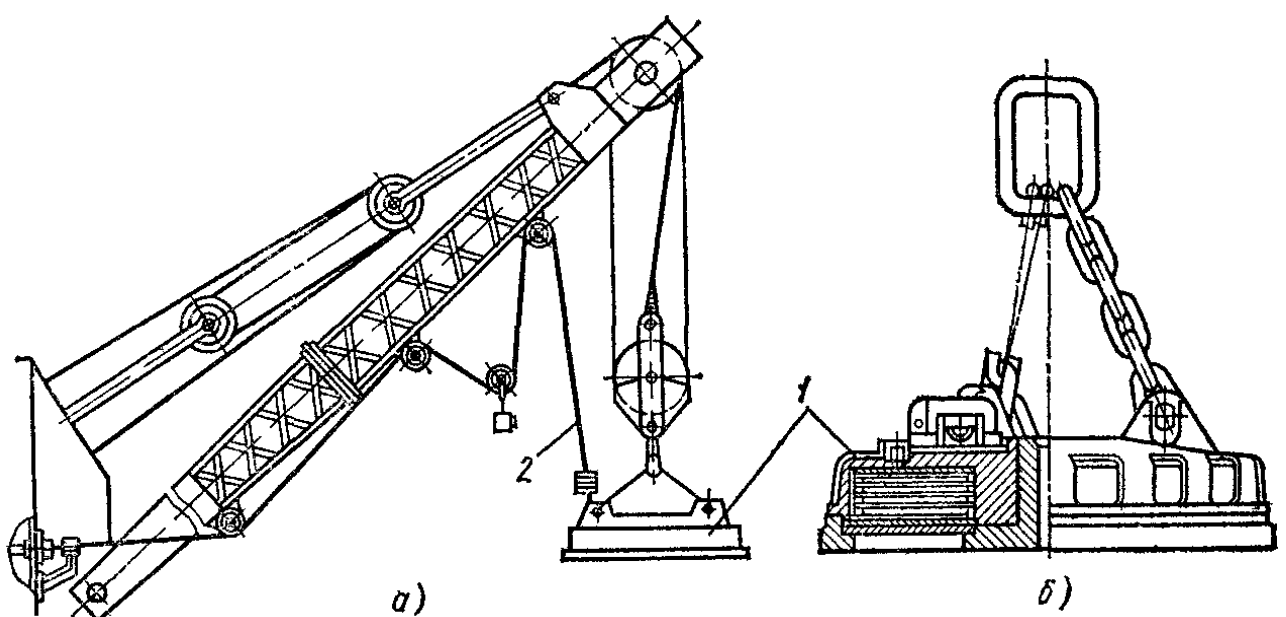


Рис. 44. Установка подъемного электромагнита на стреловом кране:
а – общий вид, б – электромагнит

Притягивающая сила электромагнита определяется формулой Максвелла

$$P_{\text{эм}} = \frac{(In)^2}{25S (R_{\text{в}} + R_{\text{м}})^2},$$

где In – магнитодвижущая сила; S – площадь соприкосновения груза с полюсами электромагнита; $R_{\text{в}}$ и $R_{\text{м}}$ – магнитное сопротивление на участках пути магнитного потока соответственно воздушном и металлическом.

Наибольшую притягивающую силу имеют электромагниты при контакте с плитами, листами, болванками. При работе с сортовым металлом (уголками, трубами и др.) притягивающая сила, а, следовательно, грузоподъемность резко снижаются.

Грузоподъемные электромагниты являются продукцией специализированных электромеханических предприятий.

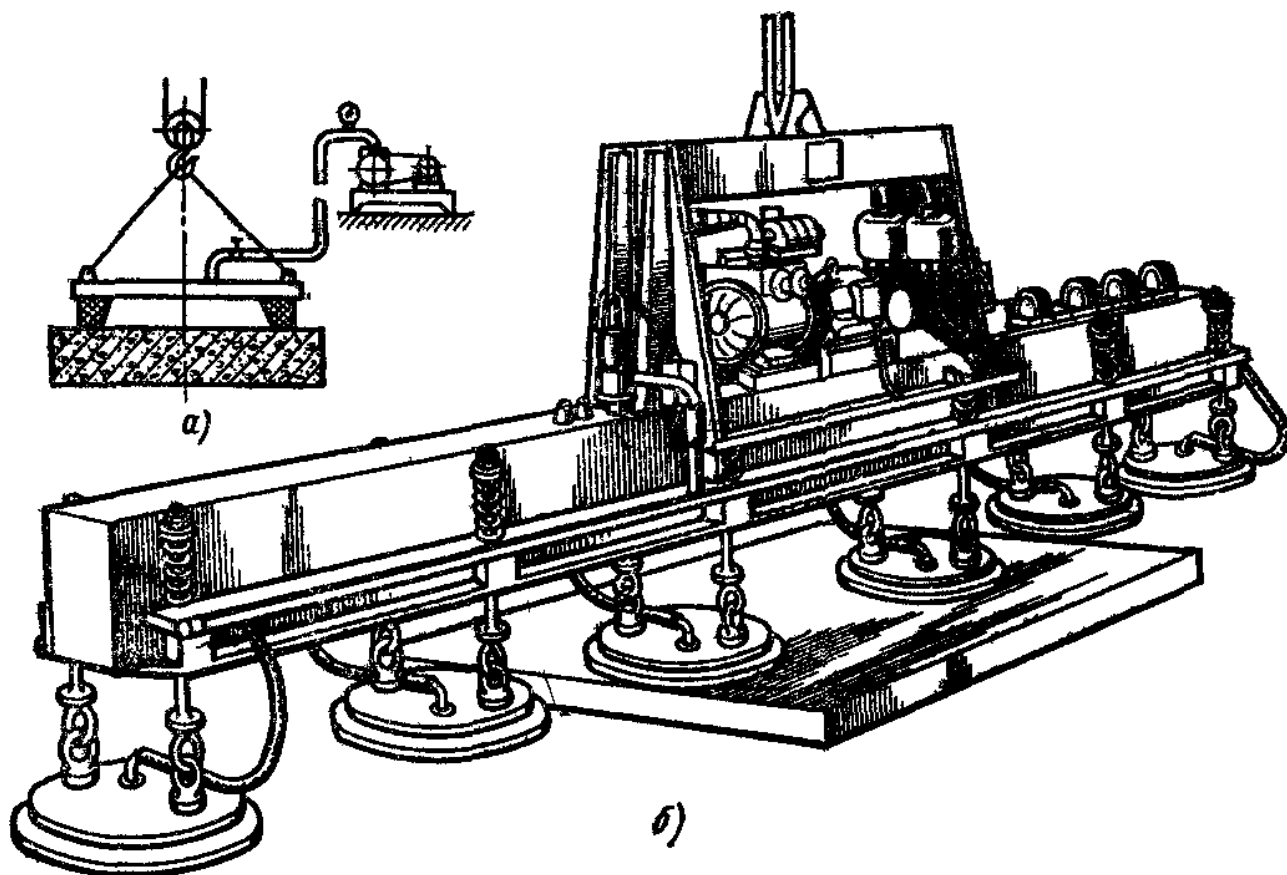


Рис. 45. Вакуумное грузозахватное устройство:
а – схема; б – общий вид

Для подъема немагнитных листовых грузов, например, перегородочных плит, фанеры, листового стекла, бетонных изделий применяют вакуумные грузозахватные устройства (рис. 45, а), выполняемые в виде вакуумных присосов диаметром до 400 мм, с легким резиновым ободом, из полости которых вакуумными насосами удаляется воздух. Эти устройства используют непосредственно для подъема небольших по площади грузов. При крупногабаритных грузах применяют несколько навешиваемых на траверсу захватов. Вакуумный насос и управляющая аппаратура располагаются в этом случае на траверсе и управляются дистанционно при помощи электромагнитных пускателей и электрозолотников на воздушных линиях. Сила вакуумного притяжения

$$P_{\text{в}} = SK_{\text{п}}(p_{\text{а}} - p_{\text{в}}),$$

где S – геометрическая площадь вакуума захватной камеры, м^2 ; $K_{\text{п}} = 0,85$ – коэффициент, учитывающий возможное изменение атмосферного давления и свойств

уплотнителя; $p_a \approx 10^5$ Па – атмосферное давление; $p_b \approx (0,15 \dots 0,2) 10^5$ Па – остаточное давление в камере.

Исходя из этих данных предельная сила (Н) притяжения (грузоподъемность) вакуумного захвата $p_v \approx 7 \cdot 10^4 S$.

§1.6.4. Опрокидные и раскрывающиеся бадьи

Перемещение грузоподъемными машинами сыпучих (песок, щебень, гравий, мел и др.) и жидких (растворы, бетон) материалов производится в опрокидных и раскрывающихся бадьях различных конструкций (рис. 46). Короб 1 бадьи (рис. 46, а) подвешен к траверсе 2, надеваемой на крюк крана. Бадью конструируют так, что центр масс порожнего короба располагается ниже и справа от поворотных цапф и благодаря этому порожний короб всегда занимает нормальное положение, фиксируемое упором 3. Центр масс груженого короба должен располагаться выше и левее поворотных цапф; при транспортировании груженный короб удерживается от опрокидывания запорным рычагом 4. Для разгрузки бадьи этот рычаг выдергивается. Возвращается короб в исходное положение автоматически.

У бадьи с раскрывающимся днищем створки 9 (рис. 46, б) днища короба удерживаются запорными рычагами 7 и 8, переведенными за мертвую точку оси б. Раскрываются и закрываются створки рычагом 5.

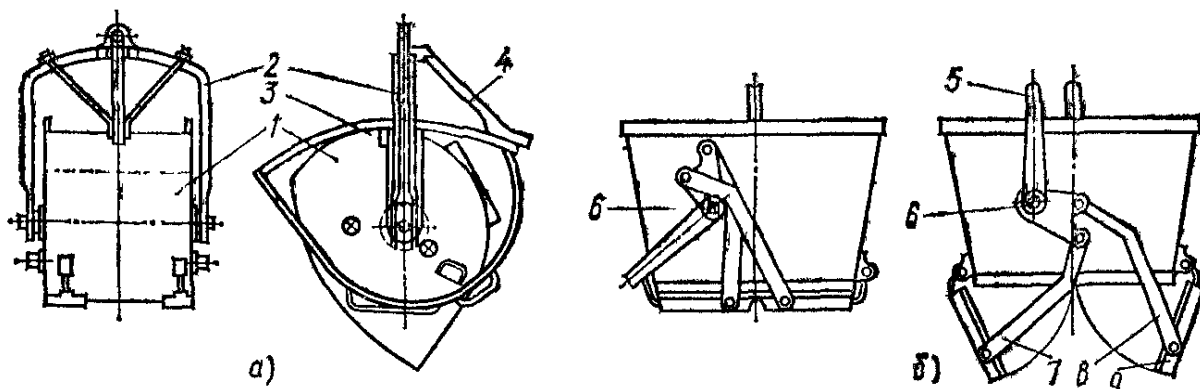


Рис. 46. Бадьи для сыпучих материалов:
а – опрокидная; б – раскрывающаяся

§1.6.5. Грейферы

Для массовой перегрузки сыпучих материалов применяют автоматически работающие челюстные ковши-грейферы (рис. 47).

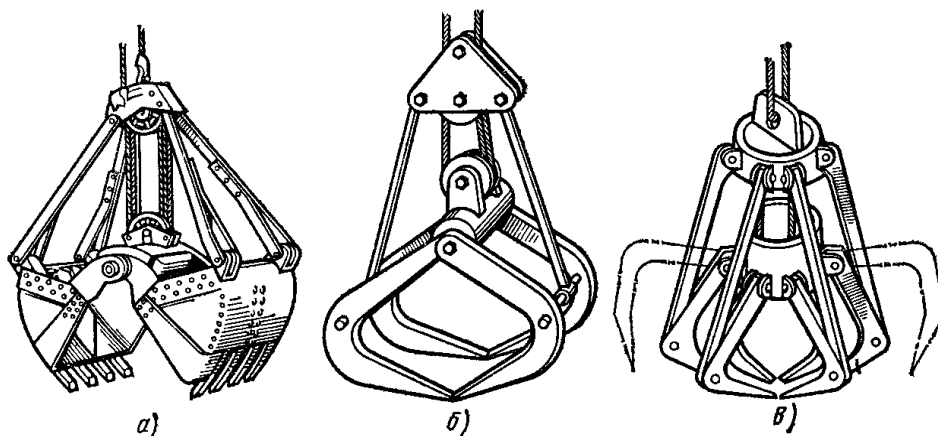


Рис. 47. Грейферы:
а – двухчелюстной для сыпучих материалов; б – двухчелюстной для круглых длинномерных грузов (бревен, труб); в – многочелюстной для кусковых и других материалов

Наибольшее распространение в строительстве имеют двухчелюстные двухканатные грейферы для сыпучих материалов (рис. 47, а), которыми оборудованы многие передвижные поворотные краны.

Технические данные двухчелюстных грейферов для сыпучих навалочных грузов, используемых в кранах номинальной грузоподъемностью до 32 т, регламентированы ГОСТ 24599. Согласно ему, вместимость грейфера определяют, как объем условного геометрического тела, затемненного на схеме (рис. 48), причем угол при основании призмы естественного откоса принимают в пределах $30...35^\circ$, в зависимости от перегружаемого материала, но в отдельных случаях он может быть и больше. Числовые значения вместимости грейферов не регламентированы, но указано, что они должны соответствовать числовому ряду $R 40 (u = 0,06)$ по ГОСТ 8032. Масса зачерпываемого материала m_m вместе с соответствующей массой грейфера $m_{гр}$ должна составлять $k = 0,9 \dots 1$ грузоподъемности крана.

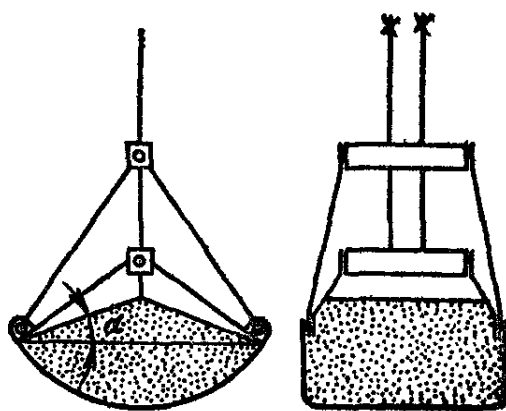


Рис. 48. Схема для определения вместимости грейфера

Двухчелюстные грейферы с открытыми с торцов челюстями используют для перегрузки труб, бревен и других длинномерных грузов (см. рис. 47, б). Для захватывания крупнокусковых материалов, а также таких, как дрова, металлическая стружка, применяют четырёх-, шести- и восьмичелюстные грейферы (см. рис. 47, в).

По схеме действия различают двухканатные, одноканатные (крюковые) и моторные грейферы.

Двухканатный грейфер (рис. 49) подвешивается к двухбарабанной или к двум однобарабанным лебедкам на подъемном (поддерживающем) и замыкающем канатах. Подъемный канат 1 закреплен на верхней траверсе 2, к которой посредством тяг 3 присоединены челюсти 4 ковшовой формы. Внутренние концы челюстей связаны между собой шарниром 5, на котором насажена нижняя траверса 6 грейфера, с размещенными в ней блоками 7 замыкающего каната 8.

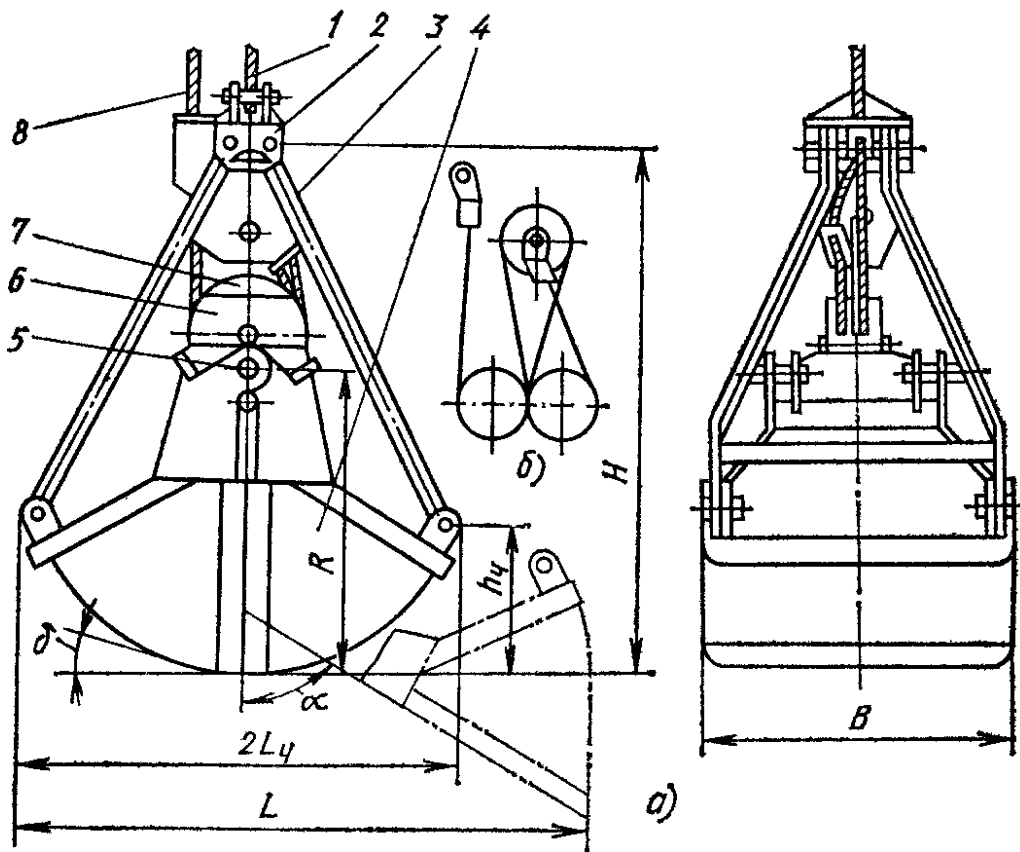


Рис. 49. Двухканатный двухчелюстной грейфер: а – общий вид; б – схема полиспаста замыкающего каната

Грейфер работает следующим образом. Когда он висит на подъемном канате 1 (рис. 49, а), а замыкающий канат 8 освобожден, челюсти грейфера под действием собственного веса и веса нижней головки раскрываются (положение I, рис. 50) и содержимое ковша высыпается.

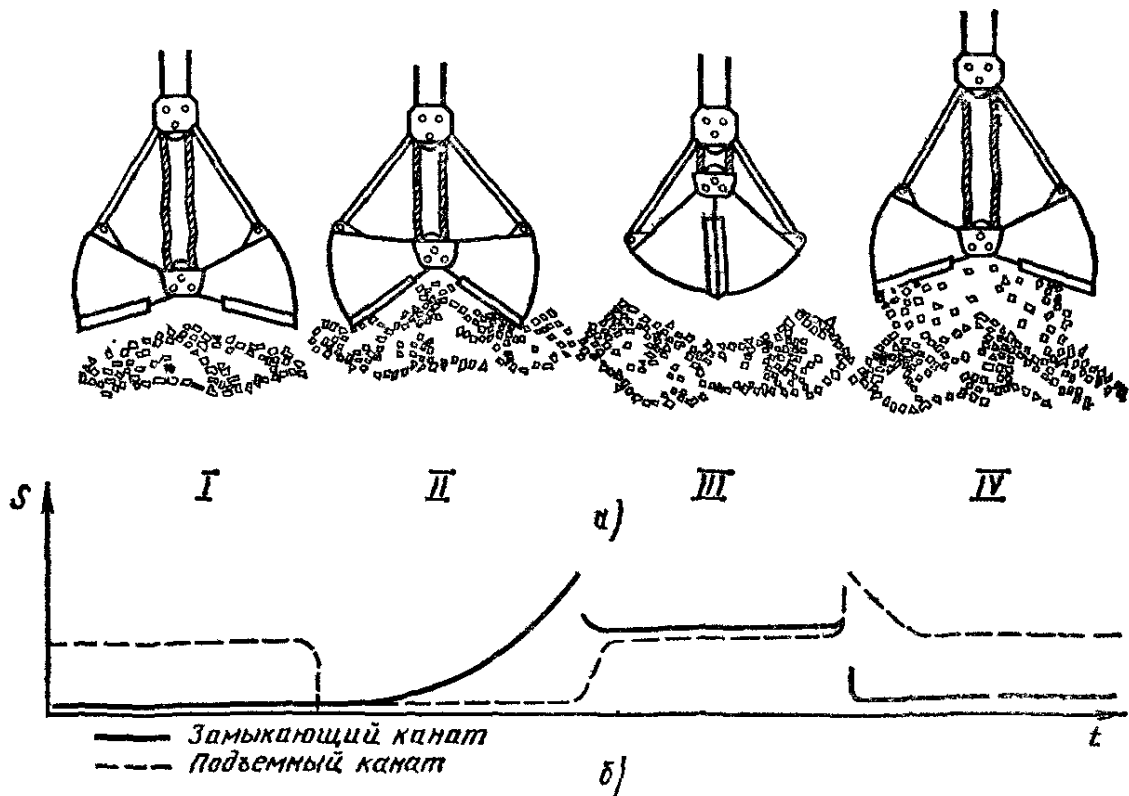


Рис. 50. Рабочий процесс (а) грейфера и изменение натяжения канатов (б): 1 – опускание раскрытого грейфера; II – зачерпывание; III – подъем; IV – разгрузка

При одновременном отпуске обоих канатов грейфер независимо от положения челюстей опускается и ложится на материал (положение *II*). При выборе замыкающего каната 8 челюсти грейфера смыкаются, захватывая материал. Выбор замыкающего каната 8 после полного замыкания челюстей приводит к подъему грейфера (положение *III*). При этом должен включаться на подъем (во избежание провисания) и подъемный канат 1, который при достаточной опытности крановщика может принять на себя часть общей нагрузки.

При удерживании грейфера на подъемном канате 1 и опускании замыкающего каната 8 грейфер раскрывается (разгружается, положение *IV*). На этом рабочий процесс заканчивается.

В специальных грейферных лебедках с электроприводом нагрузка между канатами автоматически распределяется поровну, так как включенный по окончании зачерпывания двигатель лебедки поддерживающего каната, будучи не нагружен, быстро разгоняется до скорости двигателя лебедки замыкающих канатов и принимает на себя соответствующую часть нагрузки.

Зачерпывание мелкого, хорошо сыпучего и кускового материалов протекает различно (рис. 51). Для первого из них – спокойно, а для кускового – с отдельными пиковыми натяжениями каната.

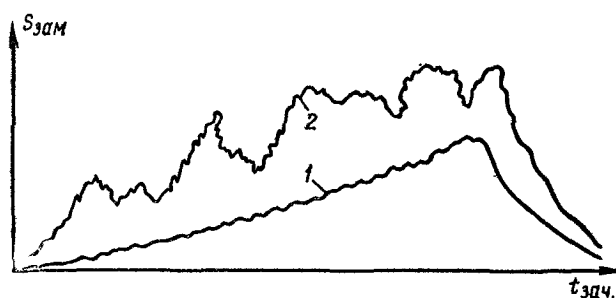


Рис. 51. Изменение натяжения $S_{зам}$ замыкающего каната при зачерпывании грузов ($t_{зач}$ – время зачерпывания):
1 – сыпучих; 2 – кусковых

Для увеличения усилия на кромках челюстей, обеспечивающего внедрение их в материал, замыкающий канат 8 (см. рис. 49, б) запасовывают между верхней и нижней головками грейфера в виде полиспада той или иной кратности в зависимости от рода перегружаемого материала.

Ничем принципиальным не отличаются от двухканатных грейферы со сдвоенными канатами (так называемые четыреканатные грейферы), используемые в кранах мостового типа, у которых барабан приспособлен для одновременного наматывания двух канатов.

Крюковой (одноканатный) штанговый грейфер (рис. 52) навешивается на крюк крана петлей подвижной штанги 1 с зубом 2, который может сцепляться с поворотным подпружиненным зубом 3 нижней траверсы 6. Для расцепления зуб 3 может быть оттянут управляемым канатом 5, огибающим блок 4. Так же как у двухканатного грейфера челюсти 7 связаны шарниром 8 с нижней траверсой 6 и посредством тяг 9 – с верхней траверсой 10.

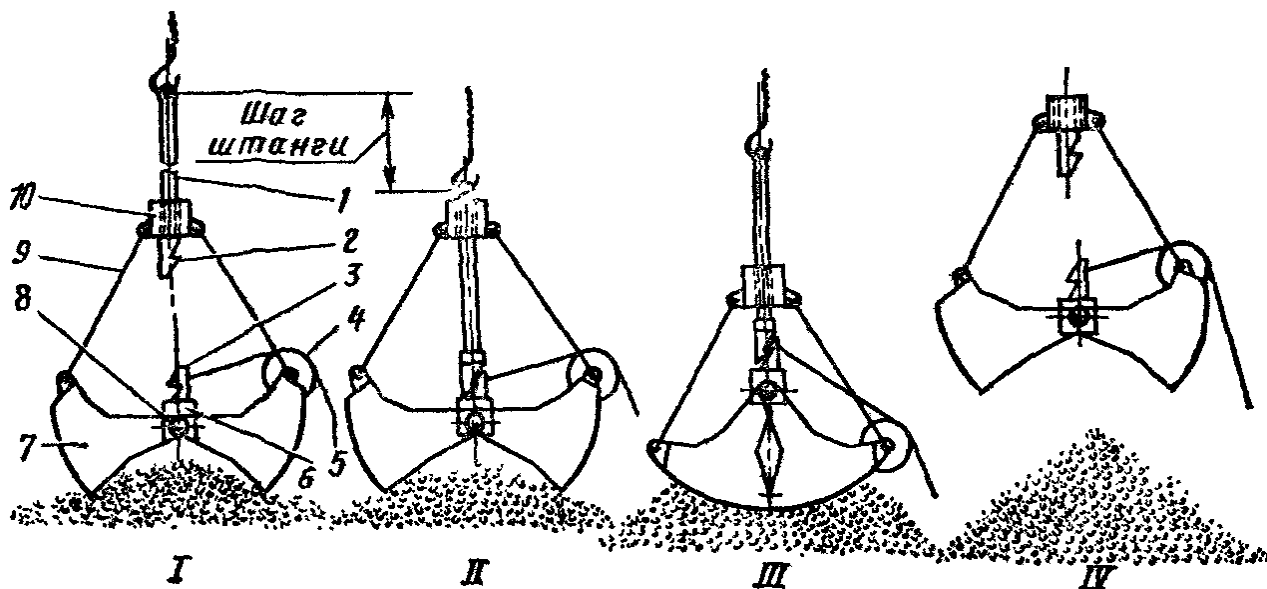


Рис. 52. Навесной одноканатный штанговый грейфер:

I – опускание раскрытого грейфера на материал; II – захватывание штанговой нижней траверсы;
 III – замыкание челюстей и подъем; IV – разгрузка

При разомкнутых зубьях 2, 3 челюсти грейфера раскрыты (положение I). Далее грейфер опускается на материал (положение II). При опускании штанги 1 зуб 2 сцепляется с нижней траверсой. При подъеме штанги челюсти постепенно замыкаются, захватывая материал, а после полного их смыкания грейфер поднимается (положение III). Для раскрытия челюстей необходимо разомкнуть зубья 2 и 3, воздействуя канатом 5 на зуб 3 (положение IV).

Крюковой грейфер работает от однобарабанной лебедки. Его недостатком является невозможность автоматической разгрузки на любой высоте, а также сложность эксплуатации механизма сцепления подвижной штанги с нижней траверсой. Кроме того, из-за отсутствия внутреннего полиспада сила на кромках челюстей невелика. Этим и объясняется малое применение грейферов этого типа в строительстве.

Приводные грейферы (рис. 53), так же, как и крюковой, навешиваются петлей на крюк крана, но замыкание и размыкание челюстей производятся приводным устройством различных типов. В грейферах с электроприводом целесообразно использовать электролебедку (электроталь, рис. 53, а), размещенную в верхней траверсе грейфера. Подвод тока к электродвигателю лебедки производится гибким кабелем с кабельного барабана, размещенного на конструкции крана. То обстоятельство, что привод помещен в самом грейфере, делает обязательным безударное опускание последнего на материал. Помимо приводных грейферов с электролебедками применяют грейферы с гидравлическими (рис. 53, б) и пневматическими (рис. 53, в) цилиндрами. Они получаются более компактными и удобными в эксплуатации. Для возможности их использования на кране должна быть гидронасосная или компрессорная станция, создающая необходимое давление в цилиндре, достаточное для зачерпывания материала.

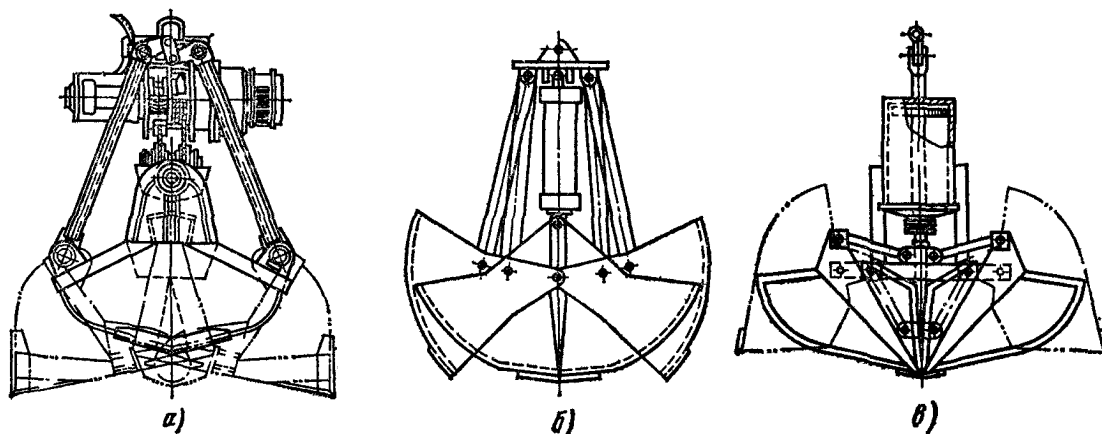


Рис. 53. Приводные грейферы:

а – с электролебедкой (электроталью); б – с гидроцилиндром; в – с пневмоцилиндром

Применяемые для подачи рабочей среды (жидкости, воздуха) шланги должны при подъеме грейфера навиваться на барабаны или провисать вдоль стрелы петлями, не мешающими работе крана.

Внедрение челюстей в материал происходит только под действием веса грейфера. Предварительное внедрение в сыпучие и мелкокусковые материалы происходит и за счет кинетической энергии падающего грейфера. Грейфер, вес которого меньше нормального для данного материала, будет скользить по нему и плохо заполняться. Грейфер, имеющий вес больше нормального, будет зарываться в материал.

Так как иметь отдельный грейфер для каждого материала невозможно, вес грейфера можно изменять навеской или снятием специальных грузов, укрепляемых на нижней траверсе.

Вместимость (m^3) грейфера в зависимости от грузоподъемности крана

$$V = \frac{Q}{\rho} \frac{k_1 - k_{гр}}{k_3},$$

где $k_1 = 0,95...1$ – коэффициент полноты использования грузоподъемности крана; $k_{гр} = m_{гр}/Q$ – коэффициент, характеризующий отношение массы грейфера к грузоподъемности крана (табл. 31); ρ – плотность перегружаемого материала, t/m^3 (табл. 31), k_3 – коэффициент, учитывающий состояние материала ($k_3 = 1$ – для уплотненного, $k_3 = 0,98$ – для неуплотненного, $k_3 = 0,95$ – для свеженасыпанного материала).

Табл. 31. Характеристика строительных материалов, перегружаемых грейферами

Группа	Материал	Плотность, т/м ³	$k_{гр}$	k_m	$k_{ш}$	k_d	k_h
Весьма легкие (ВЛ1; ВЛ2)	Сухая зола; известь пушонка; котельный и гранулированный шлаки	0,4 ... 0,63	0,34	0,66	1,26	0,85	1,25
Легкие (Л1, Л2)	Порошкообразный мел; сухой шлак; мелкий и средний щебень; уголь всех марок	0,8 ... 1	0,37	0,63	1,38	0,80	1,18
Средние (С1; С2; С3)	Мелкокусковой гипс; алебастр; галька; сухая мелкокусковая глина; гравий; сухая земля; среднекусковой известняк; известь; каменные породы; битый кирпич; сухой песок; цемент; крупный щебень	1,25 ... 2	0,40	0,60	1,21	0,90	1,12
Тяжелые (Т1, Т2)	Клинкер; камень твердых пород	2,5 ... 3,2	0,45	0,55	1,33	0,85	1,06

Примечание. Более полная характеристика навалочных грузов, перегружаемых грейферами, приведена в ГОСТ 24599—81.

Размер a наибольших кусков материала, допускаемых к перегрузке двухчелюстными грейферами зависит от грузоподъемности крана.

Грузоподъемность крана Q , т До 8 Св. 8 до 16 Св. 16

Размер кусков a для материалов,

мм:

с преобладанием кусковых фракций 80 100 160

с преобладанием зернистых и порошкообразных фракций 250 320 400

При перегрузке строительных материалов кратность внутреннего полиспаста принимают обычно равной пяти, что обеспечивает хорошую их зачерпываемость и полное заполнение грейфера.

Линейные размеры (м) грейфера являются функцией его вместимости $V(\text{м}^3)$ (см. рис. 49, а): ширина челюсти $B = k_m V$; длина челюсти $L_{ч} = k_n \sqrt[3]{V}$; высота челюсти до шарнира тяги $h_{ч} = 0,466 k_d k_h \sqrt[3]{V}$; высота челюсти до центрального шарнира $R = (0,42 k_d k_h + 0,577 k_d + 0,2 \sqrt[3]{V})$; полная высота закрытого грейфера $H = R + \sqrt[3]{V}$; толщина ножа челюсти $s = 0,012 \rho \sqrt[3]{V}$ (где ρ — в т/м³).

Наибольший угол раскрытия челюстей $2\alpha = 150^\circ$. Раскрытие челюстей $L \approx 2R \sin \alpha$. Задний угол днища в момент замыкания челюсти должен быть $\delta = 11 \dots 14^\circ$.

Значение коэффициентов k_m , k_n и k_h в зависимости от группы материалов приведены в табл. 31.

Кратность внутреннего полиспаста грейфера для групп материала I и II равна трем, для групп III и IV — пяти.

Тема 1.7. Тормоза

§1.7.1. Общие сведения

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, размыкаемые 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 фрикционного 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.

§1.7.2. 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. 54, 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.

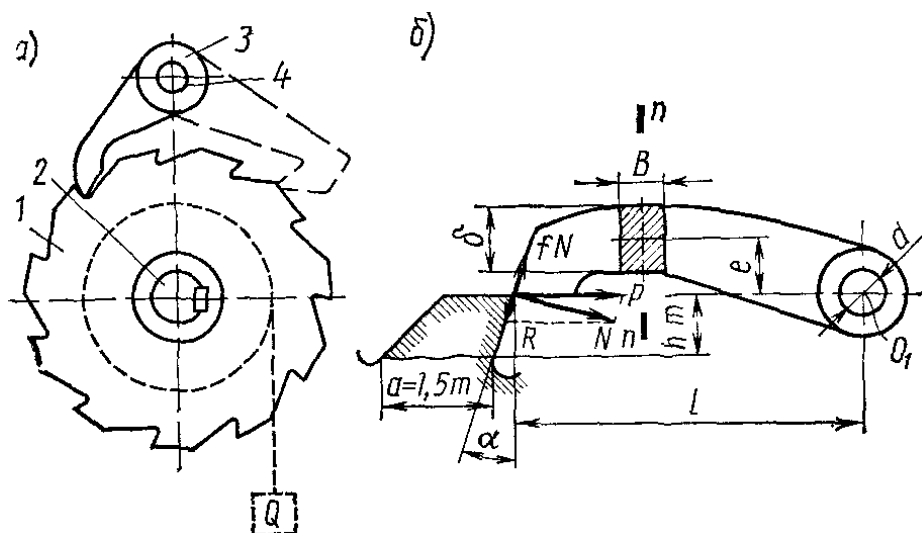


Рис. 54. Храповой останов:
а – схема останова, б – расчет собачки

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. 55 собачка 1 соединена с хомутом 2, прижимающимся к валу механизма пружинами 3.

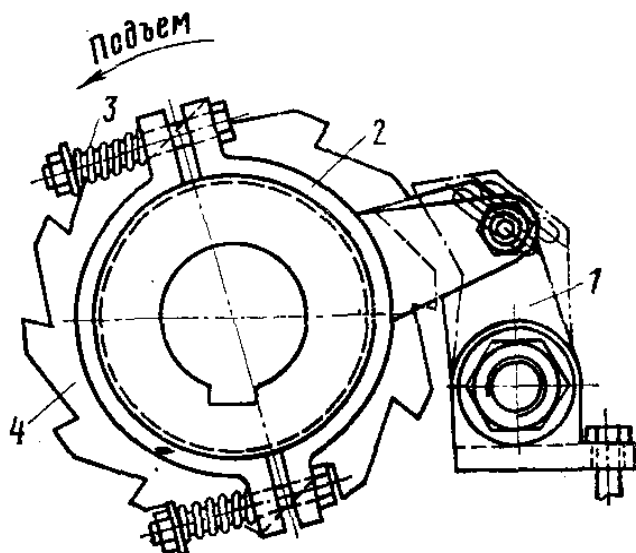


Рис. 55. Бесшумная собачка

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.

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 максимально 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. 56) 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 пазе и остановке втулки. Для более быстрого заклинивания роликов в конструкцию останова включены пружины 5 и штифты 4, отжимающие ролики в угол паза.

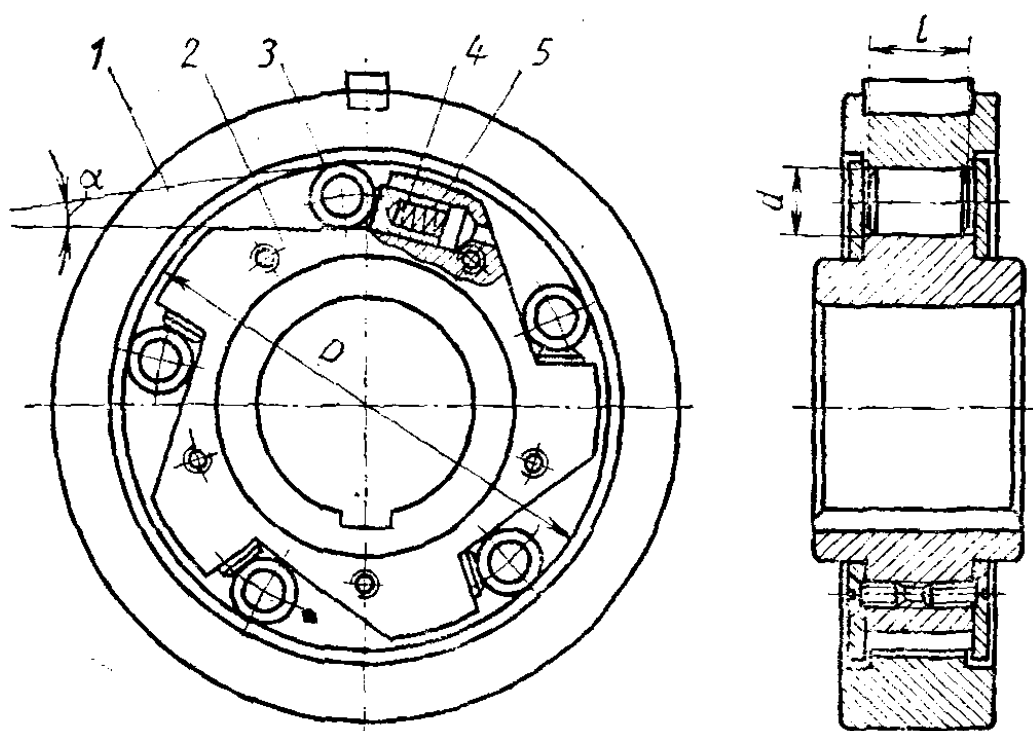


Рис. 56. Роликовый останов

§1.7.3. 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. 57, 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

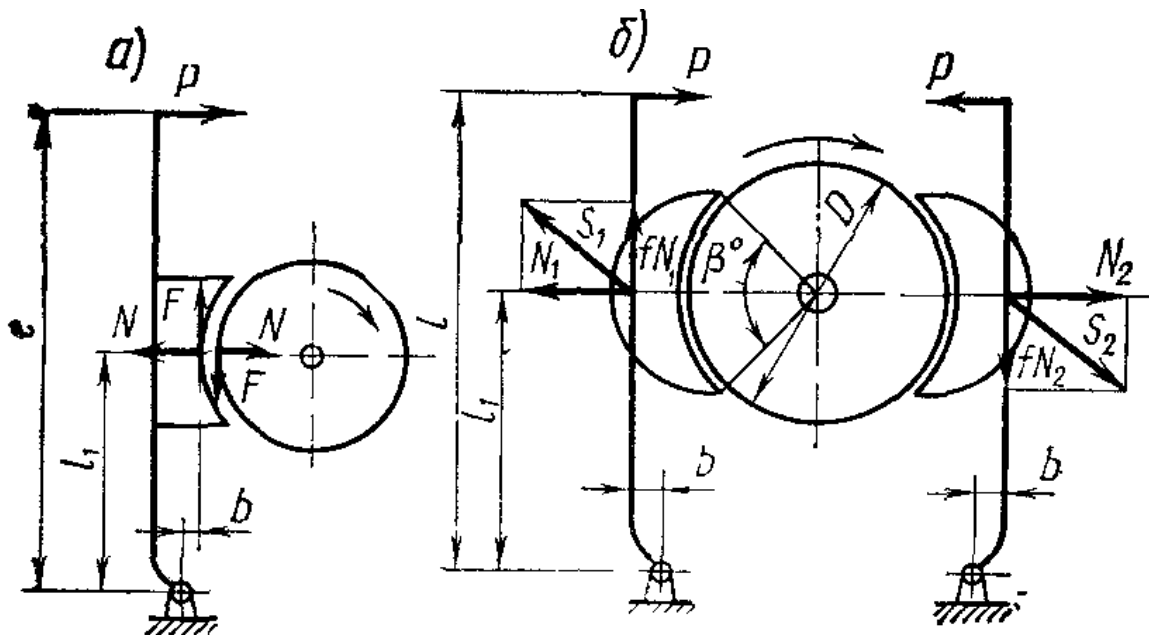


Рис. 57. Колодочные тормоза:
а – одноколодочный; б – двухколодочный

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

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

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

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

Знаки «+» или «-» в уравнении определяются направлением вращения тормозного шкива. На рис. 57 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 рычагом (рис. 57, б). Тормозной момент, создаваемый двухколодочным тормозом, равен сумме тормозных моментов, развиваемых каждой колодкой.

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

$$p = \frac{N}{A_{\kappa}} = \frac{N}{\pi DB\beta/360} \leq [p],$$

где A_{κ} – 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. 32.

Табл. 32. 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 прессованный 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.

Фрикционные материалы имеют следующие значения допустимой 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 замыкания 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 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. 58). 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, исключая 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. 58.

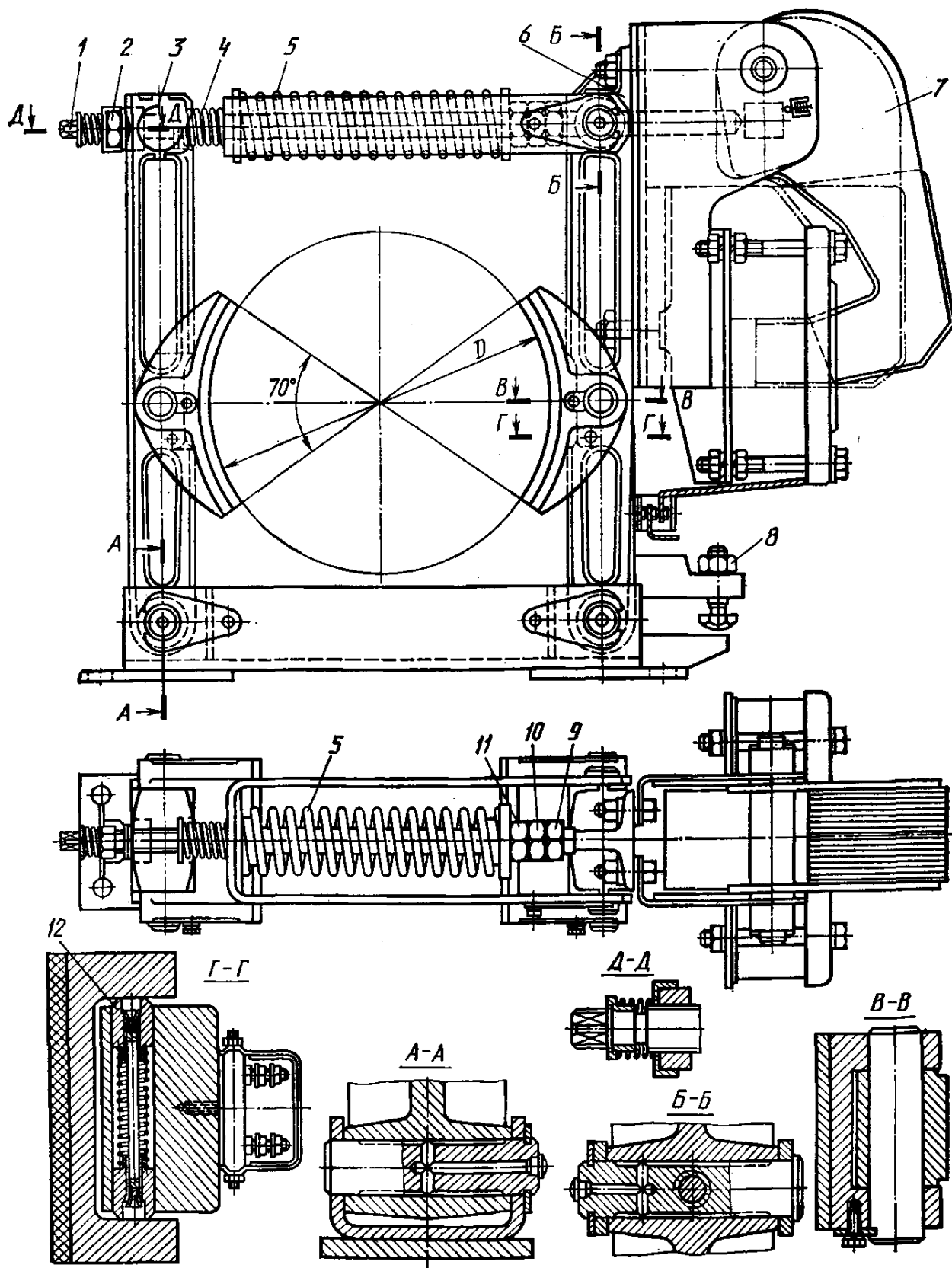


Рис. 58. Колодочный тормоз ТКТ с приводом от электромагнита МО-Б

Параметры колодочных тормозов при ПВ=40% с приводом от этих магнитов приведены в табл. 33 и табл. 34.

Табл. 33. 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 ПВ=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

Табл. 34. 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

Электромагнит постоянного тока типа МП (рис. 59, а) состоит из стального корпуса 1, внутри которого на сердечнике 3, составляющем одно целое с корпусом, помещена катушка 4. В центре 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.

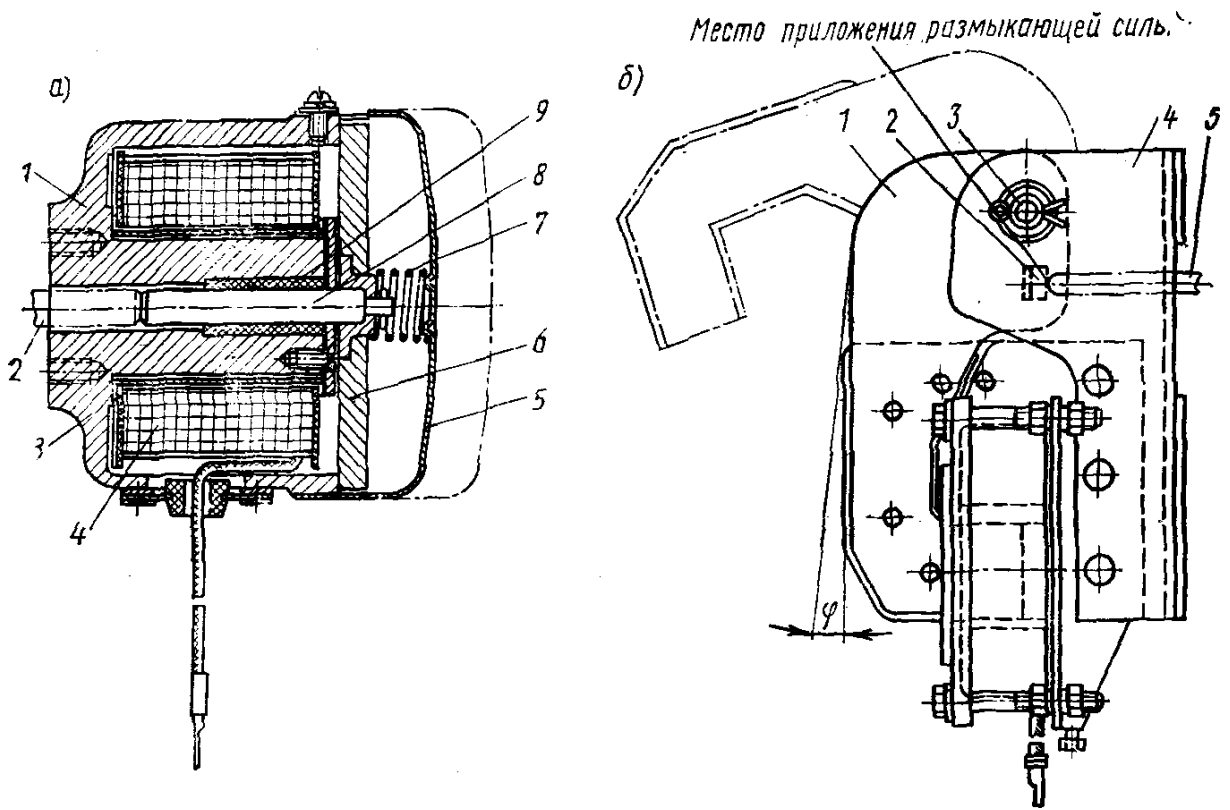


Рис. 59. Тормозные электромагниты:
а – постоянного тока типа МП; б – переменного тока типа МО-Б

Электромагнит переменного тока типа МО-Б (рис. 59, 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 ПБ. 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 рабочего элемента. (При размыкании тормоза якорь электромагнита, перемещаясь на размер своего хода, преодолевает силу, замыкающую тормоз. При этом тормозная колодка перемещается на длину ε). Для электромагнитов с поступательным движением якоря при одноколодочном тормозе это равенство имеет вид

$$P_m h_m k_1 = S \varepsilon / \eta,$$

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 принимает вид

$$P_{\text{м}} h_{\text{м}} k_1 = 2\varepsilon N / \eta.$$

Для двухколодочных тормозов с электромагнитом клапанного типа уравнение имеет вид

$$M_{\text{м}} \varphi k_1 = 2\varepsilon N / \eta,$$

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.

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.

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 толкателя: чем больше внешняя нагрузка, тем больше время подъема и меньше время опускания.

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.

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.

В качестве приводов тормозов находят применение также электромеханические толкатели, использующие для размыкания тормоз 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. 60 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

$$P = P_0 - P_в = \frac{M_r l_1}{f D r l},$$

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. 60.

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.

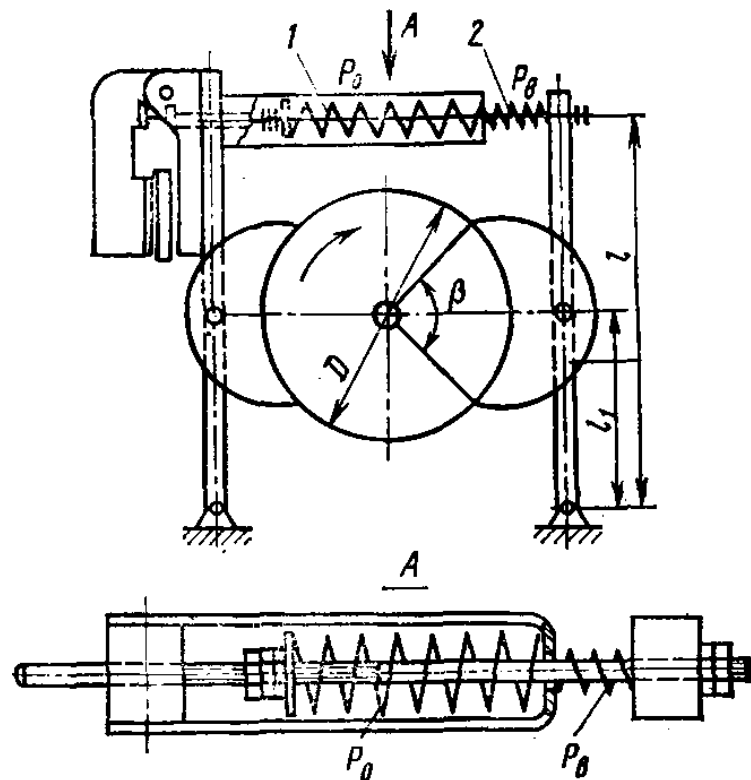


Рис. 60. Расчетная схема колодочного тормоза ТКТ с пружинным замыканием

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;

$$P_n = \frac{M_T l_1 a}{r D l c \eta}$$

При определении величины P_n не учтены вес подвижных элементов толкателя (поршня и штока) и собственный вес верхнего рычага, поскольку их влияние на значение P_n незначительно. При размыкании тормоза сила толкателя P_T преодолевает силу сжатия пружины P_n ; при этом $P_T = P_n c/e$.

Необходимый ход штока толкателя h_T определяется из уравнения

$$2N\epsilon/\eta = P_T h_T k_1$$

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:

$$\sigma = k_x \frac{M}{W} \leq [\sigma] = 0,6\sigma_T,$$

где W – момент сопротивления изгибу рассчитываемого сечения 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

§1.7.4. 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 зависимости Эйлера для гибкой нити, позволяющие установить соотношения между максимальным T и минимальным t натяжениями концов ленты (рис. 61):

$$T = te^{f\alpha}.$$

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 $R = D/2$.

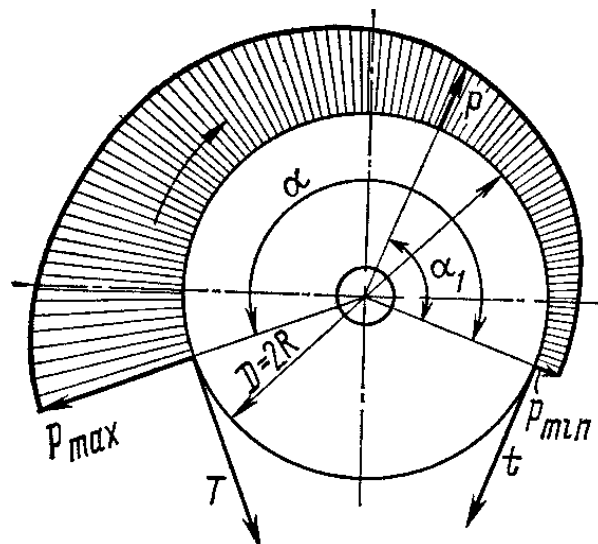


Рис. 61. Схема действия сил в ленточном тормозе

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.

Ширину ленты B назначают по допустимому давлению $[p]$ (см. табл. 32):

$$B = \frac{2T}{D[p]}.$$

Действительное текущее давление p (рис. 61) 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.

В зависимости от принципиальной схемы различают простой, дифференциальный и суммирующий ленточные тормоза (рис. 62).

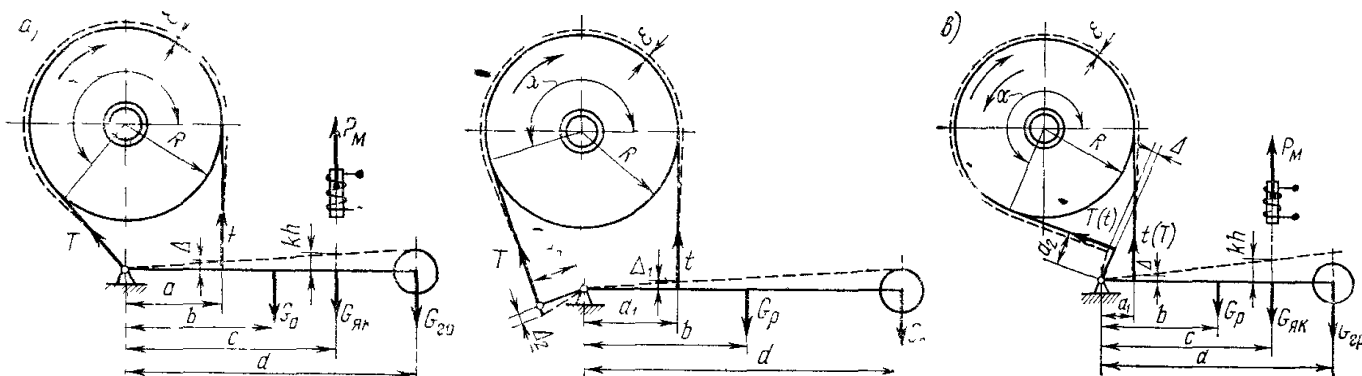


Рис. 62. Схемы ленточных тормозов:
а – простого, б – дифференциального; в – суммирующего

В простом ленточном тормозе (рис. 62, 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,

$$G_{\text{гр}} = \frac{ta/\eta - (G_{\text{р}}b + G_{\text{як}}e)\eta}{d},$$

где a, b, c, d – размеры по рис. 62, а (обычно принимают $d/a = 10 \div 15$);

G_p – вес тормозного рычага;

$G_{як}$ – 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. 62, а,

$$M_{\tau} = (e^{f\alpha} - 1) R \frac{G_p b + G_{як} c + G_{rp} d}{a} \eta.$$

При размыкании тормоза лента отходит от шкива на размер радиального зазора ε ; тогда ход точки крепления ленты к рычагу

$$\Delta = (R + \varepsilon) a - R a = \varepsilon a,$$

где α – угол обхвата.

В дифференциальном тормозе (рис. 62, 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,

$$G_{rp} = \frac{t a / \eta - (T a_2 + G_p b) \eta}{d}.$$

Ход конца ленты (точки ее крепления к рычагу) при отходе ленты от шкива на размер ε равен

$$\Delta_1 = \varepsilon a \frac{a_1}{a_1 - a_2}; \quad \Delta_2 = \varepsilon a \frac{a_2}{a_1 - a_2}.$$

Тормозной момент, развиваемый дифференциальным ленточным тормозом, при направлении вращения шкива определяется по формуле

$$M_{\tau} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 - a_2 e^{f\alpha}} (G_p b + G_{rp} d) R \eta.$$

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 $M_{\tau} \rightarrow \infty$, 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 накладке 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.

В суммирующем ленточном тормозе (рис. 62, 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 при размыкании тормоза равно:

$$\Delta_1 = \varepsilon \alpha \frac{a_1}{a_1 + a_2}; \quad \Delta_2 = \varepsilon \alpha \frac{a_2}{a_1 + a_2}.$$

При $a_1 = a_2$ получаем $\Delta_1 = \Delta_2 = \varepsilon \alpha / 2$. 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

$$M_{\tau} = (G_p b + G_{\text{шк}} c + G_{\text{рп}} d) \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_2 e^{f\alpha} + a_1} R \eta.$$

При направлении вращения шкива противоположно указанному на рис. 60, 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. Так, для простого тормоза

$$P_{\text{м}} h_{\text{м}} = \frac{2 M_{\tau} \varepsilon \alpha}{D (e^{f\alpha} - 1) r_1 k_1},$$

где $D = 2R$.

Максимально возможное плечо действия тяговой силы электромагнита, определяемое из условий обеспечения нормального отхода ленты, равно: $c = k_1 h_{\text{м}} \frac{a_1}{\varepsilon \alpha}$.

Для суммирующего тормоза при $a_2 < a_1$

$$P_{\text{м}} h_{\text{м}} = \frac{2 M_{\tau} \varepsilon \alpha (a_1 + a_2 e^{f\alpha})}{D (e^{f\alpha} - 1) (a_1 + a_2) k_1 r_1};$$

$$c = k_1 h_{\text{м}} \frac{a_1 + a_2}{\varepsilon \alpha}.$$

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.

§1.7.5. Дисковые тормоза

В этих тормозах сила, создающая тормозной момент, действует вдоль оси тормозного вала.

В дисковых тормозах (рис. 63) 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.

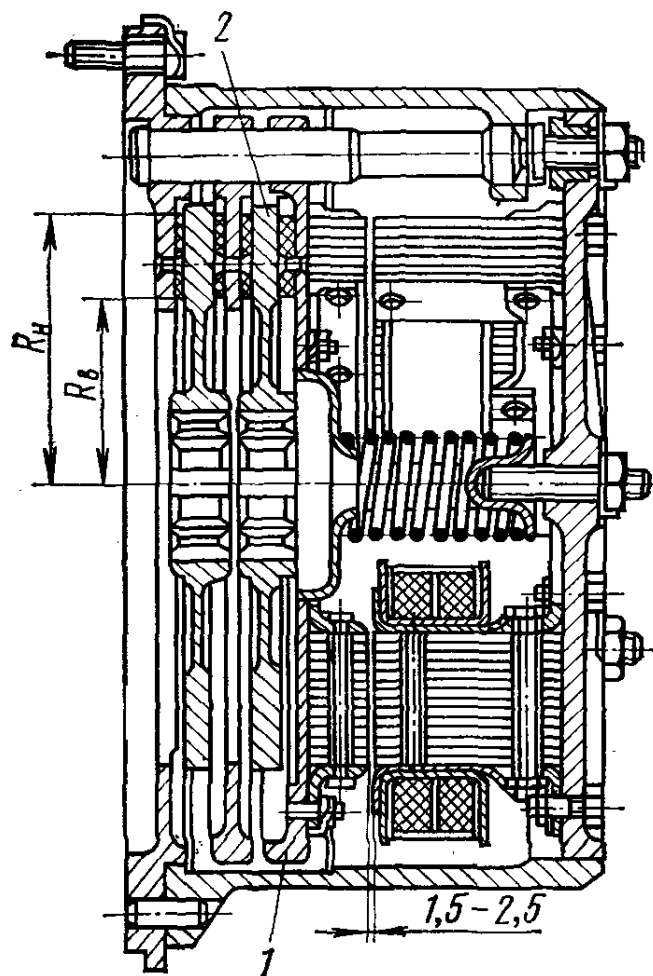


Рис. 63. Дисковый тормоз с пружинным замыканием и электромагнитным приводом

К недостаткам дисковых тормозов следует отнести сложность отвода теплоты с поверхности трения (особенно в многодисковых конструкциях).

Внутренний радиус дискового тормоза R_b (рис. 63) выбирают минимально допустимым по конструктивным соображениям. Наружный радиус R_n при работе тормоза в масляной ванне обычно принимают из условий хорошего смазывания дисков; при этом $R_n = (1,25 \div 2,5) R_b$, а разность радиусов $R_n - R_b \leq 6$ 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:

$$R_{cp} = \frac{R_n + R_b}{2}.$$

Осевая сила N , необходимая для создания тормозного момента M_T , определяется по формуле

$$N = \frac{M_T}{mfR_{cp}},$$

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. Коэффициенты трения при наличии смазки указаны в табл. 35.

Табл. 35. 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 $[p]$ — допустимое давление, значения которого для всех типов тормозов с осевым нажатием приводятся в табл. 36.

Табл. 36. 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 грузоупорных 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 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, 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.

Первая разновидность грузоупорных тормозов 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, 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.

Вторая разновидность грузоупорных тормозов, выполняемых в виде конических тормозов, замыкаемых весом груза, с неразмыкающимися поверхностями трения 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 преодолевать избыток тормозного момента над

свободно укреплены замыкающие грузы 5, шарнирно связанные рычагами со втулкой б, которая также свободно укреплена на ступице диска 1 и соединена с ней спиральной пружиной. Один конец пружины закреплен на ступице, второй – во втулке.

При некоторой 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 А) отстоял возможно дальше от центра вала 3 и от оси своего поворота – цапфы 2.

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 тормоза 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. 65, 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. 65, 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 индуктируются 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.

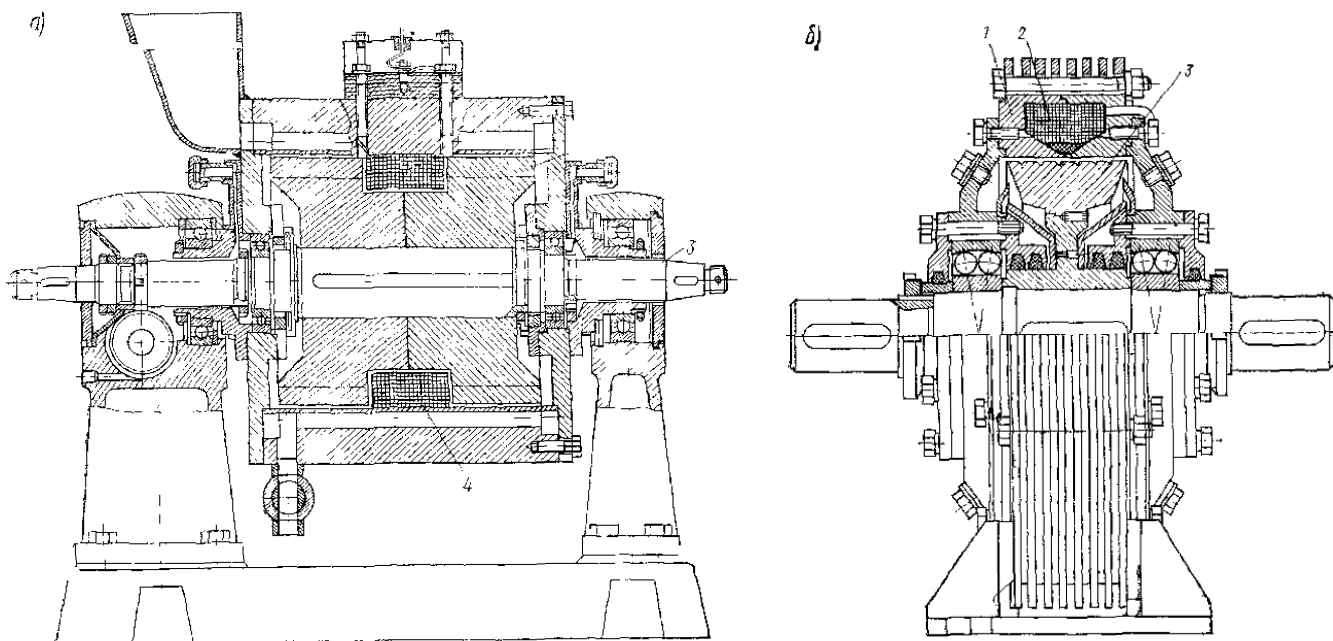


Рис. 65. Регуляторы скорости:
а – электроиндукционный тормоз, б – порошковый электромагнитный тормоз

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. 65, 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 3. В роторе или в статоре размещают катушку электромагнита 2, а цилиндрический зазор между ротором и статором заполняют ферромагнитным порошком (обычно это карбонильное железо с частицами диаметром 0,004–0,008 мм или порошки, получаемые распылением расплавленного железа, с размером частиц 0,1– 0,2 мм). 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 тормозе изменением магнитного потока можно изменять тормозной момент по любому желаемому закону, обеспечивая необходимую плавность процесса торможения.

Тема 1.8. Теория и расчет механизмов подъема

§1.8.1 Схемы механизмов подъема груза

Обычно механизмы подъема (рис. 66) 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 выполнять с помощью зубчатых муфт. Допускается также применение упругих втулочно-пальцевых муфт. Соединение двигателя с редуктором часто выполняется с применением вала-вставки, позволяющей создать наиболее удобное расположение элементов механизма на металлоконструкции тележки. У механизмов подъема, имеющих неразмыкаемую 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 Правил по кранам **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.

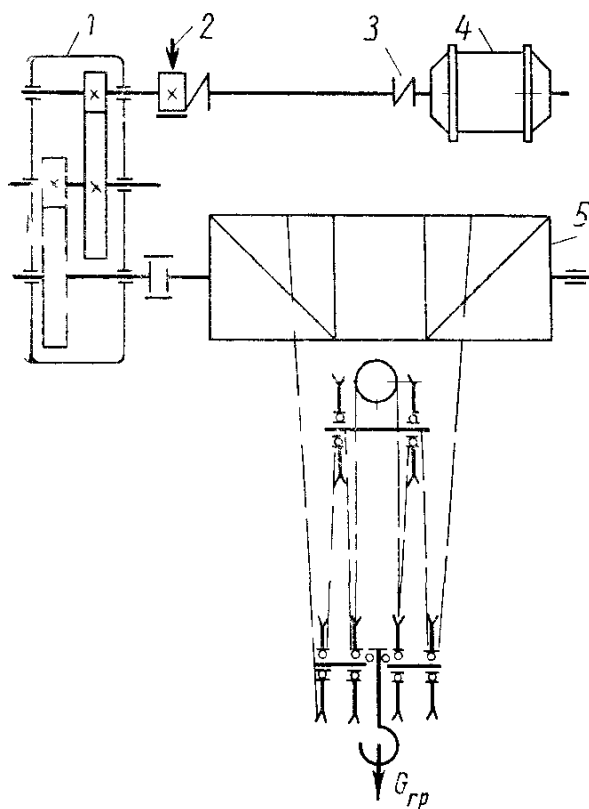


Рис. 66. Схема механизма подъема с электрическим приводом

Муфты подбираются по каталогам и справочникам, исходя из расчетного крутящего момента:

$$M_p = k M_{ном}^*$$

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 $k = 3 \div 5$.

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 Правил по кранам 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 механизма подъема. Существует несколько вариантов (рис. 67) выполнения этого узла.

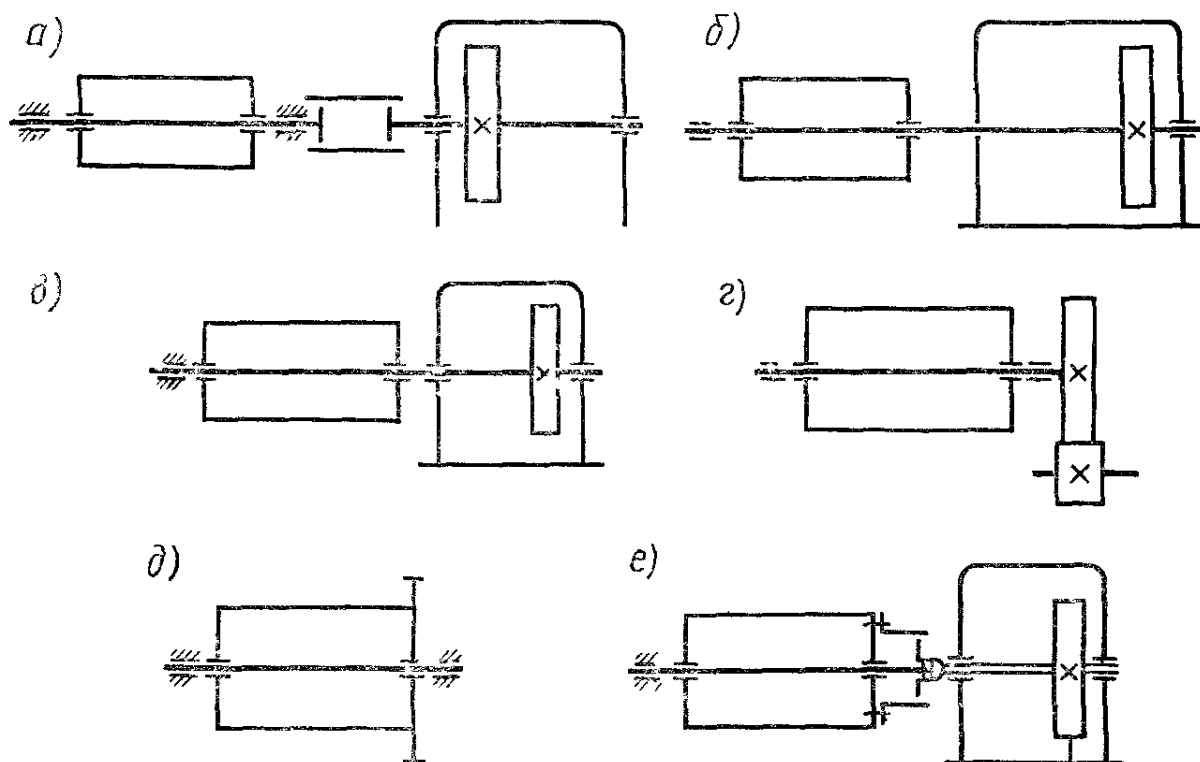


Рис. 67. Схемы соединения барабана с редуктором

Одним из вариантов является схема с валом барабана, установленным на двух самостоятельных опорах, а вал барабана соединен с валом редуктора посредством муфты (рис. 67, 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 трехопорные валы механизма подъема, в которых вал барабана является одновременно выходным валом

редуктора. Двухопорный вал (рис. 67, б) получается весьма тяжелым. Кроме того, неточность установки опор барабана приводит к нарушению точности зацепления в редукторе. Трехопорный вал (рис. 67, 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. 67, г) или венец колеса устанавливают непосредственно на барабане (рис. 67, д). Так как высокую надежность и износоустойчивость 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. 67, е). Конец выходного вала редуктора выполняют в виде половины зубчатой муфты, вторая половина муфты укреплена на барабане. В этом случае 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 подъема 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. 68). Для работы во взрывоопасной среде такие подъемники снабжаются цепями из специальной стали и бронзовыми грузовыми крюками, в которых при трении не возникают искры.

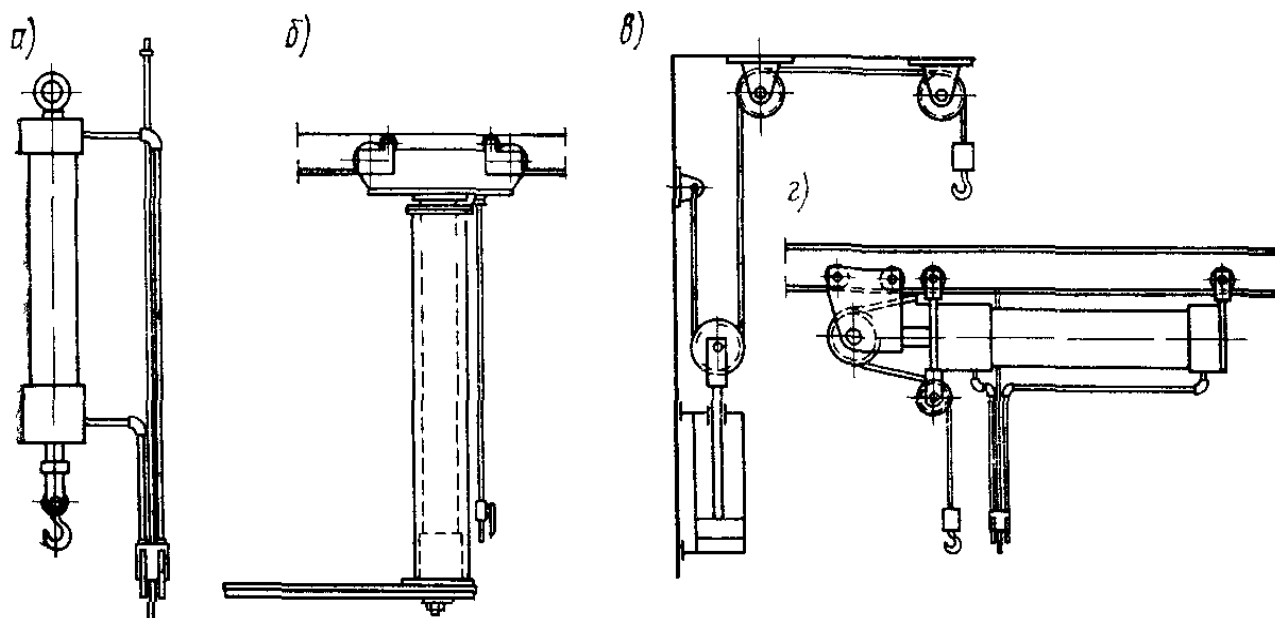


Рис. 68. Пневматические грузоподъемные устройства

Пневматические поршневые подъемники могут иметь вертикальное или горизонтальное расположение рабочего цилиндра. Они работают при давлении воздуха в пределах 0,2 – 1,2 МПа; грузоподъемность 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. 68, 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.

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.

В механизмах подъема лифтов в настоящее время широко применяют лебедки с канатоведущими шкивами, 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, работающего по так называемой системе генератор-двигатель. Благодаря отсутствию механических передач конструкция безредукторной лебедки получается более компактной несмотря на то, что тихоходный электродвигатель имеет значительно большие 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.

§1.8.2 Нагрузки в механизме подъема при его работе

При установившемся движении момент на валу двигателя при подъеме номинального груза

$$M_{\text{ст}} = \frac{S_{\text{max}} m D_{\text{бар}}}{2 u_m \eta_m} = \frac{G_{\text{гр}} D_{\text{бар}}}{2 a u_m \eta_0},$$

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

$$P_{\text{ст}} = \frac{G_{\text{гр}} v_{\text{гр}}}{1000 \eta_0}.$$

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. 69).

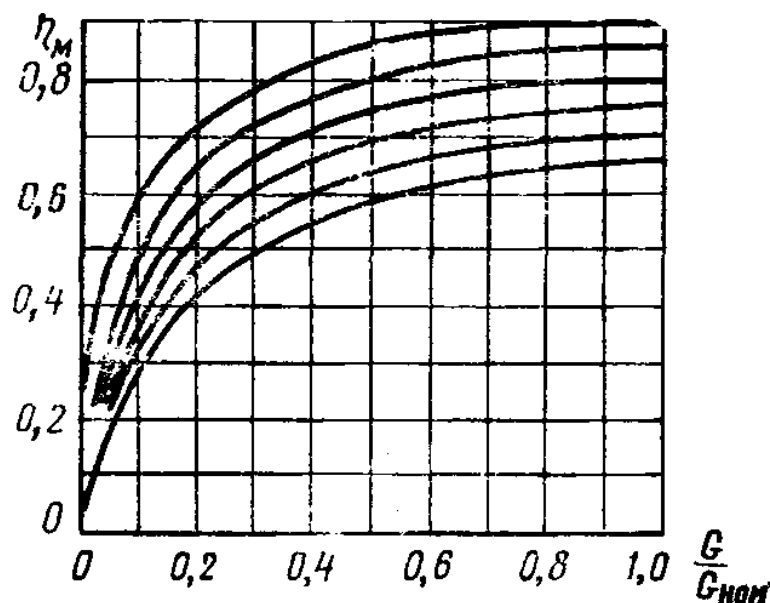


Рис. 69. Зависимость КПД механизма η_m от относительной нагрузки $G/G_{\text{ном}}$

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

$$M_{\text{пуск}} = \pm M_{\text{ст}} + M_{\text{ин1}} + M_{\text{ин2}},$$

где $M_{\text{пуск}}$ – средний пусковой момент для двигателя с короткозамкнутым ротором он определяется формулой $M_{\text{пуск}} = 0,85^2 M_{\text{ном}} K_{\text{ср}}$, а для двигателей переменного тока с

фазным ротором и двигателей постоянного тока – $M_{\text{пуск}} = \frac{M_{\text{max пуск}} + M_{\text{min пуск}}}{2}$;

$M_{\text{ст}}$ – момент статического сопротивления;

$M_{\text{ин1}}$ – 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 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 $M_{\text{ин1}}$ вращающихся масс механизма, отнесенный к валу электродвигателя, состоит из моментов сил инерций 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:

$$M_{\text{ин1}} = J_1 \frac{d\omega_1}{dt} + J_2 \frac{d\omega_2}{u_{1-2}\eta_{1-2} dt} + \dots + J_i \frac{d\omega_i}{u_{1-i}\eta_{1-i} dt}$$

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 $\frac{d\omega_i}{dt}$ можно заменить выражением $\frac{\omega_i}{t_n} = \frac{\pi n_i}{30 t_n}$, n_i – номинальная частота вращения i -го вала, об/мин;

t_n – время пуска.

Тогда выражение можно представить в виде

$$M_{ин1} = J_1 \frac{\pi n_1}{30 t_n} + J_2 \frac{\pi n_2}{30 t_n u_{1-2} \eta_{1-2}} + \dots + J_i \frac{\pi n_i}{30 t_n u_{1-i} \eta_{1-i}}.$$

Приведя частоту вращения i -го вала к первому валу по выражению

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{1-2}}; n_3 = \frac{n_1}{u_{1-3}}; \dots; n_i = \frac{n_1}{u_{1-i}},$$

получаем

$$M_{ин1} = J_1 \frac{\pi n_1}{30 t_n} + J_2 \frac{\pi n_1}{30 t_n u_{1-2}^2 \eta_{1-2}} + \dots + J_i \frac{\pi n_1}{30 t_n u_{1-i}^2 \eta_{1-i}}.$$

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

$$M_{ин1} = (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_n},$$

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 $i = v_{гр} / t_n$. 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

$$M_F = \frac{F D_{бар}}{2 a \eta_{пол}} = \frac{Q v_{гр} D_{бар}}{2 a \eta_{пол} t_n},$$

где a – кратность полиспаста;

$\eta_{пол}$ – КПД полиспаста. 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 :

$$M_{ин2} = \frac{M_F}{u_m \eta_m} = \frac{\pi Q D_{бар}^2 n_{бар}}{120 a^2 t_n u_m \eta_m \eta_{пол}},$$

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

$$M_{ин2} = \frac{Q D_{бар} n_1}{38,2 u_m^2 a^2 t_n \eta_0},$$

где $\eta_0 = \eta_m \eta_{пол}$ – общий КПД механизма и полиспаста.

Тогда выражение для пускового момента (Нм) примет вид

$$M_{пуск} = M_{ст} + (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_n} + \frac{Q D_{бар}^2 n_1}{38,2 u_m^2 a^2 t_n \eta_0}.$$

Как видно из формулы, пусковой момент является функцией времени пуска, причем, чем меньше время пуска t_n , 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 Правил по кранам 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

$$M_{\tau} = \pm M_{\tau.ст} + M_{\tau.ин1} + M_{\tau.ин2},$$

где M_{τ} – номинальный момент, развиваемый тормозом;

$M_{\tau.ст}$ – статический момент от груза при торможении, знак которого зависит от направления движения груза перед торможением: при торможении 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

$$M_{\tau.ст} = \frac{SD_{бар}m}{2u_m} \eta_m$$

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:

$$M_{\tau.ин1} = (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_r}.$$

То же относится к выражению момента от силы инерции груза при торможении:

$$M_{\tau.ин2} = \frac{QD_{бар}^2 n_1 r_0}{38,2 u_m^2 a^2 t_r},$$

где значение КПД находится в числителе.

Полное выражение уравнения моментов при торможении имеет вид

$$M_{\tau} \pm M_{\tau.ст} = (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_r} + \frac{QD_{бар}^2 n_1 r_0}{38,2 u_m^2 a^2 t_r}.$$

По этому уравнению определяется при известном тормозном моменте время торможения. Необходимый тормозной момент M_m по этому уравнению не определяется.

Для лифтов замедления устанавливаются правилами Правил по кранам: 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.

§1.8.3 Выбор тормоза механизма подъема

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 Правил по кранам, они могут снабжаться управляемыми нормально закрытыми тормозами, заблокированными 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, исключения 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.

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

$$M_{t,ст} = \frac{GD_{бар} \eta_0}{2a u_m},$$

где G – вес номинального груза вместе с грузозахватным устройством; a – кратность полиспаста;

u_m – передаточное число механизма от вала барабана до тормозного вала;

η_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 Правил по кранам в зависимости от

типа привода и группы режима работы (табл. 37).

Табл. 37. Значения коэффициента запаса торможения n_t

Тип привода	Ручной		Машинный		
	1	2—3	4	5	6
Группа режима работы по ГОСТ 25835—83					
Режим работы по правилам Госгортехнадзора	Легкий		Средний	Тяжелый	Весь на 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.

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 некоторое усложнение и удорожание конструкции механизма.

§1.8.4. Динамические нагрузки при работе механизма подъема

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

$$F_{\max} = G_{гр} + v\sqrt{QC_k}$$

и коэффициент динамичности

$$\mu = \frac{F_{\max}}{G_{гр}} = 1 + \frac{v\sqrt{QC_k}}{G_{гр}},$$

где Q – масса груза;

C_k – 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 свободстоящих поворотных кранов. Динамические нагрузки при применении этих устройств составляют 20–30% статической нагрузки.

Динамические нагрузки, приложенные к полиспасту, могут быть приближенно определены по зависимости

$$F_{\text{дин}} = (G_{гр} + G) \alpha,$$

где $G_{гр}$ – 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 $k=2$.

§1.8.5. 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

$$P_{\text{ст}} = \frac{G_{\text{гр}} v_{\text{гр}}}{1000 \eta_0}.$$

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 для ближайшего номинального значения ПВ.

$$P_{\text{ном}} = P_{\text{ф}} \sqrt{\text{ПВ}_{\text{ф}} / \text{ПВ}_{\text{ном}}}.$$

3. Производят проверку выбранного двигателя на нагрев по среднеквадратичной мощности. Для этого последовательно определяют:

3.1. *моменты, развиваемые электродвигателем при установившемся движении при подъеме и опускании грузов.* Для процесса подъема пользуются формулой.

$$M_{\text{ст}} = \frac{S_{\text{max}} m D_{\text{бар}}}{2 u_{\text{м}} \eta_{\text{м}}} = \frac{G_{\text{гр}} D_{\text{бар}}}{2 a u_{\text{м}} \eta_0},$$

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 $\eta_{\text{м}}$ – КПД механизма, соответствующее весу поднимаемого груза (рис. 69).

При торможении двигателем при опускании груза электродвигатель развивает момент

$$M_{\text{си}} = \frac{S_{\text{бар}} D_{\text{бар}} m}{2 u_{\text{м}}} \eta_{\text{м}},$$

где $S_{\text{бар}}$ – натяжение каната на барабане при опускании груза; $\eta_{\text{м}}$ – значение КПД, определенное по рис. 69, при соответствующем весе спускаемого груза; m – число канатов, наматываемых на барабан;

3.2. *средний пусковой момент электродвигателя.* Для электродвигателей переменного тока с короткозамкнутым ротором средний пусковой момент определяют по формуле.

$$M_{\text{пуск}} = 0,85^2 M_{\text{ном}} K_{\text{сп}},$$

где $M_{\text{ном}}$ – номинальный момент двигателя.

Для электродвигателей переменного тока с фазным ротором и для двигателей

постоянного тока пользуются формулой

$$M_{\text{пуск}} = \frac{M_{\text{maxпуск}} + M_{\text{minпуск}}}{2}.$$

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;

3.3. время пуска при различных технологических процессах работы механизма. Необходимо определить время пуска при подъеме в опускании порожнего грузозахватного приспособления, а также время пуска при подъеме и опускании груза заданной массы. Определение времени пуска для этих случаев производится по формуле

$$M_{\text{пуск}} = M_{\text{ст}} + (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_{\text{п}}} + \frac{Q D_{\text{бар}}^2 n_1}{38,2 u_{\text{м}}^2 a^2 t_{\text{п}} \eta_0}.$$

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;

3.4. 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;

3.5. среднеквадратичный момент, эквивалентный действительной переменной нагрузке. Его определяют по формуле

$$M_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{M_{\text{пуск}}^2 \sum t_{\text{п}} + \sum M_{\text{ст}}^2 t_y}{\sum t}},$$

где $M_{\text{пуск}}$ – средний пусковой момент;

$\sum t_{\text{п}}$ – сумма времен разгона механизма в различные периоды работы и с различной нагрузкой;

$M_{\text{ст}}$ – момент статического сопротивления при данной нагрузке;

t_y – время установившегося движения при этой нагрузке;

$\sum t$ – общая сумма времен включения электродвигателя за один цикл, учитывающая периоды установившегося и неустановившегося движения,

а среднеквадратичную мощность по уравнению

$$P_{\text{ср}} = M_{\text{ср}} n / 9550,$$

где n – частота вращения вала двигателя, об/мин, при моменте $M_{\text{ср}}$, Нм.

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:

$$j = \frac{v_{гр}}{t_n},$$

где $v_{гр}$ – номинальная скорость груза;

t_n – время разгона при подъеме груза номинального веса.

Тема 1.9. Ходовое оборудование

§1.9.1. Общая характеристика

Механизмы передвижения характеризуются видом ходового оборудования, типом привода и трансмиссией, связывающей привод с ходовым оборудованием. Ходовое оборудование классифицируют на рельсокошесное, пневмокошесное и гусеничное, и им определяется тип крана. Приводы применяют электрические, гидравлические и от ДВС.

Ходовое оборудование кранов малых и средних грузоподъемностей должно быть ориентировано на возможность преодоления больших подъемов (до 15°) для самостоятельного выезда из котлованов.

Ходовое оборудование рельсокошесных и гусеничных кранов ориентировано на перемещение внутри строительной площадки. При дальних перевозках они перемещаются на автотранспортных средствах.

Краны с пневмокошесным ходовым оборудованием должны перемещаться своим ходом, как по строительной площадке, так и по дорогам общего пользования, причем желательно со скоростью нормального передвижения грузовых автомобилей. Габариты кранов в этом случае должны удовлетворять требованиям правил дорожного движения.

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).

§1.9.2. Рельсокошесное ходовое оборудование

Крановые ходовые колеса выполняют литыми из стали 40Л и 55Л. Для повышения износостойкости целесообразно изготавливать колеса штампованными и катаными (рис. 70).

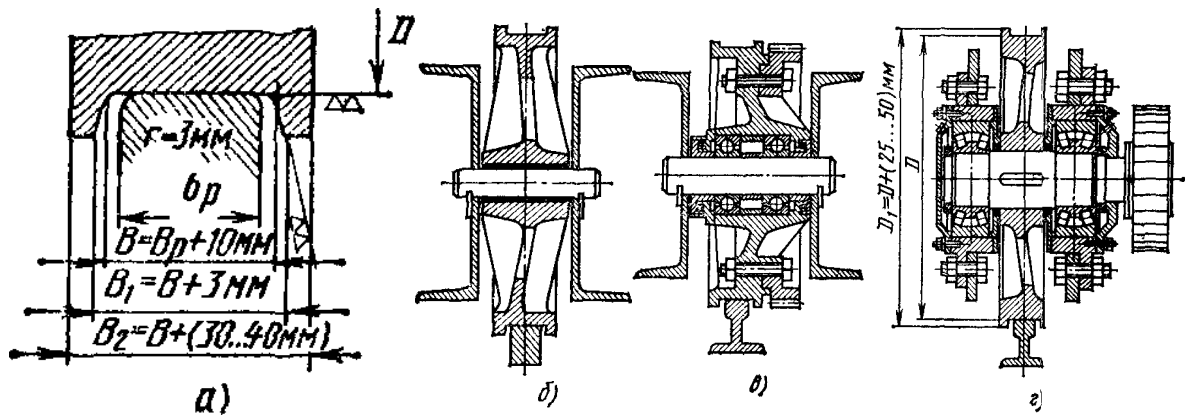


Рис. 70. Установка крановых колес:

а – профиль обода колеса; б – установка ведомого колеса на оси; в – установка ведущего колеса на оси; г – установка ведущего колеса со съемными буксами и консольной шестерней

Ходовые колеса делают двухребордными, чтобы избежать возможного схода крана с рельсов. Ребордные колеса в отдельных случаях могут быть заменены безребордными, с дополнительными горизонтальными опорными роликами.

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 а 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.

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.

При безребордных ходовых колесах роль реборд выполняют направляющие ролики с вертикальной осью вращения. Эти ролики могут перемещаться как по боковым поверхностям подкрановых рельсов, так и по специальным направляющим, закрепленным на верхнем поясе подкрановой балки.

Поверхность катания колес цилиндрическая (рис. 70, а). Ведущие колеса для автоматического центрирования иногда выполняют с коническим ободом. Ходовые

колеса изготавливают диаметром от 250 до 900 мм для нагрузок от 25 до 560 кН. В башенных кранах применяют колеса диаметром 500 мм.

При применении механизмов передвижения с центральным приводом ходовые колеса можно выполнять с коническим ободом с уклоном 1:20. Колеса устанавливают так, чтобы вершины конусов находились вне пролета. Ведомые ходовые колеса во всех случаях имеют цилиндрический обод. Для кранов с отдельным приводом, а также для крановых тележек рекомендуется применять колеса с цилиндрическим ободом.

Рельсы применяют обычно нормальные железнодорожные, а для особо мощных кранов – специальные крановые (ГОСТ 4121).

Для перемещения по стрелам кранов малонагруженных колес кареток используют уголки, швеллеры и балки. Размеры крановых ходовых колес и допускаемые нагрузки на них стандартизованы. Крановые ходовые колеса рассчитывают на основе теории контактных напряжений, возникающих в зоне соприкосновения колеса с рельсом.

При контакте цилиндра с плоскостью или цилиндрического колеса диаметром D_k с рельсом, имеющим плоскую головку шириной b , контактное напряжение

$$\sigma_k = 0,17 \sqrt{\frac{2PE}{D_k b}},$$

где P – действующая на колесо эквивалентная нагрузка; E – модуль упругости материала колеса при сжатии.

При контакте двух цилиндров с взаимно перпендикулярными осями, т. е. цилиндрического колеса диаметром D_k и рельса с выпуклой головкой (для железнодорожных рельсов типов Р38 и Р43 $R_p = 300$ мм; Р50 и Р65 – $R_p = 350$ мм; для крановых рельсов типов КР70 и КР80 $R_p = 400$ мм.) радиусом $R_p \approx D_p/2$, контактное напряжение

$$\sigma_k = \alpha n \sqrt[3]{\frac{4PE^2}{D_p^2}},$$

где α и n – коэффициенты, зависящие от отношения D_k/D_p :

D_k/D_p	1,0	0,9	0,8	0,7	0,6	0,5
αn	0,078	0,08	0,088	0,097	0,114	0,122

Напряжения, определенные по указанным выше формулам приведены к нормальному и могут составлять до 0,7...0,9 предела текучести для стальных колес с термически необработанным ободом. При термически обработанном ободе напряжения можно увеличить примерно на 50%.

Для уменьшения износа колес необходимо предотвращать проскальзывание, комплектуя колеса так, чтобы разность их диаметров была минимальная.

Ходовые колеса или устанавливаются свободно на осях, вращаясь на подшипниках скольжения или качения (рис. 70, б, в), или закрепляются на валах, вращающихся в подшипниках качения (рис. 70, г). Приводными выполняется обычно часть ходовых колес крана (чаще всего половина). Привод ходового колеса, свободно сидящего на оси, осуществляется зубчатым венцом (рис. 70, в). Ходовое колесо, закрепленное на валу, приводится отдельно закрепленным зубчатым колесом (рис. 70, г).

Для передачи на рельс больших сосредоточенных нагрузок несколько (два, три, четыре) ходовых колес устанавливают на одной тележке (рис. 71), которую шарнирно через верхний шкворень присоединяют к конструкции крана. Размещение шарнира должно обеспечить равномерное распределение нагрузки по всем колесам.

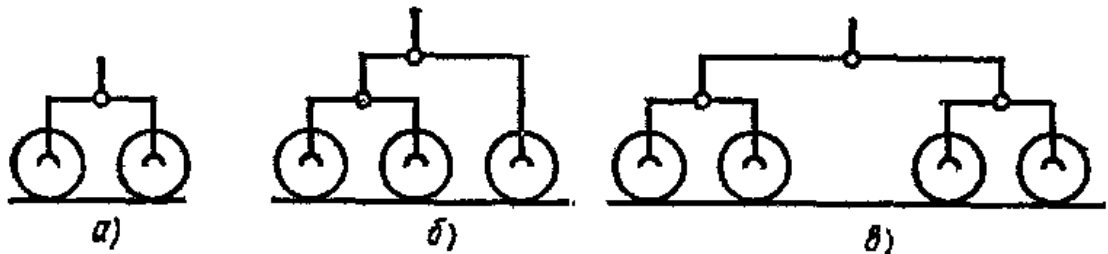


Рис. 71. Схемы многоколёсных тележек

Ходовые колеса тележки (рис. 72) приводятся от электродвигателя 3 через редуктор [червячный 7 или шестеренный] и центральную раздаточную шестерню 1, приводящую зубчатые колеса 2, соосные с ходовыми колесами 8. Механизм снабжен тормозом 6. При приводе одного колеса может быть применен вместо передачи 1–2 выносной редуктор I (рис. 72, б). В червячный редуктор 7 (см. рис. 72, а) встроена зубчатая передача II (см. рис. 72, б), изменяя передаточное число которой, можно изменять скорость передвижения тележки, а, следовательно, и всего крана. Тележка оборудуется захватом 5 (см. рис. 72, а) в виде губок, свободно охватывающих головку рельса, не допускающим подъем тележки выше уровня реборд колес, противоугонным клином и сбрасывающим плужком 4. В трехколесной тележке (см. рис. 72, г) одно из колес делают неприводным. Четырехколесную тележку (см. рис. 71, в) составляют из двух двухколесных связанным балансирам. Тележки, приведенные на рис. 72, являются базовыми для башенных кранов модульной системы. Их изготавливают для нагрузок на колесо 280 и 360 кН при скоростях примерно 20 и 30 м/мин.

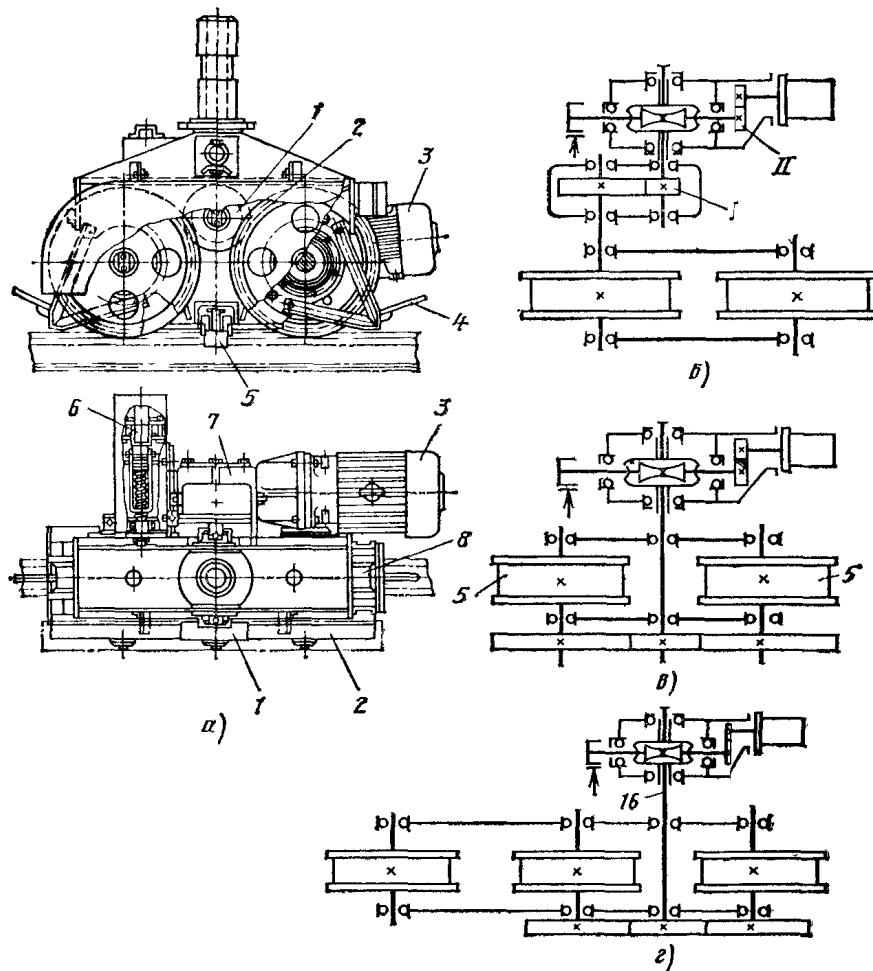


Рис. 72. Тележки:

а-в – двухколесные; г – трехколесная

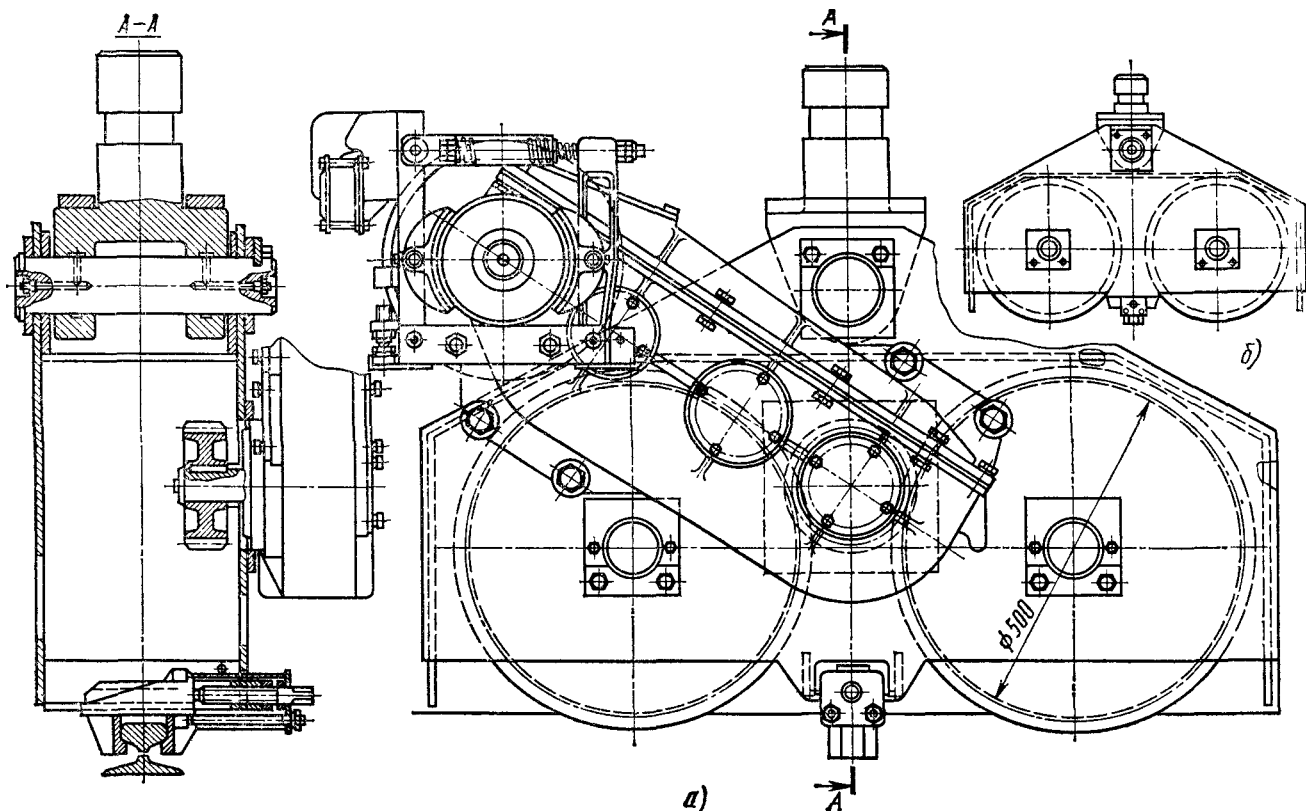


Рис. 73. Опорная тележка:

а – с приводом ходовых колес от шестеренного редуктора; б – неприводная

Принципиальные схемы механизмов передвижения с рельсоколесным ходовым оборудованием

Краны и крановые тележки опираются на ходовые колеса. Колеса, соединенные с приводом, являются приводными (ведущими), а остальные колеса – холостыми (ведомыми).

Возможны случаи, 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. 74, 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.

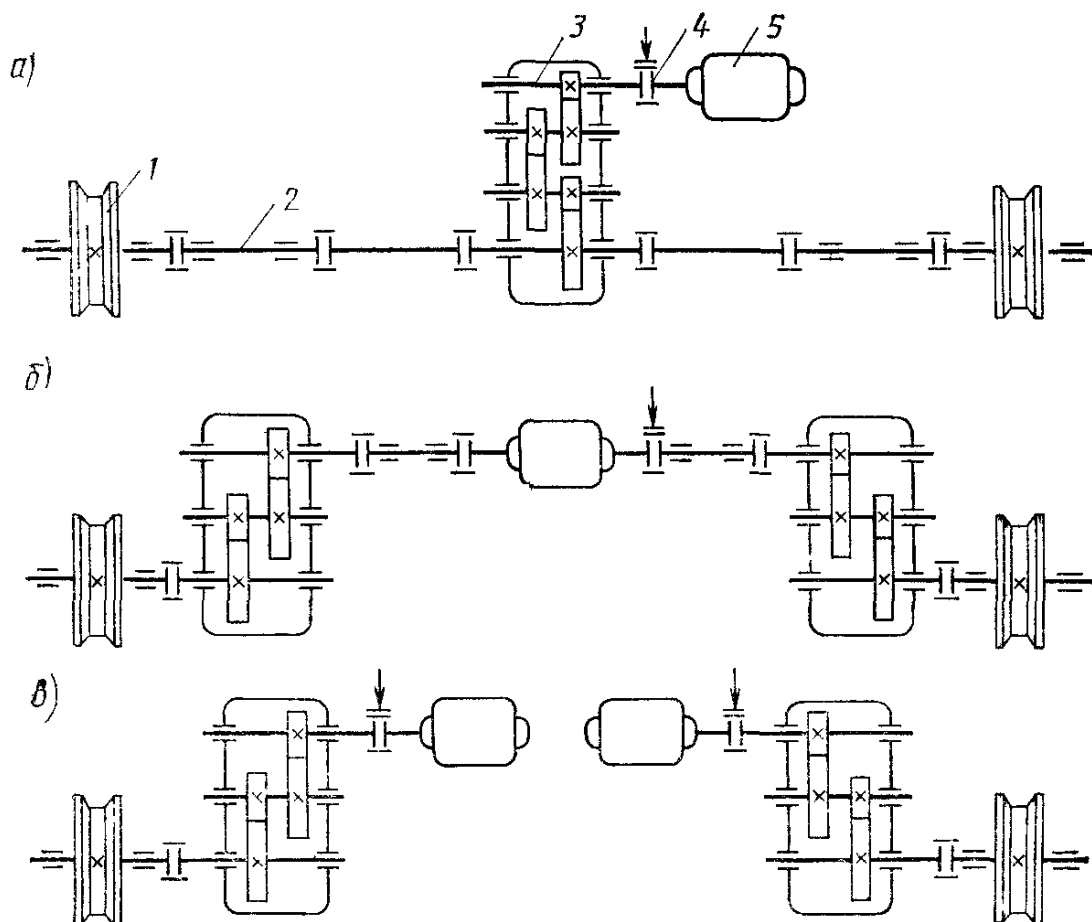


Рис. 74. Схемы механизмов передвижения кранов:
 а – с тихоходным трансмиссионным валом, б – с быстроходным трансмиссионным валом, в – с
 разделным приводом

Механизм передвижения с центральным приводом с быстроходным трансмиссионным валом (рис. 74, 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.

Механизмы передвижения с разделным 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. 74, в). По этой схеме каждая концевая балка моста имеет самостоятельный привод, причем приводы, расположенные на различных концевых балках, связаны только металлоконструкцией крана.

При балочной конструкции моста в настоящее время наибольшее применение имеет раздельный привод.

§1.9.3. Пневмоколесное ходовое оборудование

Пневматические колеса автомобильного типа (ГОСТ 8430 и ГОСТ 12715) используют в кранах, от которых требуются высокая маневренность и возможность передвижения по безрельсовым дорогам, преимущественно с твердым покрытием.

Пневматическое колесо состоит из диска с ободом, на котором монтируются камера и шина, состоящая из ряда прокладок завулканизированных в резиновую оболочку, снабженную протектором различного рисунка (рис. 75, а).

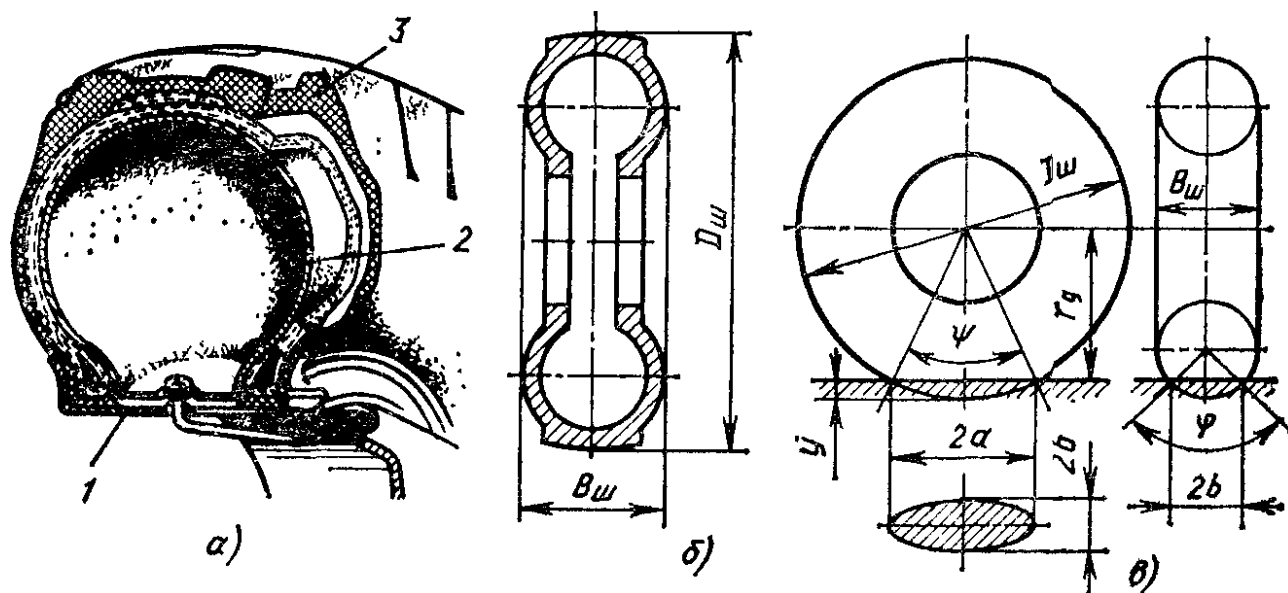


Рис. 75. Пневматическое колесо:

а – разрез по колесу; б – габаритные размеры; в – расчетная схема; 1 – диск с ободом; 2 – камера; 3 – шина

Допустимая нагрузка на пневматические колеса зависит от наружного диаметра шины $D_{ш}$, ее ширины $B_{ш}$ (рис. 75, б), конструкции, количества и типа прокладок, а также от давления в камере и скорости движения. Она регламентируется указанными выше ГОСТами. В связи с тем, что высота крана с пневмоколесным ходовым оборудованием ограничена из-за необходимости проезда под мостами и трамвайно-троллейбусными проводами, в кранах используют колеса средних диаметров с большими слоистостью и шириной профиля с внутренним давлением до 0,5 МПа.

В шасси кранов применяют как неприводные, так и приводные колеса. Для обеспечения высокой проходимости в кранах небольшой и средней грузоподъемностью, двух- и трехосных приводными делают все колеса, в кранах большой грузоподъемностью, четырех-, восьмиосных – половину или несколько больше колес. В двух-, трехосных шасси управляемой делают переднюю ось, в четырех-, восьмиосных для уменьшения радиуса поворота управляемыми делают несколько осей.

На рис. 76 показано (в плане) ходовое оборудование двухосного крана со всеми приводными колесами. Передний мост выполнен с приводными поворотными управляемыми колесами. Поворотный шарнир показан на разрезе А-А. Поворот колес осуществляется гидроцилиндром, управляемым из кабины управления. Для облегчения поворота управляемых колес наружное колесо вращается на втулке свободно. Коробка передач связывается с мостами карданными валами (на рисунке не показаны).

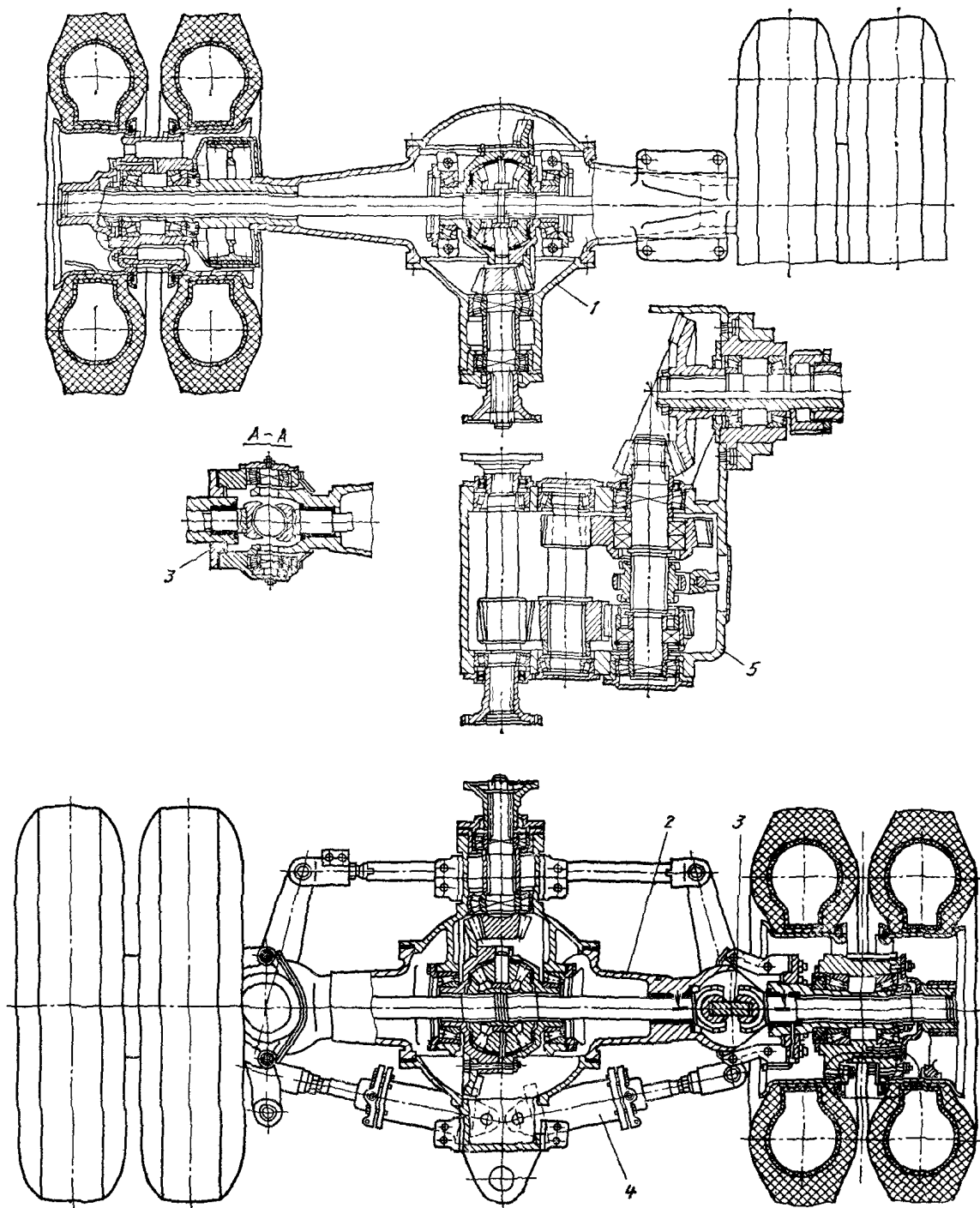


Рис. 76. Ходовое пневмоколесное оборудование крана:

1 – задний мост; 2 – передний МОСТ с приводными поворотными колесами; 3 – универсальный шарнир, обеспечивающий поворот приводного колеса; 4 – гидроцилиндр управления поворотом колеса; 5 – коробка передач

В многоосных пневмоколесных ходовых системах приходится применять разветвленную трансмиссию, чтобы от двигателя привести несколько ведущих мостов. В кранах с гидравлическим приводом для ликвидации этого недостатка используют мотор-колеса с индивидуальным гидроприводом каждого колеса. Питание гидродвигателей от общей насосной системы обеспечивает синхронную частоту вращения валов всех гидродвигателей и прямолинейное движение крана. Для движения по кривой частоту вращения валов гидродвигателей одной стороны следует снижать. Мотор-колесо с гидродвигателем показано на рис. 77.

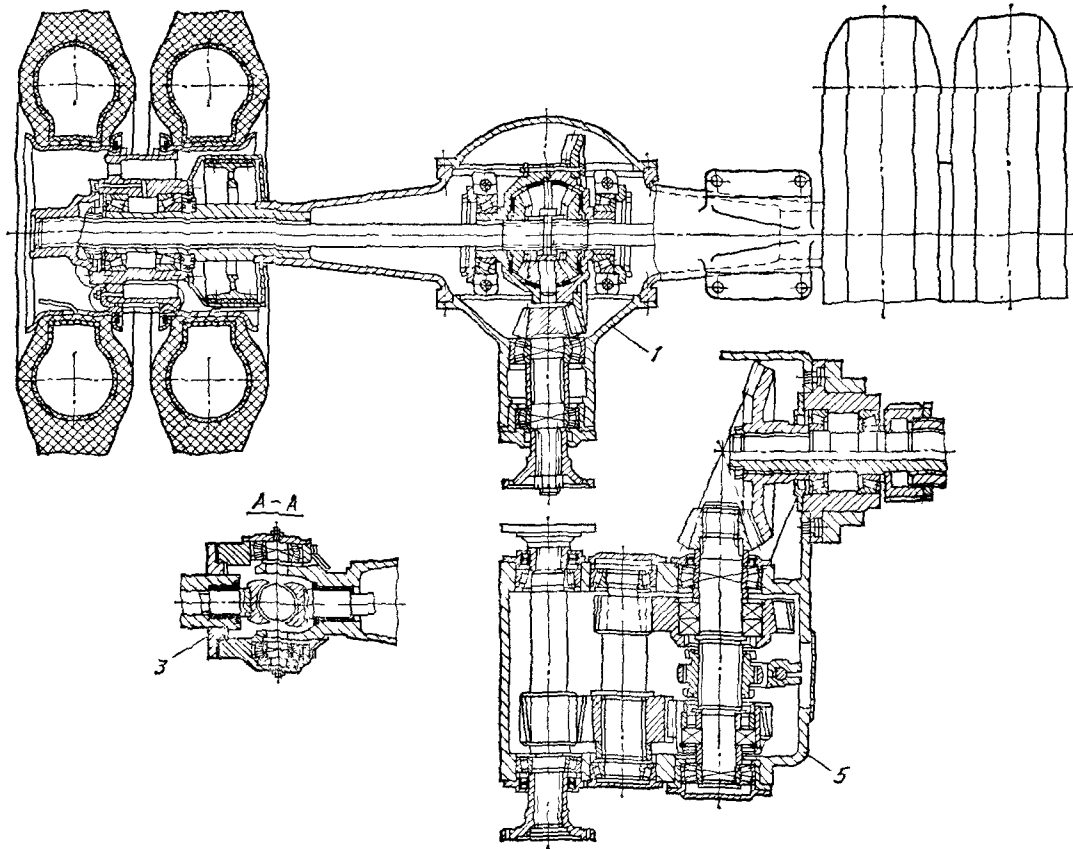


Рис. 77. Мотор-колесо с гидродвигателем:

1 – гидромотор; 2 – ступица поворотного колеса; 9 – обод колеса; 4 – тормозной обод; 5 – тормозные колодки; 6 – ведущая втулка колеса; 7 – водило второй передачи с тормозным ободом 4; 8 – сателлит второй передачи; 9 – водило с ведущей шестерней второй передачи; 10 – сдвоенный сателлит; 11 – вал привода с ведущей шестерней первой передачи

При определении числа ходовых пневмоколес исходят из норм дорожного движения, согласно которым краны при движении по дорогам и мостам должны иметь нагрузку на ось не более 100 кН. Для кранов большой грузоподъемностью (68т и выше) с учетом их редкого воздействия на дорожное полотно допускается нагрузка на ось 120 кН.

Долговечность работы шины требует, чтобы прогиб ее под нагрузкой не превосходил 3,5 % ее диаметра $D_{ш}$ или примерно 15 % высоты профиля.

Ориентировочную зависимость между прогибом шины и приходящейся на нее нагрузкой можно определить из следующих соображений (см. рис. 77, в). Опорная поверхность шины, расположенная ввиду прогиба ее на расстоянии $r_{д}$, меньшем радиуса шины $D_{ш}/2$, будет являться эллипсом с полуосями a и b , которые одновременно являются полухордами при пересечении окружности колеса с линией дороги. При наружном диаметре шины $D_{ш}$ (см) и ширине ее $B_{ш}$ (см)

$$a = 0,5D_{ш} \sin (\psi/2); \quad b = 0,5B_{ш} \sin (\varphi/2)$$

Значения углов можно выразить через размеры $D_{ш}$ и $B_{ш}$ и прогиб y :

$$\cos (\psi/2) = 1 - 2y/D_{ш}; \quad \cos (\varphi/2) = 1 - 2y/B_{ш}.$$

Следовательно,

$$\sin (\psi/2) = \frac{2}{D_{ш}} \sqrt{yD_{ш} - y^2};$$

$$\sin (\varphi/2) = \frac{2}{B_{ш}} \sqrt{yB_{ш} - y^2}.$$

Площадь опорного эллипса

$$F = \pi ab = \pi y \sqrt{(D_{ш} - y)(B_{ш} - y)} =$$

$$= \pi y \sqrt{D_{ш}B_{ш} - y(D_{ш} + B_{ш}) + y^2}.$$

Пренебрегая последними двумя членами подкоренного выражения ввиду их малости по сравнению с первым окончательно получаем

$$F = \pi y \sqrt{D_{ш}B_{ш}}.$$

Ориентировочная допустимая нагрузка на колесо при внутреннем давлении в нем P

$$P = \xi p F = \xi \pi r y \sqrt{D_{ш} B_{ш}},$$

где ξ – коэффициент, учитывающий жесткость покрышки, зависящую от числа прокладок в ней и внутреннего давления в шине ($\xi = 1,05 \dots 0,1$).

Подставив вместо y его значение $0,035 D_{ш}$, получаем:

$$P = 1,1 \cdot 0,035 \pi r \sqrt{D_{ш} B_{ш}} \approx 0,12 r \sqrt{D_{ш}^3 B_{ш}}.$$

При нагрузке P ориентировочный прогиб колеса

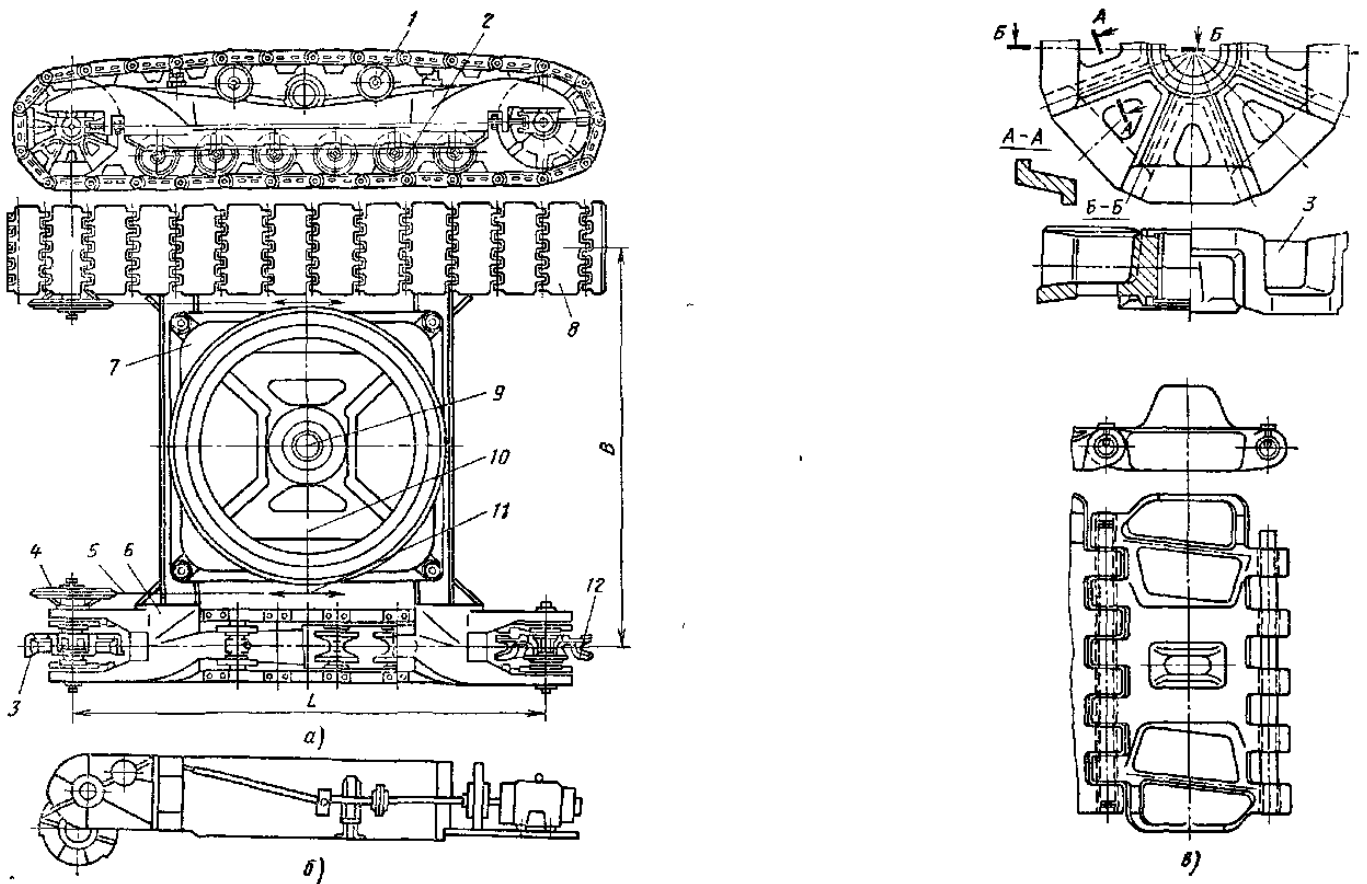
$$y = \frac{P}{\xi \pi r \sqrt{D_{ш} B_{ш}}} \approx 0,3 \frac{P}{r \sqrt{D_{ш} B_{ш}}}.$$

§1.9.4. Гусеничное ходовое оборудование

Гусеничное ходовое оборудование допускает передвижение крана по местности, не имеющей дорог с твердым покрытием. Применяемый в кранах двухгусеничный ход состоит из двух располагаемых по бокам неповоротной рамы крана гусеничных тележек с бесконечными лентами из шарнирно связанных между собой гусеничных звеньев-пластин – траков (рис. 78).

Кран неповоротной рамой опирается через ряд опорных катков на нижнюю внутреннюю поверхность лент. Приводятся гусеничные ленты ведущими колесами от механизма передвижения крана.

Траки выполняют литыми, штампованными или сварными из листового металла. Ввиду большой поверхности соприкосновения с грунтом давление гусениц на грунт получается небольшим, благодаря чему кран может работать на обычных грунтах. При работе на слабых грунтах применяют уширенные гусеницы или настил из досок.



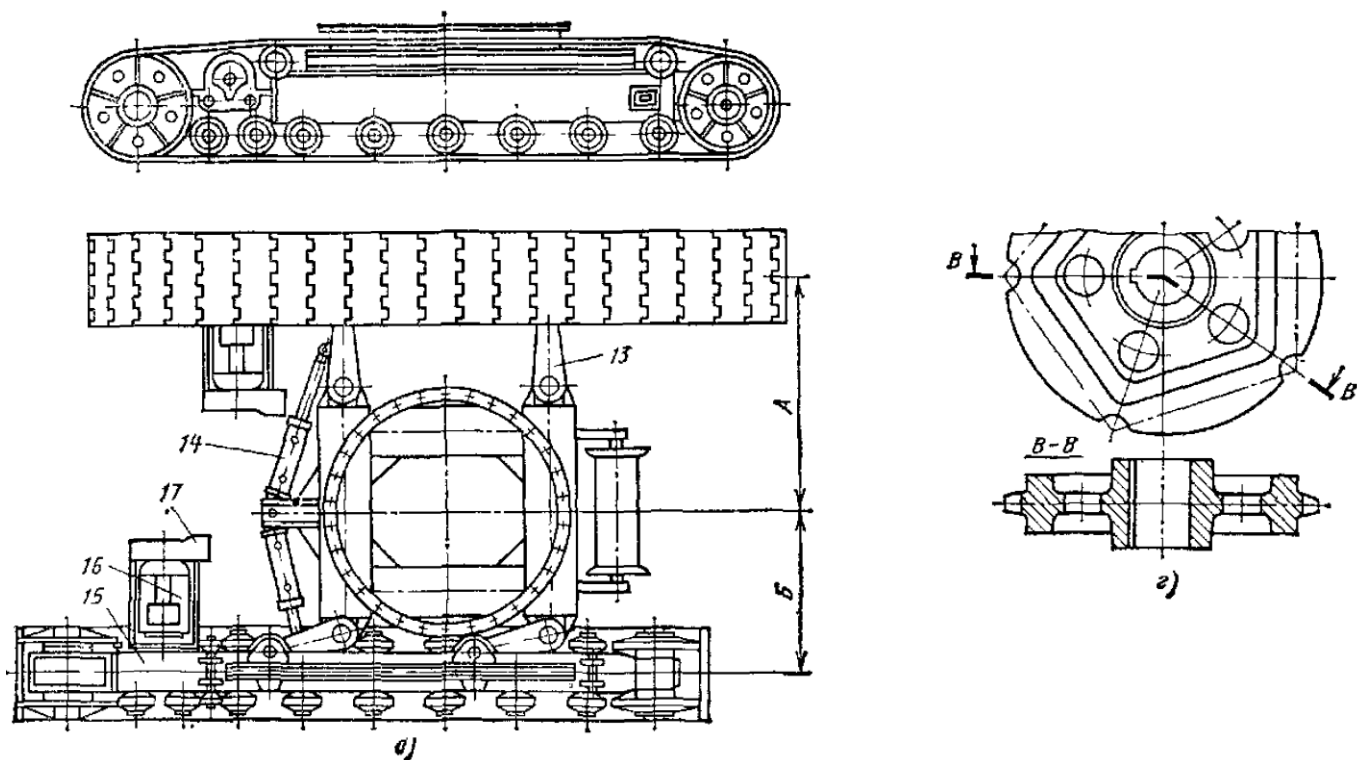


Рис. 78. Гусеничное ходовое оборудование:

а – двухгусеничное с цепным приводом ведущих колес; б – индивидуальный электропривод каждого ведущего колеса; в – ведущее колесо и гусеничное звено при гребневом зацеплении; г – ведущая звездочка при зубчато-цепном зацеплении; д – гусеничное ходовое оборудование с изменяемым положением гусеничных тележек относительно неповоротной рамы крана

Гусеничный ход крана с групповым приводом механизмов состоит из неповоротной рамы 7 (рис. 78, а), к которой с боков жестко присоединены рамы 6 гусеничных тележек. В неповоротной раме установлен механизм передвижения крана, вращаемый вертикальным валом 9 от трансмиссии, размещенной на поворотной части крана. На концах рамы 6 тележки установлены ведущее 3 и ведомое 12 колеса, которые охватывает гусеничная лента 8. На одном валу с приводным колесом 3 размещена звездочка 4, которая связана цепью 5 со звездочкой механизма передвижения 11, укрепленной на горизонтальном валу 10, расположенном поперек хода в плоскости оси вращения поворотной части крана, и конической передачей, связанной с валом 9. Звездочка механизма передвижения свободно вращается на подшипниках и соединяется с приводным валом кулачковой муфты. Такая конструкция обеспечивает возможность поворота крана путем включения одной гусеничной ленты при выключенной второй и ее торможения. Поворот в этом случае происходит относительно заторможенной гусеницы.

В кранах с индивидуальным электроприводом механизмов привод ведущих колес гусеничных тележек осуществляется от отдельных двигателей через цилиндрические (рис. 78, б) или цилиндрические (рис. 78, д) редукторы. Выключение двигателя одной из гусениц обеспечивает поворот гусеничного хода, а включением двигателей в противоположных направлениях вращения – разворот гусеничного хода на месте.

Нагрузка от рам гусеничных тележек на траки передается через ряд неподрессоренных опорных колес 2 (рис. 78, а). Верхняя ветвь гусеничной цепи опирается на ролики 1.

Зацепление ведущего колеса гусеничного хода с траком гусеничной ленты может быть гребневым (рис. 78, в), когда ведущее колесо 3 имеет выступающие кулачки, а траки – выступы (гребни), с которыми эти кулачки при вращении взаимодействуют. Помимо гребневого зацепления в гусеничных кранах малой и средней грузоподъемности применяют и зубчато-цепное зацепление (рис. 78, г), при котором ведущее колесо выполняется в виде звездочки, а гусеничная лента – в виде замкнутой

длиннозвенной цепи, к каждому звену которой прикреплено опорное звено (трак). Такое гусеничное ходовое оборудование имеет меньшую металлоемкость и работает более плавно, чем гусеничные ленты с гребневым зацеплением.

Для обеспечения постоянного натяжения гусеничной ленты (и приводной цепной передачи, если таковая имеется) ведущее и ведомое колеса могут перемещаться в пазах рамы гусеничной тележки и оттягиваться винтом. Натяжение гусеничной ленты создается при перемещении неприводного колеса.

Для обеспечения удобства работы ширина В гусеничного ходового оборудования должна приблизительно быть равна его длине L. При большой ширине усложняется перемещение крана. Ввиду этого краны малой и средней грузоподъемностью иногда выполняют с раздвижными гусеничными тележками (рис. 79). На рис. 78, д раздвижка осуществляется поворотом кронштейнов 13 гидроцилиндром 14. При этом ширина гусеничного хода изменяется с 2Б до 2А. Другой метод изменения ширины гусеничного хода показан на рис. 79; после подъема всего гусеничного хода домкратом при помощи гидроцилиндров последовательно отодвигается от центральной части каждая из гусеничных тележек. Механизм передвижения должен полностью крепиться к гусеничной тележке (см. рис. 78, д). Здесь ведущее колесо 3 приводится редуктором 15 с прифланцованным к нему электродвигателем 16, на хвостовом конце вала которого размещен тормоз 17.

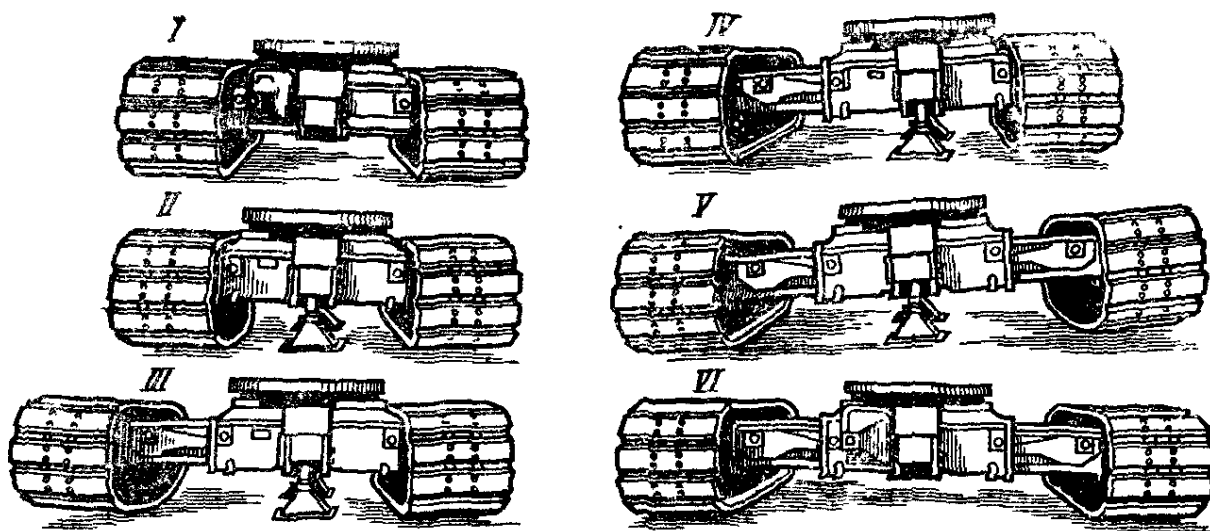


Рис. 79. Схемы изменения ширины гусеничного хода

Элементы гусеничного хода рассчитывают на прочность, исходя из следующих возможных случаев нагружения. Гусеничные звенья рассчитывают на изгиб в предположении, что звено оперто по краям, опорный ролик нагружает его посередине, одновременно работают два гусеничных звена. Пальцы гусеничных звеньев рассчитывают на изгиб и срез от наибольшей окружной силы при передаче всего крутящего момента двигателя на одну гусеницу. Опорные ролики рассчитывают на вертикальную нагрузку и боковые силы, возникающие при развороте гусеничного хода.

Различают две системы гусеничных ходов – с малоопорной (рис. 80, а) и с многоопорной (рис. 80, б) гусеницей. В кранах обычно применяют многоопорный гусеничный ход, в котором к неповоротной раме крана крепятся рамы гусеничных тележек, а от них нагрузка передается на каждое звено гусеницы через ряд опорных колес небольшого диаметра, укрепленных под рамой гусеничной тележки. Фактическое давление на грунт переменное по длине гусеницы и зависит от шага

гусеничной цепи, шага опорных роликов и положения центра масс крана с грузом. Для крана без груза и с грузом на крюке, типовые эпюры давлений приведены на рис. 80, б.

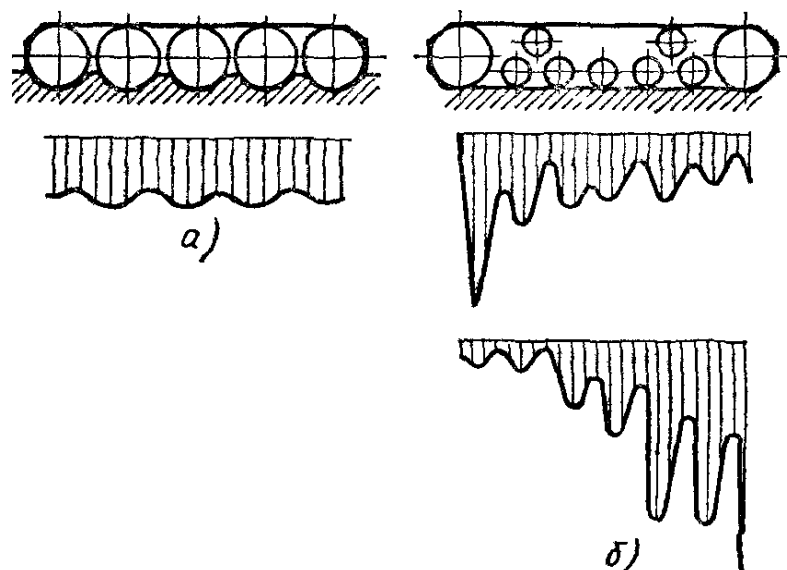


Рис. 80. Системы гусеничных ходов с гусеницей:
а – малоопорной; б – многоопорной

Тема 1.10. Теория и расчет механизмов передвижения

§1.10.1. Сопротивление передвижению кранов

При передвижении кран преодолевает сопротивление, связанное с условиями дороги, по которой он перемещается, внутреннее сопротивление в механизме перемещения, учитываемое КПД механизма, и ветровое воздействие.

Сопротивление W_n передвижению является функцией веса крана G_c , полезной нагрузки Q_c , силы ветра P_v и уклона местности α , по которой кран должен перемещаться (рис. 81, а). Если общий коэффициент сопротивления передвижению w , то сопротивление передвижению, зависящее от указанных выше параметров,

$$W_n = w(G_c + Q_c) \cos \alpha \pm (G_c + Q_c) \sin \alpha \pm P_v.$$

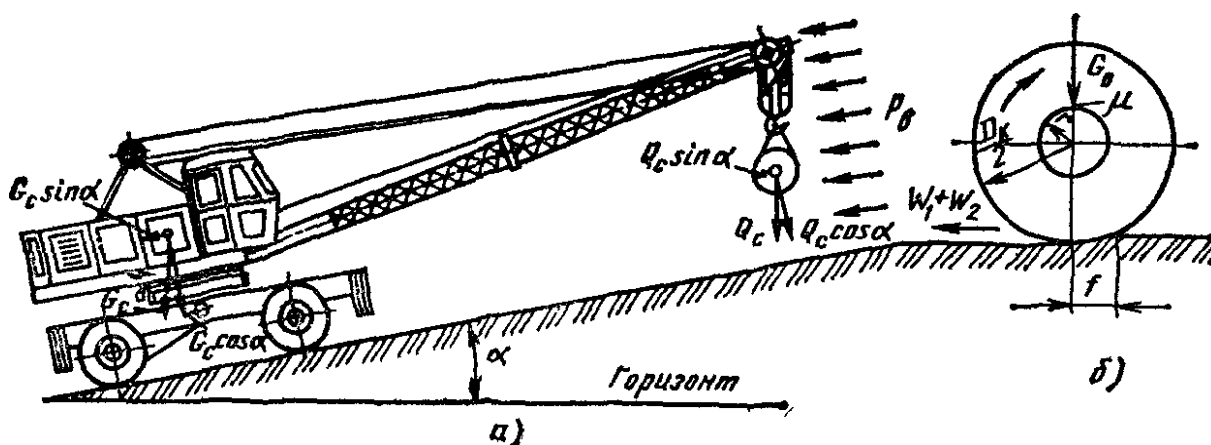


Рис. 81. Схема для определения сопротивления передвижению:
а – крана; б – колеса

Для кранов, передвигающихся по специальным рельсовым путям (башенных, козловых, мостовых), сопротивление передвижению складывается из трех составляющих;

$$W_{\pi} = W_1 + W_2 + W_3,$$

где W_1 – сопротивление при перекачивании колес по рельсу; W_2 – сопротивление в цапфах; W_3 – сопротивление от трения на торцовых поверхностях при боковых нагрузках.

Первые два сопротивления W_1 и W_2 прямо пропорциональны общей нагрузке, приходящейся на ходовые части крана, т. е. весу крана с грузом. Сопротивление W_3 представляет собой суммарное сопротивление от трения реборды колеса о рельс, трения на торцовых частях в ступице и трения от поперечного скольжения колеса по рельсу. Оно зависит от значительного количества весьма неопределенных причин, не может быть определено теоретически и учитывается на основе экспериментальных данных увеличением первых двух сопротивлений пропорционально коэффициенту k_p . Поэтому $W_{\pi} = k_p (W_1 + W_2)$.

Если G_0 – нагрузка (Н) на колесо, D_k – диаметр (м) ходового колеса по кругу катания, $f \approx 0,0007$ м – коэффициент трения качения ходового колеса по рельсу; r – радиус (м) цапф; μ – коэффициент трения в цапфе ходового колеса ($\mu = 0,1$ при подшипниках скольжения и $\mu = 0,01$ при подшипниках качения), то (рис. 81, б)

$$W_1 = \frac{G_0 f}{D_k/2}; \quad W_2 = \frac{G_0 \mu r}{D_k/2}$$

и, следовательно,

$$W_{\pi} = \frac{2G_0}{D_k} k_p (f + \mu r),$$

а коэффициент:

$$\omega = \frac{W_{\pi}}{G_0} = \frac{2k_p}{D_k} (f + \mu r).$$

Числовые значения коэффициента k_p зависят от колеи ходовой части крана и типа применяемых опор и колес (табл. 38).

Табл. 38. Коэффициенты k_p , учитывающие сопротивление передвижению от трения реборды цилиндрического колеса о рельс

Подшипники колес	Краны				
	башенные		мостовые		козловые
	Ширина колеи, м				
	До 6	7 .. 16	17 . 25	26 ... 40	Более 40
Скольжения	1,3	1,4	1,50	1,6	1,8
Качения	2,0	2,2	2,40	2,6	3,2

При применении безребордных колес и горизонтальных опорных роликов значения k_p могут быть снижены приблизительно на 25 %.

Расчетный продольный уклон временных рельсовых путей, по которым могут перемещаться краны, не должен превышать $i = 0,004$. Для башенных кранов он регламентируется СН-73–79; поперечный уклон, необходимый для стока осадков, допускается до 0,008.

Для пневмоколесных и гусеничных кранов коэффициент сопротивления передвижению зависит от типа движителя и качества дороги и определяется обобщенно. Численные средние значения коэффициентов сопротивлений для колесного ω_k и гусеничного ω_r движителей, а также коэффициенты сцепления их ходовых частей с дорогой μ_k и μ_r определяют экспериментально (табл. 39).

Продольные и поперечные предельные уклоны i на обычных безрельсовых автомобильных дорогах и в населенных пунктах зависят от типа дорожного покрытия (табл. 39). В особо сложных условиях (горных районах и др.) уклоны могут быть выше нормальных до 15 %.

Табл. 39. Параметры безрельсовых дорог и коэффициенты сопротивления перемещению и сцепления для пневмоколесных и гусеничных движителей

Покрытие дороги	Расчетный продольный уклон дороги	Движитель			
		пневмоколесный		гусеничный	
		ω_k	μ_k	ω_r	μ_r
Цементобетонное	0,06	0,014	0,70	0,03	0,30
Асфальтированное	0,05	0,015	0,40	0,03	0,35
Булыжное	0,08	0,040	0,45	0,06	0,40
Сухое грунтовое	0,07	0,070	0,70	0,07	0,45
Мягкое песчаное	0,10	0,350	0,55	0,10	0,25
Глубокая грязь	0,07	0,250	0,10	0,12	0,25
Укатанный снег	0,07	0,030	0,25	0,05	0,35

Примечание. Расчетный поперечный уклон дороги составляет 0,01 ... 0,04.

Значения ω_k относятся к пневматическим колесам с внутренним давлением 0,35...0,5 МПа. Для колес с давлением 0,15...0,3 МПа, значения ω_k нужно увеличить на 15...20 %.

Для движителей всех видов момент сопротивления передвижению, т. е. момент на оси ходовых колес при диаметре их D_k равен $M_{\Sigma} = W_{\Sigma} D_k / 2$

При скорости передвижения v_{Σ} (м/с) необходимая частота вращения (об/мм;) ходового колеса диаметром D_k (м)

$$n_k = 60v_{\Sigma} / (\pi D_k).$$

Мощность (кВт) приводного двигателя механизма передвижения

$$N = \frac{W_{\Sigma} v_{\Sigma}}{1000 \eta_M} = \frac{M_{\Sigma} n_k}{9550 \eta_M}.$$

Все остальные параметры определяются как указано в п. 1.2.

Сопротивление передвижению при канатном механизме передвижения. При расчете канатного механизма передвижения (рис. 82) кроме непосредственного сопротивления W_{Σ} от перемещения каретки по пути следует учитывать и добавочные сопротивления; W_{Σ} – от разности натяжений конечных ветвей грузового каната, проходящих через блоки каретки ($W_{\Sigma} = S_1 - S_i$, где натяжения S_1 и S_i являются функциями полезной нагрузки, числа блоков, огибаемых канатом, КПД блоков), и $W_{\Sigma p}$ – от провисания хвостовой ветви тягового каната. Следовательно,

$$W_{\Sigma} = W_{\Sigma} + W_{\Sigma} + W_{\Sigma p}.$$

Обозначим натяжение ветвей каната, считая от участка, идущего к барабану, через $S_1, S_2, \dots, S_{i-1}, S_i$. При КПД одного блока η_0 можно записать

$$S_2 = S_1 \eta_0; \quad S_3 = S_1 \eta_0^2; \quad \dots; \quad S_i = S_1 \eta_0^{i-1}.$$

Следовательно, $S_1 - S_i = S_1 (1 - \eta_0^{i-2}) \cdot C + \eta_0^2 + \dots + \eta_0^{i-2}$.

С другой стороны

$$Q_c + q_c = S_2 + S_3 + \dots + S_{i-1} = S_1 (\eta_0 +$$

Следовательно,

$$S_1 = \frac{Q_c + q_c}{\eta_0 + \eta_0^2 + \dots + \eta_0^{i-2}},$$

откуда

$$S_1 - S_i = (Q_c + q_c) \frac{1 - \eta_0^{i-1}}{\eta_0 (1 + \eta_0 + \eta_0^2 + \dots + \eta_0^{i-3})}.$$

Так как сумма $i-3$ первых членов геометрического ряда

$$1 + \eta_0 + \eta_0^2 + \dots + \eta_0^{i-3} = \frac{1 - \eta_0^{i-2}}{1 - \eta_0},$$

то окончательно

$$S_1 - S_i = (Q_c + q_c) \frac{(1 - \eta_0) (1 - \eta_0^{i-1})}{\eta_0 (1 - \eta_0^{i-2})}.$$

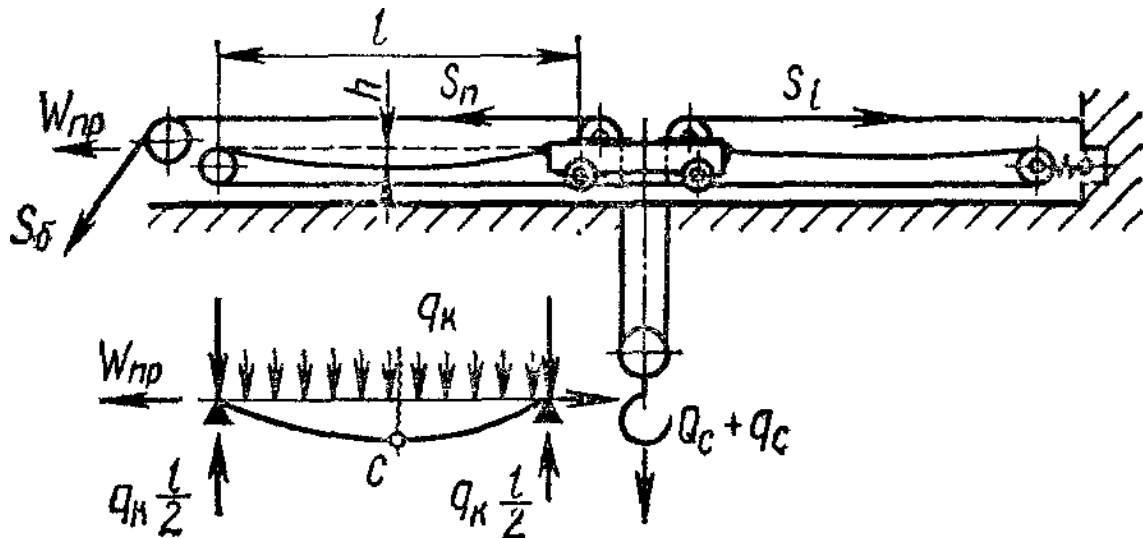


Рис. 82. Схема для определения сопротивления передвижению при канатном механизме передвижения

Сопротивление от провисания хвостовой ветви тягового каната определяется следующим образом. Если h – провес, который можно принимать равным $(0,01 \dots 0,02) l$, где l – длина хвостового каната, и q_k – распределенный вес хвостового каната, то уравнение моментов относительно точки C может быть записано так:

$$q_k \frac{l}{2} \frac{l}{4} - q_k \frac{l}{2} \frac{l}{2} + W_{пр} h = 0,$$

откуда

$$W_{пр} = q_k \frac{l^2}{8h}.$$

Тяговый канат тележки должен быть всегда в натянутом состоянии, так как вследствие его упругого удлинения и вытяжки, а также влияния инерции натяжение каната ослабевает, и тележка передвигается рывками. Для обеспечения натяжения хвостовой блок тягового каната следует подпружинивать. Пружину рассчитывают на усилие $P > 2W_{пр}$.

Ход пружины должен быть достаточным, чтобы возмещать упругие удлинения каната во время работы. Упругое удлинение каната:

$$\Delta l = \frac{2W_{пр} l}{EF},$$

где EF – жесткость каната;

$2l$ – полная длина каната при тележке, находящейся в крайнем положении.

§1.10.2. Сила сцепления крана с опорной поверхностью

При движении по плохим дорогам и по дорогам с большим подъемом колеса могут пробуксовывать, т. е. вращаясь, скользить по поверхности дороги, вследствие

чего кран не может сдвинуться с места. Буксование происходит тогда, когда сопротивление передвижению превышает сцепную силу между ведущими ходовыми колесами и дорогой. Необходимое число ведущих (приводных) колес и определяется из этих соображений.

Обозначим через $\Sigma R_{\text{вед}}$ суммарную нагрузку на ведущие колеса (сцепной вес крана) и через $\mu_{\text{тр}}$ коэффициент сцепления (трения скольжения) при трогании. При передвижении стальных или чугунных колес по стальным рельсам $\mu_{\text{тр}} = 0,12 \dots 0,18$; для пневмоколес и гусеничных гладких траков значения $\mu_{\text{тр}} = \mu_{\text{к}}$ или $\mu_{\text{тр}} = \mu_{\text{г}}$ приведены в табл. 39.

Сила сцепления между ведущими ходовыми колесами и дорогой

$$T = \Sigma R_{\text{вед}} \mu_{\text{тр}}.$$

Движение обеспечивается при условии

$$T = \Sigma R_{\text{вед}} \mu_{\text{тр}} \geq \psi W_{\text{тр}},$$

где $\psi = 1,2 \dots 1,5$ – коэффициент запаса силы сцепления;

$W_{\text{тр}}$ – сопротивление передвижению в период трогания.

Зная $\Sigma R_{\text{вед}}$, определяют необходимое число ведущих колес.

Для гусеничного хода, у которого весь вес является сцепным, из этой зависимости можно найти возможный угол подъема.

§1.10.3. Нагрузки в механизмах передвижения при их работе

Процесс пуска. Уравнение моментов при пуске имеет вид

$$M_{\text{пуск}} = M_{\text{с}} + M_{\text{ин}} = M_{\text{с}} + M_{\text{ин1}} + M_{\text{ин2}}.$$

Момент сил инерции $M_{\text{ин}}$ при пуске состоит из момента сил инерции вращающихся масс механизма $M_{\text{ин1}}$ и момента сил инерции поступательно движущихся масс груза и крана (тележки) $M_{\text{ин2}}$. Момент $M_{\text{ин1}}$ определяется, как в механизме подъема, по зависимости ($M_{\text{ин1}} = (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_{\text{п}}}$). Момент $M'_{\text{ин2}}$, Нм, действующий на валу ходовых колес при тех же допущениях, какие были приняты для механизма подъема, равен

$$M'_{\text{ин2}} = (Q + Q_1) a \frac{D_{\text{х.к}}}{2} = (Q + Q_1) \frac{v}{t_{\text{п}}} \frac{D_{\text{х.к}}}{2} = (Q + Q_1) \frac{\pi D_{\text{х.к}} n_{\text{х.к}}}{60 t_{\text{п}}} \frac{D_{\text{х.к}}}{2},$$

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;

$t_{\text{п}}$ – период неустановившегося движения, с.

Частоту вращения ходового колеса можно выразить через частоту вращения вала n_1 двигателя по соотношению

$$n_{\text{х.к}} = n_1 / u_{\text{м}},$$

где $u_{\text{м}}$ – передаточное число механизма.

Тогда момент силы инерции, действующей на валу ходового колеса, выражается формулой

$$M'_{\text{ин2}} = \frac{(Q + Q_1) D_{\text{х.к}}^2 n_1}{38,2 t_{\text{п}} u_{\text{м}}}$$

и этот же момент, приведенный к валу двигателя,

$$M_{\text{ин2}} = \frac{(Q + Q_1) D_{\text{х.к}}^2 n_1}{38,2 t_{\text{п}} u_{\text{м}}^2 \eta_{\text{м}}}.$$

Подставив в уравнение выражения моментов инерции, получим

$$M_{\text{пуск}} = M_c + (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_{\text{п}}} + \frac{(Q + Q_1) D_{\text{х.к}}^2}{38,2 t_{\text{п}} u_{\text{м}}^2}.$$

В этом уравнении имеются две величины, связанные между собой: время пуска $t_{\text{п}}$ 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 (цепной 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 цепной вес ΔG с достаточной степенью точности определяется по формуле

$$\Delta G = G m / n,$$

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

$$F_{\text{ин}} = \frac{G}{g} a;$$

2) сила сопротивления перемещению $W - W_{\text{пр}}$ от сил трения в цапфах колес, трения качения колеса по рельсу и трения реборд 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

$$W_{\text{пр}} = \Delta G f d / D_{\text{х.к}};$$

3) сила сопротивления ветра рабочего состояния $W_{\text{в}}$ при динамическом давлении ветра, принимаемом по рекомендациям ГОСТ 1451.

Отсюда условие, определяющее отсутствие буксования, имеет вид

$$\Delta G \varphi \geq F_{\text{ин}} + (W - W_{\text{пр}}) + W_{\text{в}}.$$

Для обеспечения надежного сцепления устанавливают коэффициент запаса сцепления $k_{\text{сц}}$: при нормальной работе без ветровой нагрузки $k_{\text{сц}} = 1,2$ и при нормальной работе с ветровой нагрузкой $k_{\text{сц}} = 1,1$. Тогда

$$\Delta G \varphi = k_{\text{сц}} (F_{\text{ин}} + W_{\text{в}} + W - W_{\text{пр}}).$$

Подставив в это уравнение значения сил $F_{\text{ин}}$, $W_{\text{в}}$, W и $W_{\text{пр}}$ после преобразований, получаем максимально допустимое значение ускорения при пуске, при котором обеспечивается заданный запас сцепления:

$$[a] = \left[\frac{m}{n} \left(\frac{\varphi}{k_{\text{сц}}} + f \frac{d}{D_{\text{х.к}}} \right) - (2\mu + f d) \frac{k_{\text{п}}}{D_{\text{х.к}}} - \frac{W_{\text{в}}}{G} \right] g.$$

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:

$$t_{п} = v_{ном} / [a].$$

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 принимает вид

$$M_{пуск} = M'_c + (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_{п}} + \frac{Q_1 D_{x,к}^2 n_1}{38,2 t_{п} u_{м}^2 \gamma_{м}},$$

где M'_c – момент сопротивления передвижению крана (или тележки) без груза:

$$M'_c = G_1 \frac{2u + fd}{2u_{м} \gamma_{м}} k_p.$$

При подстановке в уравнение вычисленного значения времени пуска можно определить пусковой момент, необходимый для создания рекомендуемого ускорения. Оценка пускового момента по уравнению, необходимая для подбора электродвигателя, возможна только при известном значении момента инерции J_1 , поэтому вычисление требуемой мощности двигателя приходится производить с помощью уравнения путем последовательных приближений, задаваясь вначале параметрами двигателя, подобранного 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 определяют фактическое время пуска $t_{п}$ и по уравнению равномерно ускоренного движения – фактическое ускорение $a = v_{ном} / t_{п}$.

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 допустимого значения ускорения $[a]$. В противном случае оказывается необеспеченным рекомендуемый запас сцепления $k_{сц}$ и возможно пробуксовывание ходовых колес.

Фактический запас сцепления при пуске можно определить по уравнению

$$k_{сц} = \frac{\varphi}{\left[\frac{v_{ном}}{g t_{п}} + \frac{W_B}{G_1} + (2u + fd) \frac{k_p}{D_{x,к}} \right] \frac{n}{m} - f \frac{d}{D_{x,к}}} \geq [k_{сц}]$$

Если он оказывается меньше рекомендуемого, 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. 40). Для кранов с жестким подвесом груза эти значения ускорений можно увеличить на 50%.

Табл. 40. Предельные допускаемые средние ускорения и замедления м/с^2 , 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

В механизмах передвижения с раздельным приводом двигатели устанавливаются на каждом приводе. Мощность каждого электродвигателя принимается равной 0,5 общей мощности для обеспечения пускового момента, определенного по формуле. 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 раздельным 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 $k_{сц}$ при работе без ветровой нагрузки должен быть не менее 1,1, а при наличии ветровой нагрузки – не менее 1,05.

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;

$W' = W_{\text{пр}} k_p / z$ – часть общего сопротивления передвижению от веса крана, тележек, груза и от

прижатия катка тягача к пути, приходящаяся на один тягач;

$$W'' = F \frac{2\mu_r}{D_r}$$

– 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 замкнутого 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

$$a_{\tau \max} = \left\{ \left[\frac{m}{n} \left(\frac{\varphi}{k_{\text{сц}}} - f \frac{d}{D_{\text{х.к}}} \right) + (2\mu + f d) \frac{1}{D_{\text{х.к}}} \right] - \frac{W_{\text{в}}}{G} \right\} g.$$

Запас сцепления при торможении

$$k_{\tau \text{сц}} = \frac{\varphi}{\left[\frac{v}{gt_{\tau}} + \frac{W_{\text{в}}}{G} - (2\mu + f d) \frac{1}{D_{\text{х.к}}} \right] \frac{n}{m} + f \frac{d}{D_{\text{х.к}}}} \geq [k_{\text{сц}}].$$

Так как при торможении может не происходить трения реборд о рельсы, то при выводе уравнения 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

$$M_{\tau} + \frac{W_{\tau} D_{x.k}}{2u_{\text{м}} \eta_{\text{м}}} = (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_{\tau}} + \frac{GD_{x.k}^2 n_1 \eta_{\text{м}}}{38,2 t_{\tau} u_{\text{м}}^2} + \frac{W_{\text{в}} D_{x.k} \eta_{\text{м}}}{2u_{\text{м}}} + \frac{W_{\text{укл}} D_{x.k} \eta_{\text{м}}}{2u_{\text{м}}},$$

где W_{τ} – сила сопротивления при торможении, определяемая по формуле выше, 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_{τ} , определяемый по уравнению с учетом ветровой нагрузки рабочего состояния и уклона пути, развивается последовательно двумя ступенями тормоза. Тормозной момент первой ступени $M_{\tau 1}$ определяется по уравнению при отсутствии ветра и при движении по горизонтальному пути. Тормозной момент второй ступени $M_{\tau 2} = M_{\tau} - M_{\tau 1}$ развивается тормозом с задержкой 2–3 с после начала действия момента $M_{\tau 1}$.

Максимальный тормозной момент механизма передвижения крана или тележки, если не заданы дополнительные требования к значению замедления, может быть при практических расчетах определен по уравнению при допускаемых величинах замедления a (см. табл. 40). 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

$$M_{\tau} = k_1 \frac{D_{x.k} \eta_{\text{м}}}{2cu_{\text{м}}} (W_{\text{в.н}} + W_{\text{укл}} - W_{\tau}),$$

где $W_{\text{в.н}}$ – ветровая нагрузка нерабочего состояния;

W_{τ} – сила сопротивления передвижению крана без груза (при $k_p = 1$);

$W_{\text{укл}} = \alpha G$ – 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 выше 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 α :

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 выше тормозной момент M_{τ} не должен превышать момента юза, возникающего при скольжении неподвижных колес крана по рельсам:

$$M_{\tau} \leq M_{\text{юз}} = \frac{\Delta GD_{x.k} \eta_{\text{м}} \varphi}{2u_{\text{м}}}.$$

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 клещевых 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.

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 выше.

§1.10.4. Динамические нагрузки при работе механизма передвижения

Как правило, при передвижении крана с грузом на крюке последний не поднимают высоко над землей и даже с целью уменьшения раскачивания груза его привязывают к крану. Поскольку раскачивание груза повышает динамику его перемещения, рассмотрим случай, когда кран перемещается с грузом на крюке при длинном подвесе в период неустановившегося движения. Так как груз раскачивается, следует предварительно установить законы отклонения его от вертикали.

В начальный момент движения при разгоне крана груз отстает от него (рис. 83). Перемещение крана массой m_k при массе ротора m_p будет x_k , перемещение груза массой m_r относительно крана будет x_r . Ускоряющую силу T примем постоянной.

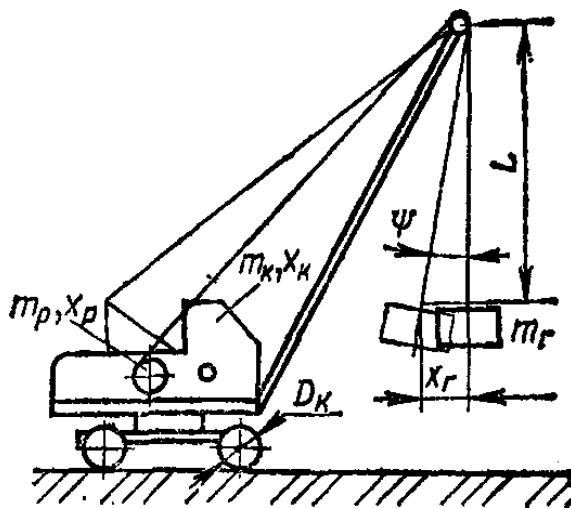


Рис. 83. Схема динамического нагружения при передвижениях крана

Дифференциальные уравнения движения крана и груза имеют вид

$$(m_k + m_p) \ddot{x}_k + m_r g \operatorname{tg} \psi = T; \quad m_r (\ddot{x}_r - \ddot{x}_k) = -m_r g \operatorname{tg} \psi.$$

Так как отклонения груза малы, можно считать, что $\operatorname{tg} \psi = x_r/l$ (где l – длина подвеса).

Поэтому

$$\ddot{x}_k + \frac{m_r}{m_k + m_p} \frac{g}{l} x_r = \frac{T}{m_k + m_p}; \quad -\ddot{x}_k + \ddot{x}_r + \frac{g}{l} x_r = 0.$$

Тогда уравнение движения груза будет

$$\ddot{x}_r + (g/l) \left(1 + \frac{m_r}{m_k + m_p}\right) x_r = \frac{T}{m_k + m_p},$$

или в каноническом виде

$$\ddot{x}_r + p^2 x_r = q,$$

где $p = \sqrt{(g/l) \left(1 + \frac{m_r}{m_k + m_p}\right)}$ – круговая частота колебаний груза.

Полное решение этого уравнения

$$x_r = C_1 \cos pt + C_2 \sin pt + q/p^2.$$

Начальные условия: при $t = 0$ $x_r = 0$, $\dot{x}_r = 0$. Следовательно,

$$x_r = C_1 + q/p^2 = 0, \text{ откуда } C_1 = -q/p^2;$$

$$\dot{x}_r = -C_1 \sin pt + C_2 p \cos pt = 0, \text{ откуда } C_2 = 0.$$

Окончательно перемещение груза

$$x_r = -(q/p^2) \cos pt + q/p^2 = (q/p^2) (1 - \cos pt)$$

или

$$x_r = \frac{Tl}{g(m_k + m_p + m_r)} \left[1 - \cos \sqrt{\frac{g}{l} \left(1 + \frac{m_r}{m_k + m_p} \right)} t \right].$$

$$\cos \sqrt{\frac{g}{l} \left(1 + \frac{m_r}{m_p + m_k} \right)} t = -1.$$

Максимальное отклонение имеет место при

Так как $x_{r \max} = 2Tl / [g(m_k + m_p + m_r)]$, то

$$\dot{x}_r = (q/p) \sin pt = \frac{Tl}{g(m_k + m_p + m_r)} \times \sqrt{\frac{g}{l} \left(1 + \frac{m_r}{m_k + m_p} \right)} \sin \sqrt{\frac{g}{l} \left(1 + \frac{m_r}{m_k + m_p} \right)} t =$$

$$= T \sqrt{\frac{l}{g} \frac{1}{(m_k + m_p)(m_k + m_p + m_r)}} \sin \sqrt{\frac{g}{l} \frac{m_k + m_p + m_r}{m_k + m_p}} t.$$

Как видно из этой формулы, скорость движения груза пропорциональна движущей силе и корню квадратному от длины подвеса.

Подставим значения x_r в уравнение движения крана:

$$\ddot{x}_k = q - Aq/p^2 + A(q/p^2) \cos pt,$$

где $q = \frac{T}{m_k + m_p}$, а $A = \frac{gm_r}{l(m_k + m_p)}$.

Тогда

$$\dot{x}_k = qt - A(q/p^2)t + A(q/p^3) \sin pt + C_1.$$

При $t = 0$ $x_k = 0$, $\dot{x}_k = 0$, следовательно, и $C_1 = 0$.

Перемещение

$$x_k = qt^2/2 - Aq^2/(2p^2) - A(q/p^4) \cos pt + C_2.$$

При $t = 0$ $x_k = 0$ и $C_2 = Aq/p^4$.

Следовательно, перемещение

$$x_k = qt^2/2 - Aq^2/(2p^2) + A(q/p^4) (1 - \cos pt).$$

Для определения нагруженности упругого звена с учетом отдельного движения масс груза m_r при раскачивании и масс крана m_k запишем дифференциальное уравнение движения массы ротора:

$$m_p \ddot{x}_p + (x_p - x_k) k_M = T + W,$$

где k_M – жесткость механизма, приведенная к ходовым колесам;

W – сила сопротивления передвижению;

T – ускоряющая сила;

$T + W$ – полная движущая сила, приведенная к ходовым колесам крана.

Дифференциальное уравнение движения крана с учетом воздействия горизонтальной составляющей веса груза имеет вид

$$m_k \ddot{x}_k - (x_p - x_k) k_M = -W - m_r g x_r / l.$$

Умножим первое уравнение на m_k , второе на m_p , вычтем второе из первого, разделим все члены на коэффициент при вторых производных и обозначим $\ddot{x}_p - \ddot{x}_k$ через \ddot{x}_0 и $x_p - x_k$ через x_0 , тогда получим:

$$\ddot{x}_0 + \frac{m_k + m_p}{m_k m_p} k_M x_0 = \frac{T}{m_p} + \frac{W}{m_k} + \frac{W}{m_p} + \frac{m_r}{m_k} g x_r / l.$$

Подставив ранее определенное значение отклонения груза x_r , окончательно найдем:

$$\ddot{x}_0 + \frac{m_k + m_p}{m_k m_p} k_M x_0 = \frac{T}{m_p} + W \frac{m_k + m_p}{m_k m_p} +$$

$$+ \frac{m_r}{m_k} \frac{T}{m_k + m_p + m_r} (1 - \cos pt)$$

или

$$\ddot{x}_0 + k^2 x_0 = B_1 + B_2 + B_3 \cos pt.$$

Решение этого уравнения приведено в работе:

$$x_0 = \frac{T}{m_p k_1^2} (1 - \cos k_1 t) + \frac{T m_r (g/l) (\cos k_1 t / k_1^2 - \cos k_2 t / k_2^2)}{m_k (m_k + m_p) (k_1^2 - k_2^2)} +$$

$$+ \frac{T m_r g / l}{k_1^2 k_2^2 m_k (m_k + m_p)} + \frac{W}{k_M},$$

$$\text{где } k_1 = \sqrt{\frac{k_M(m_K + m_P)}{m_K m_P}}; \quad k_2 = \sqrt{\frac{g}{l} \left(1 + \frac{m_r}{m_K + m_P}\right)}.$$

Максимальная сила $N = x_0 k_M$, воспринимаемая упругим звеном, является функцией избыточного момента в периоды неустановившегося движения при пуске и торможении. Если кратность пускового момента по отношению к моменту сопротивления передвижению равна φ , т. е. избыточная ускоряющая сила $T = W(\varphi - 1)$, то

$$N_{\max} = T \frac{m_K + m_r}{m_K + m_P + m_r} + \sqrt{\frac{(m_K + m_P)}{m_K + m_P + m_r} \left[W(2T + W) + T^2 \frac{m_K + m_P}{m_K + m_P + m_r} \right]} + W.$$

Из этой формулы следует, что для снижения динамической силы следует увеличивать m_P , что часто и делают, навешивая на ротор маховик.

Значение коэффициента φ для крановых электродвигателей велико (2...3), поэтому применение электродвигателей с короткозамкнутым ротором для приводов передвижения кранов неприемлемо. Следует при трехфазном токе применять электродвигатели с фазным ротором и тремя-четырьмя ступенями его выключения. Более целесообразно использовать приводы, обеспечивающие глубокое плавное регулирование скорости, такие, как электрические и гидравлические. Для механизмов передвижения пневмоколесных кранов целесообразно применять регулируемый и стояночный тормоза.

Пример. Определить значение динамической силы, воспринимаемой упругим звеном механизма передвижения крана при следующих данных. Кран стреловой пневмоколесный (типа КС-6361) с механизмом передвижения, имеющим привод от электродвигателя переменного тока с фазным ротором. Грузоподъемность крана $Q = 16$ т на вылете 4,5 м от оси вращения; стрела длиной $L_c = 15$ м; полная высота подъема при этом вылете $H = 14,5$ м; длина подвеса $l = 10$ м; скорость передвижения $v = 18 \dots 240$ м/мин $\approx 0,3 \dots 4$ м/с. Ходовое оборудование пневмоколесное. Масса крана $m_K = 50$ т.

При движении крана по хорошей дороге с подъемом $0,5^\circ$ коэффициент сопротивления передвижению при установившемся движении $W_P = 0,025$ (табл. 40).

При этом кран без груза может передвигаться со скоростью 4 м/с.

Вес крана $G_c = 50g = 490$ кН. КПД механизма $\eta_M = 0,82$.

Необходимая мощность двигателя

$$N_{дв} = \frac{G_c v W_P}{1000 \eta_M} = \frac{490 \cdot 10^3 \cdot 4 \cdot 0,025}{1000 \cdot 0,82} \approx 60 \text{ кВт.}$$

В период разгона коэффициент сопротивления передвижению значительно повышается ($W_P \approx 0,125$), но соответственно должна снижаться скорость.

Можно применить электродвигатель типа МТМ 612-10, мощностью 60 кВт при ПВ = 25 % с частотой вращения вала $n_{дв} = 575$ об/мин; момент инерции ротора $J_P = 5,25$ кг·м²; кратность максимального момента $\varphi = 2,8$.

При нормальной скорости передвижения $v = 4$ м/с и диаметре ходовых колес $D_K = 1,237$ м необходимое постоянное передаточное число трансмиссии

$$u_M = \frac{n_{дв} \pi D_K}{60v} = \frac{575 \cdot 3,14 \cdot 1,237}{60 \cdot 4} = 9,3.$$

Переменное передаточное число трансмиссии для пневмоколесных кранов $u_{пер} = 6,3$.

Следовательно, усилие, создаваемое двигателем в период пуска на периферии ходовых колес,

$$P_{дв \max} = \frac{1000 N_{дв} \varphi u_M u_{пер} \eta_M}{1000 \pi D_K n_{дв} / 60} = \varphi \frac{60 \cdot 9,3 \cdot 6,3 \cdot 0,83}{3,14 \cdot 1,237 \cdot 575 / 60} = 80 \varphi.$$

Сопротивление передвижению в период разгона

$$W_{пер.р} = W_P G_c = 0,125 \cdot 490 = 61,5 \text{ кН.}$$

Избыточная сила

$$T = P_{дв.р} - W_{пер.р} = 80\varphi - 61,5 \text{ кН.}$$

Предельное усилие по сцеплению при числе ведущих колес, равном общему их числу, и коэффициенте сцепления колес с дорогой (цементобетонное шоссе)

$$\mu = 0,7 \\ P_{дв.сц} = \mu G_c = 0,7 \cdot 490 = 345 \text{ кН,}$$

т. е. избыточная сила $P_{дв.сц}$ может быть создана, даже если двигатель будет включаться сразу на полную скорость и между ним и трансмиссией будет отсутствовать какое-либо пробуксовывающее устройство, например, муфта скольжения.

Масса ротора и связанных с ним элементов механизма, приведенная к периферии колеса,

$$m'_P \approx \frac{1,25 J_P u_M^2 u_{пер}^2}{(D_K/2)^2} = \frac{1,25 \cdot 5,25 \cdot 9,3^2 \cdot 6,3^2}{(1,237/2)^2} = 60 \text{ 000 кг} = 60 \text{ т.}$$

Масса крана $m_K = 50$ т; масса груза $m_r = 16$ т.

Применяя ступенчатое повышение скорости с параметрами $\varphi = 1,25$ и $\varphi = 1,6$, максимальную силу,

определим на основании следующих расчетов.

Преобразуем формулу, определяющую N_{\max} , заменив

$$T = W(\varphi - 1) \text{ и } \frac{m_k + m_r}{m_k + m_p + m_r} = A = \frac{50 + 16}{50 + 60 + 16} \approx 0,52.$$

Тогда

$$N_{\max} = TA + \sqrt{A[W(2T + W) + T^2A]} + W$$

и после дальнейших преобразований

$$N_{\max} = W[A(\varphi - 1) + \sqrt{AC} + 1],$$

где $C = 4\varphi - \varphi^2 - 2$.

Коэффициент динамичности $K_d = N_{\max}/W = A(\varphi - 1) + \sqrt{AC} + 1$. Тогда

для различных значений φ :

φ	1,25	1,6	2,8
$A(\varphi - 1)$	0,13	0,31	0,93
\sqrt{AC}	0,86	0,98	0,86
$K_d = A(\varphi - 1) + \sqrt{AC} + 1$	1,99	2,29	2,79

Приведенные подсчеты показывают необходимость и обоснованность плавного управления механизмами передвижения. Если учесть, что груз с краном представляют собой общую массу, коэффициенты динамичности можно уменьшить на $1/3$ их значения.

Тема 1.11. Теория и расчет механизмов изменения вылета

Изменение вылета стреловых и поворотных кранов производят либо *перемещением тележки по горизонтальному или наклонному поясу стрелы*, либо *изменением наклона стрелы крана в вертикальной плоскости*. Механизмы первого типа аналогичны механизмам передвижения и рассматриваются аналогично.

Известны несколько способов изменения вылета:

передвижением грузовой каретки по горизонтальной стреле;

изменением угла наклона подъемно-опускной стрелы;

выдвижением отдельных секций телескопически раздвижной стрелы;

изменением взаимного расположения отдельных секций шарнирно-сочлененной стрелы.

По методу реализации указанных способов различают стрелы, в том числе состоящие из нескольких жестко связанных между собой секций, *подвешенные на стрелоподъемном канатном полиспасте*, что обычно имеет место при электроприводе механизмов, и стрелы, в том числе состоящие из нескольких подвижных одна относительно другой секций, *опирающиеся на шток гидротолкателя*, что имеет место при гидроприводе механизмов. Существуют и комбинированные способы. Например, при изменении вылета раздвижением секций в телескопических стрелах часть секций выдвигается гидроцилиндром, а часть канатными полиспастами, связанными с гидроцилиндрами.

При изменении вылета крюка *передвижением каретки* по стреле вылет крюка отличается от вылета стрелы, который остается неизменным. Во всех других случаях вылет крюка и вылет стрелы адекватны, так как крюковая обойма с крюком подвешена к головным блокам стрелы. При этом изменение вылета, т. е. изменение абсциссы крюка, приводит и к изменению его ординаты, т. е. изменению положения крюка по высоте.

Это приводит к неудобству производства монтажно-перегрузочных работ, а также к повышенной затрате энергетических ресурсов на ненужный по условиям рабочего процесса подъем груза.

Поэтому механизм изменения вылета целесообразно выполнять по такой схеме, при которой при изменении вылета стрелы и крюка ордината положения крюка остается неизменной; это достигается как использованием комбинированной запасовки канатов грузоподъемного и стрелоподъемного механизмов, так и применением шарнирно-сочлененных стрел, причем в некоторых конструкциях

последних с уравниванием переменного момента, создаваемого специальным подвешенным подвижным противовесом.

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 неуравновешенной стрелой. В этом случае для изменения вылета к стреле необходимо приложить силу F (рис. 84); ее определяют из уравнения моментов всех сил, действующих на стрелу при вылете L , относительно точки O :

$$\sum M_o = G_{гр}L + G_c b - Fh - Se + W_r H + W_c c = 0,$$

где $G_{гр}$ – вес груза;

G_c – вес стрелы;

S – натяжение каната механизма подъема груза;

W_r и W_c – ветровые нагрузки рабочего состояния, действующие соответственно на груз и на стрелу;

b, h, e, H, c – плечи действия сил по рис. 84.

Отсюда

$$F = \frac{G_{гр}L + G_c b - Se + W_r H + W_c c}{h}.$$

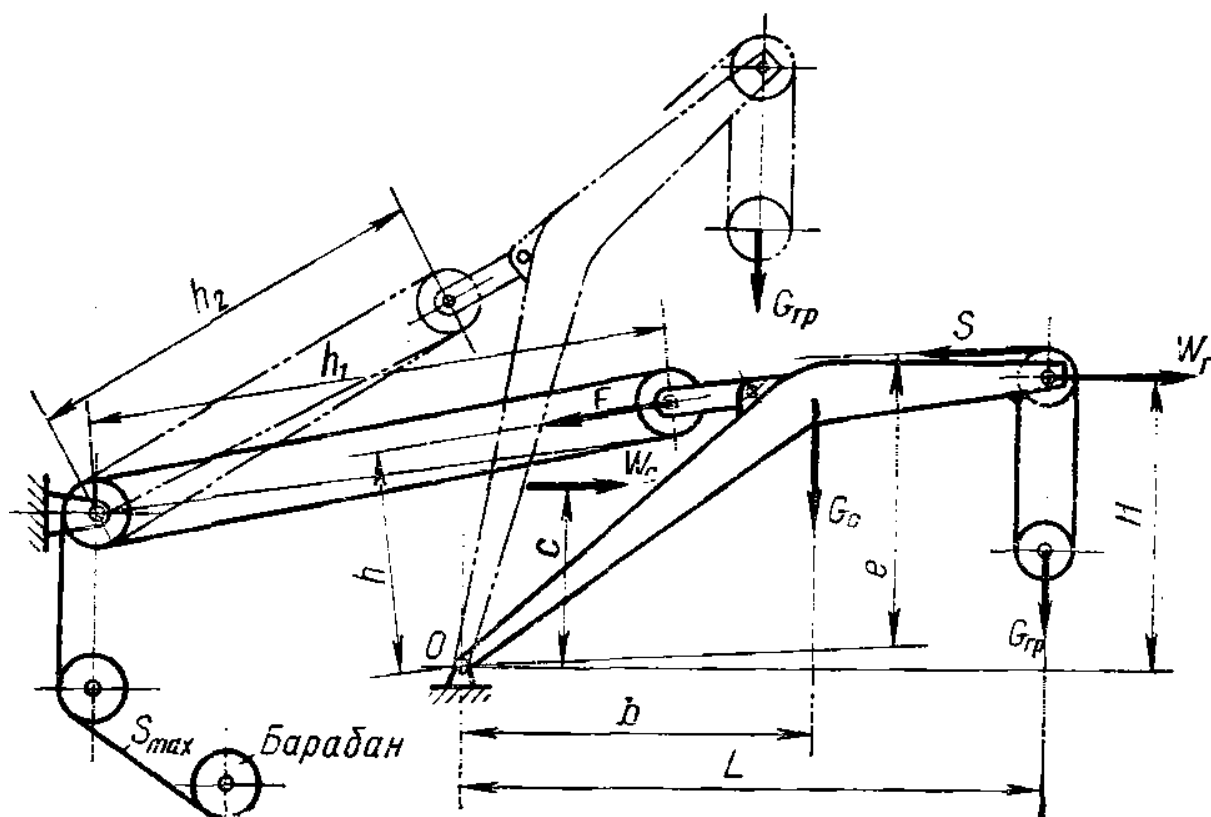


Рис. 84. Схема механизма изменения вылета стрелы с гибкой связью

Увеличение плеча h и плеча e относительно оси поворота стрелы приводит к уменьшению требуемой силы F . Для кранов, работающих 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 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 (рис. 84)

$$\Delta h = h_1 - h_2.$$

Тогда средняя скорость навивки каната на барабан

$$v_{\text{кан}} = \frac{\Delta h a}{t}$$

где $\Delta h a$ – длина каната, навиваемого 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.

Наибольшая мощность (кВт) при установившемся движении, соответствующая максимальному вылету при силе S_{\max} (Н),

$$P_{\max} = \frac{S_{\max} v_{\text{к}}}{1000 \eta_{\text{м}}}.$$

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. 85.

Самым распространенным является реечный механизм (рис. 85, 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. 85, 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.

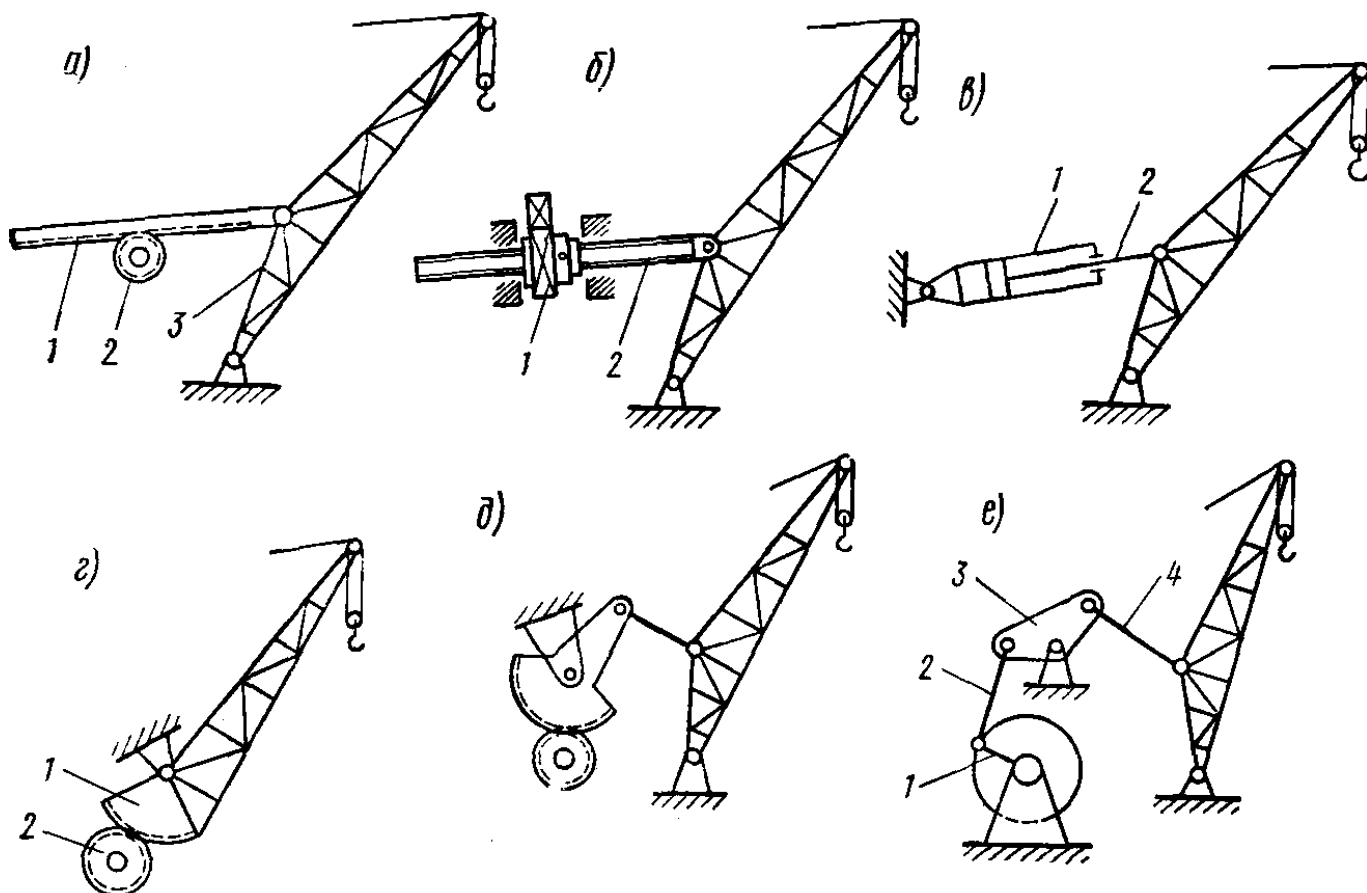


Рис. 85. Схемы механизмов изменения вылета

Гидравлический механизм (рис. 85, 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. 85, 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. 85, д) несколько проще и легче секторного.

Кривошипно-шатунный механизм (рис. 85, 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 $G_{с1}l$ 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. 86). При качании стрелы, если

плечо l ее центра тяжести удаляется от оси качания, плечо a центра тяжести противовеса также увеличивается.

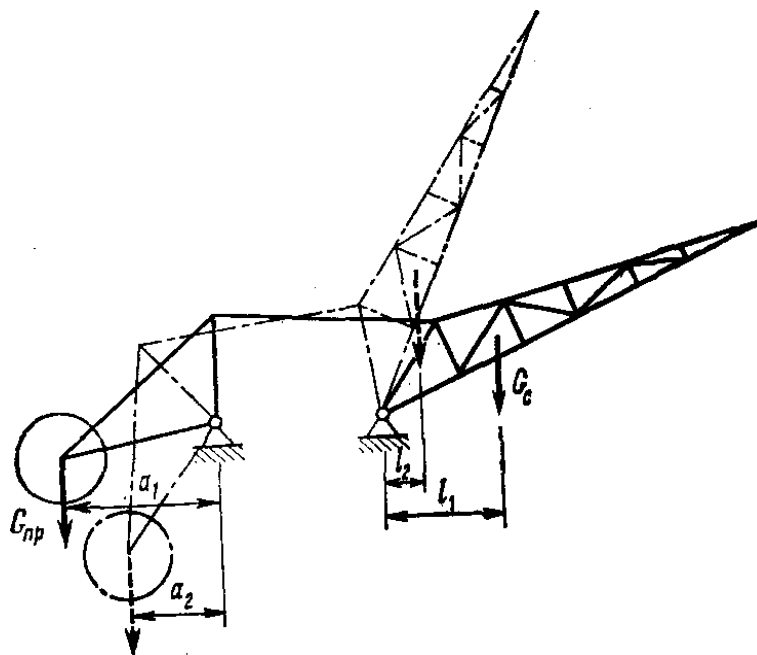


Рис. 86. Схема уравнивания стрелы

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 устанавливают 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 независимо от положения стрелы. *Эти устройства выполняют в виде уравнительных полиспастов или уравнительных барабанов*.

В системе с уравнительным полиспастом (рис. 87) 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 подъемного каната в обоих полиспастах, т. е.

$$L = a_y h + a_n H = \text{const},$$

где a_y и a_n – кратности соответственно уравнительного и подъемного полиспастов.

При изменении вылета стрелы уменьшение длины каната в уравнительном полиспасте приводит к увеличению длины каната в подъемном полиспасте

$$(h - h_1) a_y = (H_1 - H) a_n.$$

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 перекатывания по блокам при изменении вылета.

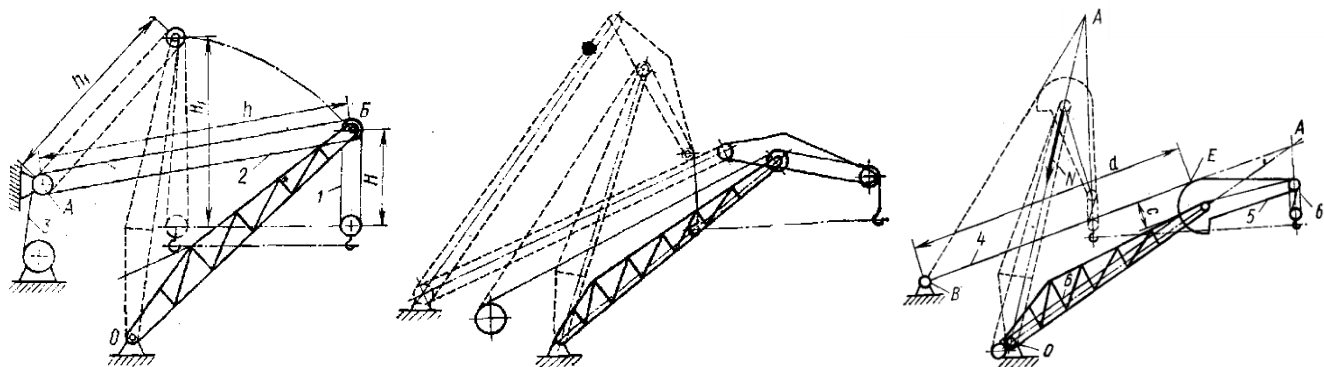


Рис. 87. Схемы устройств для обеспечения горизонтального перемещения груза при изменении вылета стрелы

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. 87) 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. 87) с гибкой оттяжкой канат 4, огибающий криволинейную часть хобота 5, закреплен одним концом на хоботе. Кинематически эта система представляет собой также шарнирный четырехзвенник с переменной длиной стороны c и оттяжки d . При повороте хобота канат 4 перекатывается 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.

Горизонтальное перемещение груза при изменении наклона стрелы. Как уже отмечалось, при изменении вылета крюка наклоном стрелы изменяется и ордината груза, подвешенного к стреле. Применяя специальные устройства, можно получить приблизительно горизонтальное перемещение груза.

Осуществляют это следующим образом. Одна концевая (рабочая ветвь 1 (рис. 88, а) грузового полиспаста 2 наматывается на грузовой барабан 3. Вторая концевая ветвь 4 (которая в обычных конструкциях крепится к стреле) по данной схеме наматывается на стрелоподъемный барабан 5 в направлении, обратном намотке концевой ветви каната 6 стрелоподъемного полиспаста 7, поэтому при подъеме стрелы, т. е. при наматывании стрелового каната на барабан (что в обычных кранах связано с подъемом грузового крюка), грузовой канат будет сматываться с барабана. При опускании стрелы процесс будет обратный.

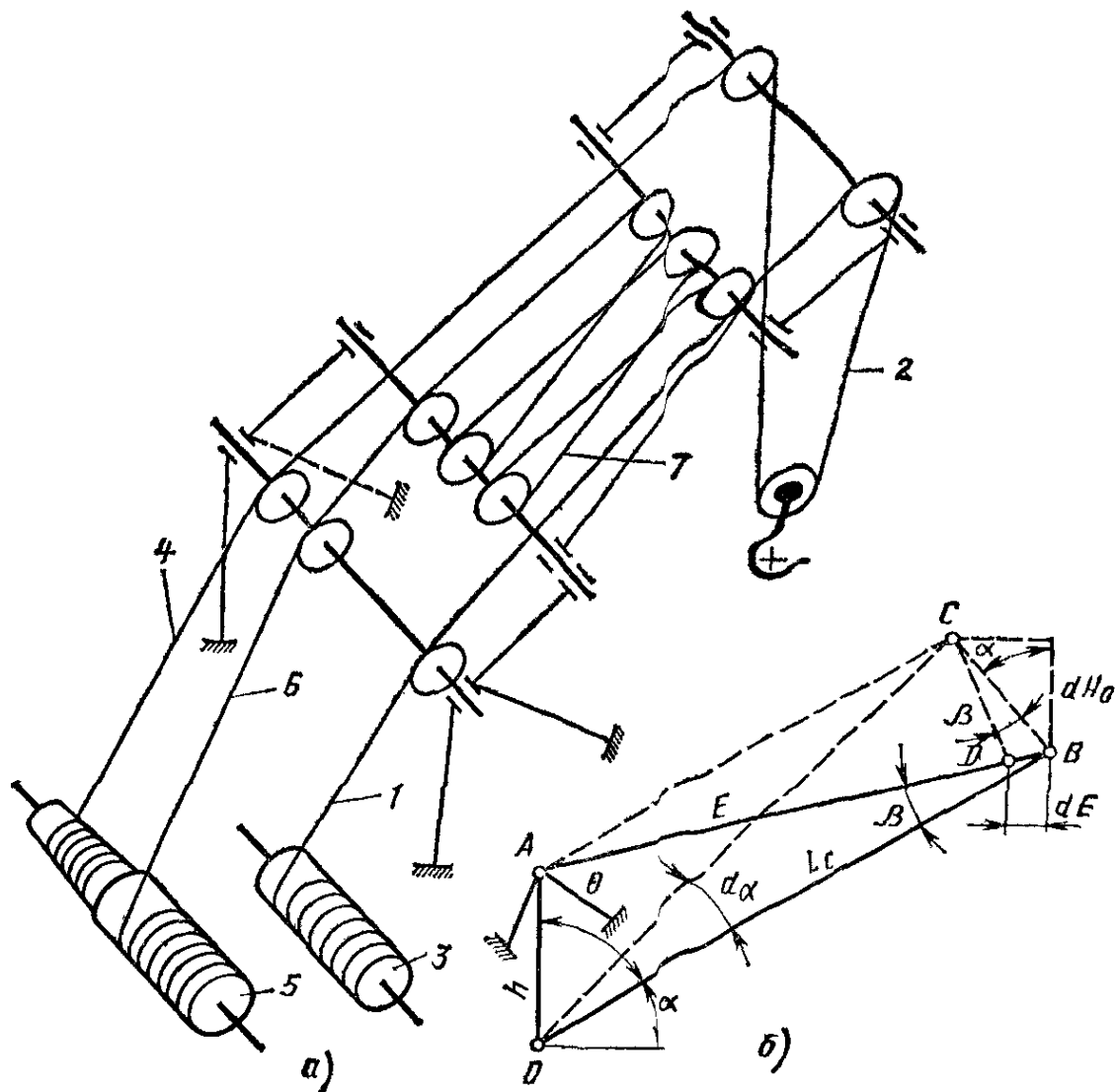


Рис. 88. Схемы связанных полиспаста – грузоподъемного и стрелового – для обеспечения приблизительно горизонтального перемещения груза при изменении вылета:
а – общая; б – расчетная

Соответствующим подбором кратностей полиспастов при конкретных параметрах крана (длине стрелы, координатах пяты стрелы и др.), а также выбором диаметра и конфигурации барабана стрелоподъемной лебедки (например, при коническом барабане) можно обеспечить почти горизонтальное перемещение груза при изменении вылета стрелы.

Все механизмы изменения вылета, как и механизмы подъема, снабжаются тормозами нормально закрытого типа, автоматически размыкающимися 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 не вращающемся 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 Правил по кранам, имеют те же значения, что и для механизма подъема.

В передвижных стреловых кранах на автомобильном или гусеничном ходу изменение вылета с помощью качания стрелы в вертикальной плоскости сопровождается применением телескопических стрел, 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. Телескопические стрелы чаще всего выполняются в виде балочных конструкций коробчатой формы. На рис. 89 показана стрела автокрана, представляющая собой телескопическую балку с разгруженным поршневым гидроцилиндром 2. Телескопическая балка состоит 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.

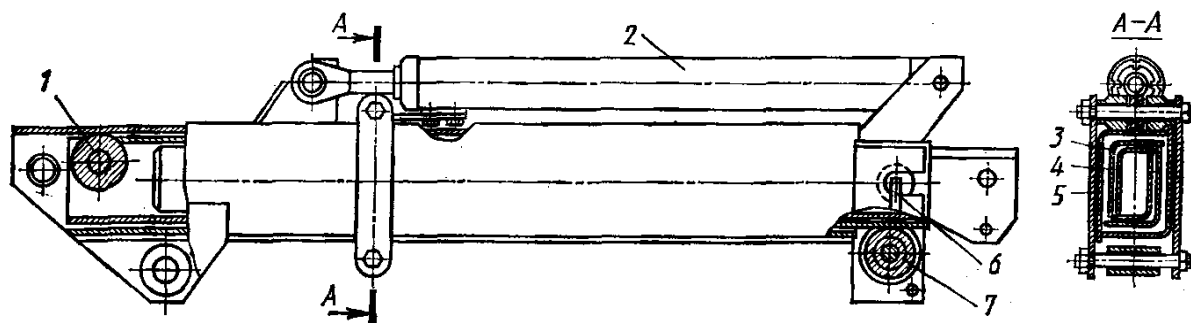


Рис. 89. Стрела автокрана

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 выдвигания 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 выдвигание 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.

Задний стреловой полиспаст с расчалом. В башенных кранах с поворотной башней, у которых пята стрелы расположена высоко над лебедками, рассмотренную выше схему видоизменяют (рис. 90, а). К головке стрелы прикрепляют один или два каната 1 большого диаметра (так называемый расчал), огибающих все блоки, в том числе на распоре 2 , и образующих вертикальный участок, к которому уже прикрепляется стреловой полиспаст 3 . Усилие в расчале и его ход определяют так же, как в стреловом полиспасте. По усилию и ходу расчала вычисляют параметры собственно стрелового полиспаста крана.

Стреловой полиспаст частью своих ветвей может быть запасован на дополнительные блоки, размещенные на распоре 2 , что создает дополнительную загрузку башни крана, необходимую для разгрузки ее от изгиба, создаваемого грузом и стрелой.

Число ветвей K можно регулировать и длиной R_0 распора 2 . Если $K > 2$, целесообразно нагружать башню всем натяжением расчала. Некоторые из возможных схем компенсирующего нагружения башни приведены на рис. 90, б.

Крепление стрелового полиспаста или расчала к стреле. В подъемно-опускных стрелах стреловой полиспаст целесообразно крепить к головке стрелы так, чтобы момент от веса поднимаемого груза уравновешивал изгибающий момент в стреле от ее собственного веса. Для этого стреловой полиспаст или канаты расчала закрепляют на некотором расстоянии a от головки стрелы длиной L_c . То же относится и к горизонтальной стреле с подвешенной на ней кареткой, но в данном случае уравновешивается и вес каретки с грузом (рис. 91, а).

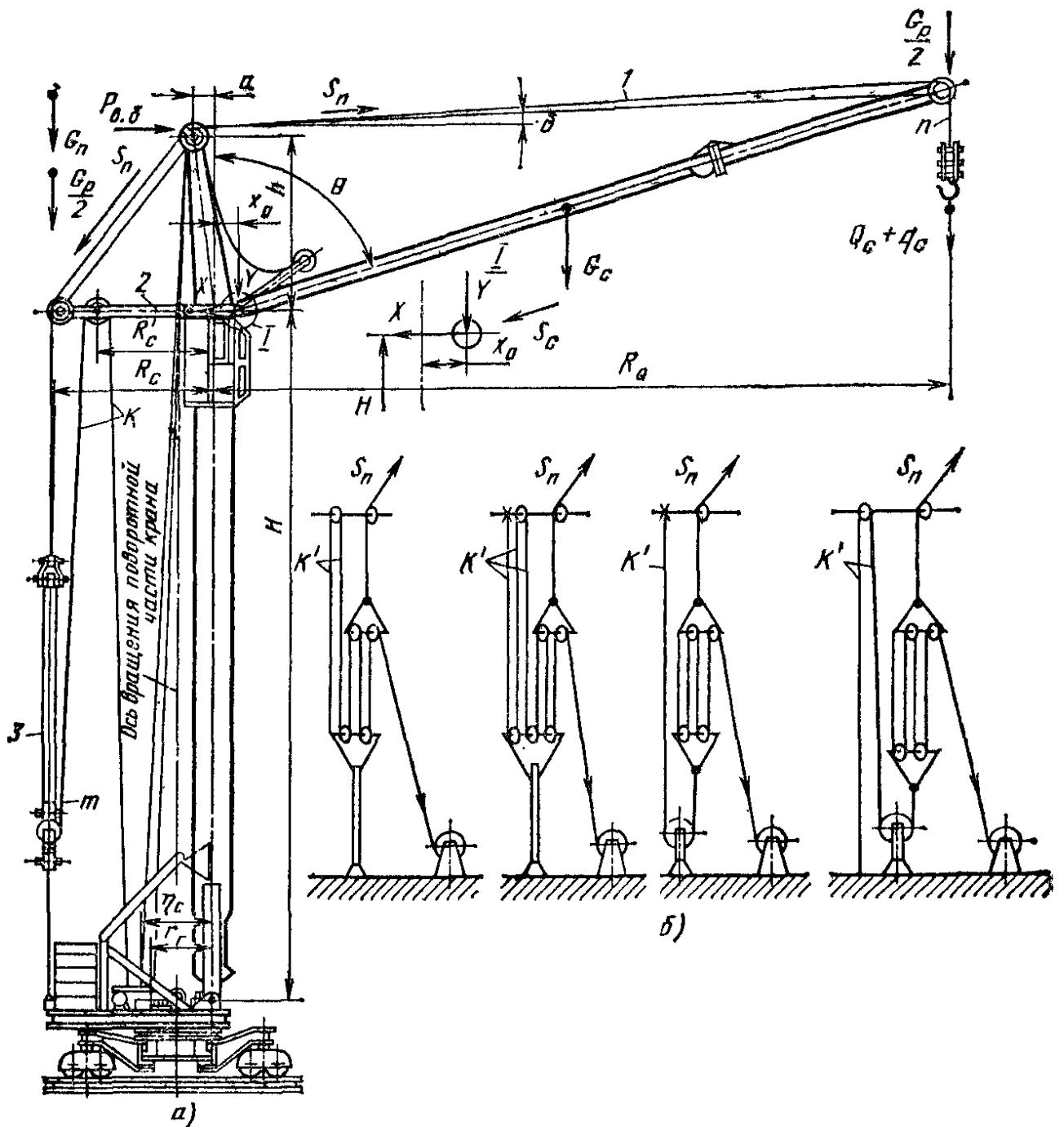


Рис. 90. Кран с расчалом и задним стреловым полиспастом:
 а – общий вид; б – схемы полиспастов

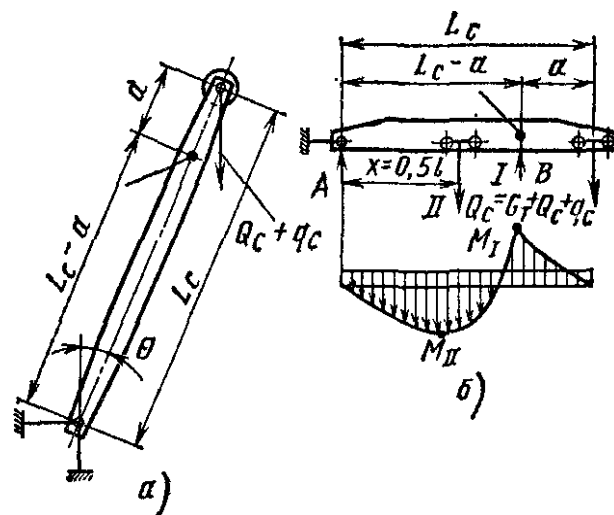


Рис. 91. Схемы для определения места прикрепления стрелового полиспаста к стреле

Изменение вылета при подпорной телескопической стреле. Геометрические соотношения.
 На рис. 92, а представлена схема стрелы изменяемого наклона, осуществляемого подпорным гидротолкателем. Гидротолкатель закреплен в точке с абсциссой a и ординатой b . Началом координат является точка O – шарнир (ось) крепления стрелы.

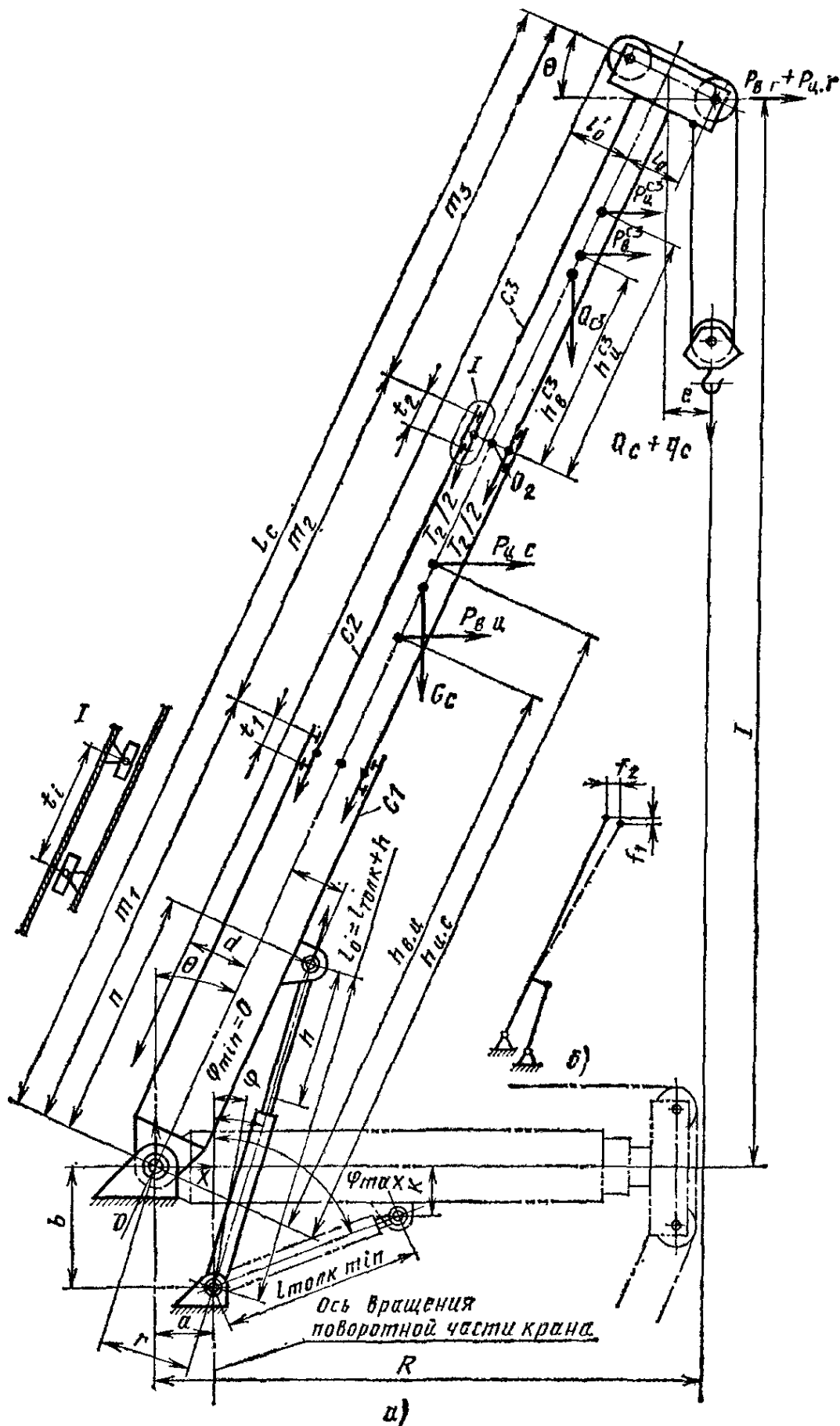


Рис. 92. Расчетная схема подпорной стрелы:
 а – общая; б – схема деформации

Для возможной практической реализации хода штока h гидроцилиндр подъема стрелы должен иметь соответствующие размеры, что определяется подбором координат a и b .

Гидроцилиндр присоединяют к стреле крана шарнирно, и работает он на сжатие.

Нагрузки при выдвигании секции стрелы. Телескопически раздвижные стрелы ориентированы на выдвигание секций при подвешенном на стреле грузе. К нормально действующим нагрузкам – весовым, ветровым и инерционным – добавляются силы трения, возникающие в местах опирания внутренней секции на наружную (рис. 93, а). В качестве контактирующих элементов применяют башмаки из антифрикционного материала, обычно композиционного полимера с антифрикционными присадками с низким коэффициентом трения $f \approx 0,1$ и допусаемым давлением до 20 МПа, скользящие по металлу секций. Для обеспечения контакта при любом положении секции башмаки крепят на свободном верхнем конце наружной секции и нижнем конце внутренней секции.

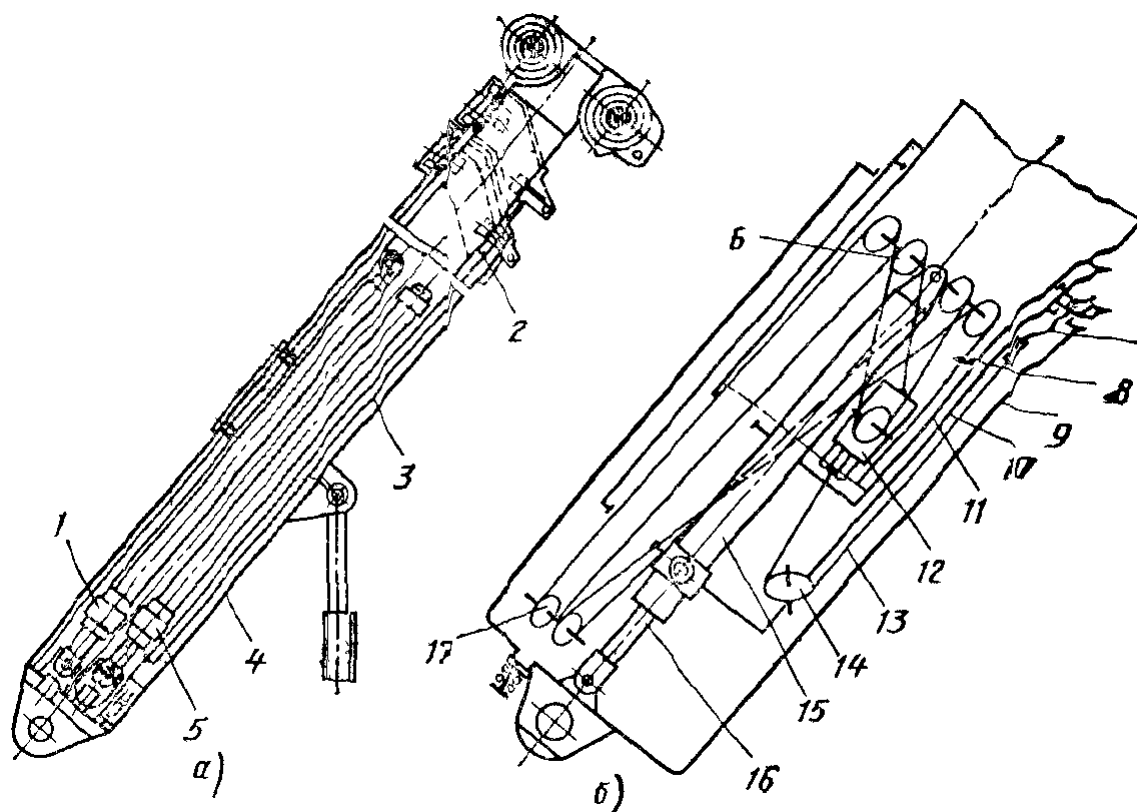


Рис. 93. Схемы выдвигания секций телескопической стрелы:

а – при индивидуальных (для каждой секции) гидроцилиндрах; б – при применении канатного мультипликатора и гидротолкателя

Устройство для выдвигания секций. Наиболее удобно для выдвигания секций применять индивидуальные гидроцилиндры для каждой из выдвигаемых секций (рис. 93, а). При малых поперечных размерах секций это не всегда возможно, тогда используют мультипликатор, что позволяет одним гидроцилиндром выдвигать одновременно две секции (рис. 93, б).

В трехсекционной стреле (рис. 93, а) в неподвижной секции 4, перемещаются подвижные секции 2 и 3. Секция 3 перемещается цилиндром 1, шток которого закреплен шарнирно в секции 4, а секция 2 перемещается цилиндром 5, шток которого закреплен шарнирно в секции 3. Рабочая жидкость подводится гибкими шлангами, навиваемыми на специальный подпружиненный шланговый барабан, автоматически принимающий на себя освобожденную длину шланга. При большой длине наматываемого шланга барабан может быть сделан приводным от отдельного гидродвигателя. При применении индивидуальных гидроцилиндров для каждой из секций работу их надо синхронизировать. Это осуществляется путем применения для каждого из гидроцилиндров своего гидронасоса. Чтобы подача насосов соответствовала диаметрам гидроцилиндров, насосы связываются между собой передачами с необходимыми передаточными числами. Все применяемые в телескопических системах гидроцилиндры оборудуют гидрозамками для предотвращения складывания секций стрелы при разрыве трубопроводов.

В стреле с мультипликатором (рис. 93, б) с тремя секциями 9, 10, 11 размещен гидроцилиндр

15, шток 16 которого закреплен в секции 9. В торце цилиндра укреплен ось с блоками, образующими совместно с блоками 17, прикрепленными к секции 9, и установленной в секции 11 обоймой 12 с закрепленными на ней концами каната 8 мультипликатор. При подъеме цилиндра мультипликатор поднимает секцию 11, перемещая ее вдоль секции 10. Для обеспечения синхронного опускания секций 10 и 11 применяется вспомогательный канат 13, закрепленный в секциях 9 и 11, и огибающий блок 14, закрепленный в секции 10, натяжение его осуществляется винтовым устройством 7.

Тема 1.12. Теория и расчет механизмов вращения

§1.12.1 Схемы и конструкции механизмов поворота

Механизм вращения поворотной части крана состоит из двух взаимосвязанных элементов – собственно механизма вращения и опорно-поворотного устройства (ОПУ), с которым механизм взаимодействует. ОПУ в современных конструкциях башенных и самоходных стреловых кранов выполняют в виде подшипника (подпятника) большого диаметра (1...3 м) с телами качения (шариками или роликами) однорядного или двухрядного (рис. 94). Одно из колец ОПУ (внутреннее или наружное) крепят на неповоротной раме крана, второе – на поворотной. Закрепленное кольцо выполняют в виде зубчатого обода – наружного или внутреннего, с которым взаимодействует шестерня механизма вращения, закрепленного на поворотной части крана. При вращении шестерня обкатывается по зубчатому ободу, что приводит к вращению всей поворотной части вокруг оси вращения, которой материально не существует, поскольку центрирование поворотной части относительно неповоротной осуществляется за счет точного изготовления ОПУ.

Лишь при необходимости передавать с неповоротной части на поворотную электроэнергию (рабочую жидкость при гидроприводе или сжатый воздух при пневмоуправлении) соответствующие элементы этих устройств размещаются по центру вращения.

Механизм вращения выполняют по стандартной схеме двигатель–тормоз–редуктор–приводная шестерня, взаимодействующая с ОПУ с вертикальным или горизонтальным размещением приводного двигателя. Тормоза применяют обычного типа, но с двухступенчатым включением, обеспечивающим относительно плавное торможение поворотной части крана, обладающей большой массой. Ввиду малой частоты вращения поворотной части (0,25...2 об/мин) редуктор выполняют с большим передаточным числом, четырехступенчатым, а также с планетарными и волновыми передачами (Опорно-поворотные устройства старых типов с опорными роликами и многокаткового типа, а также червячные механизмы вращения поворотных частей крана рассмотрены в предыдущих изданиях учебника.).

Особенностью механизмов вращения кранов являются кратковременность работы в период одного цикла ввиду поворота на небольшой угол (90...180°) и большой момент инерции вращающихся частей не только механизма, но и крана с грузом, находящемся на большом вылете. Это приводит к некоторым особенностям расчета механизмов вращения.

Поворотные краны можно подразделить на две группы. К первой группе относятся краны, грузоподъемность которых не зависит от вылета стрелы (поворотный кран на колонне)); ко второй группе относятся стреловые краны (башенный, грейферный, автокран, порталный), грузоподъемность которых изменяется с изменением вылета стрелы.

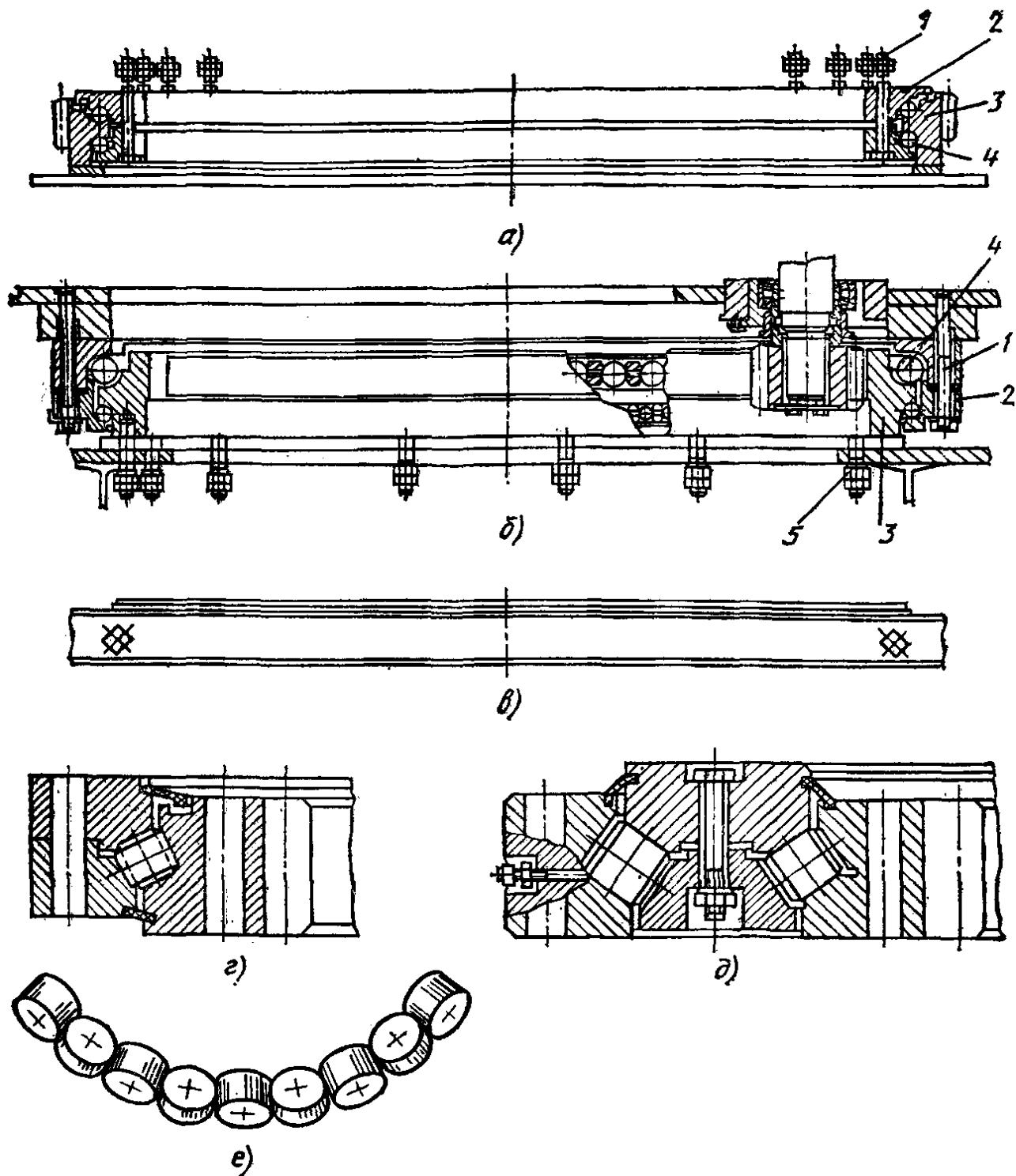


Рис. 94. Опорно-поворотное устройство:

а – двухрядное шариковое с наружным зубчатым ободом; б – двухрядное шариковое с шариками разных диаметров и внутренним зубчатым ободом; в – роликовое однорядное с внутренним зубчатым ободом; г – размещение роликов в однорядном ОПУ; д – размещение роликов в двухрядном ОПУ; е – расположение роликов в ОПУ; 1 – болты для крепления вращающегося кольца к поворотной раме; 2 – внутреннее кольцо; 3 – наружное кольцо; 4 – шариковые тела качения; 5 – болты для крепления неподвижного кольца к неповоротной раме

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. 95, расположен на 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.

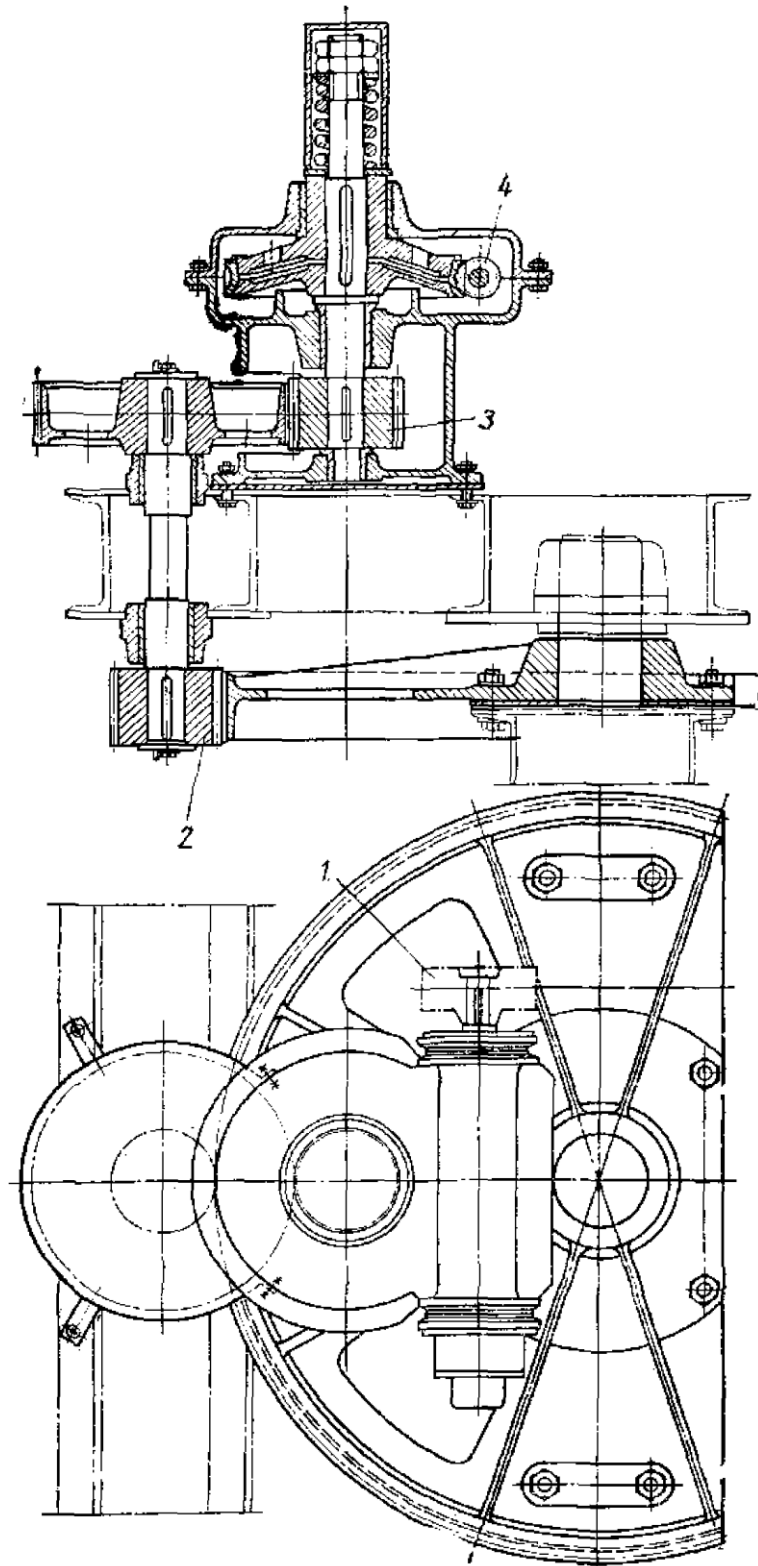


Рис. 95. Схема механизма поворота

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 $u_4 = 30 \div 40$ и зубчатая пара $u_3 = 10 \div 25$.

Иногда отказываются от использования червячной передачи, а неподвижное колесо изготовляют большого диаметра в виде согнутого в кольцо швеллера (рис. 96, 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.

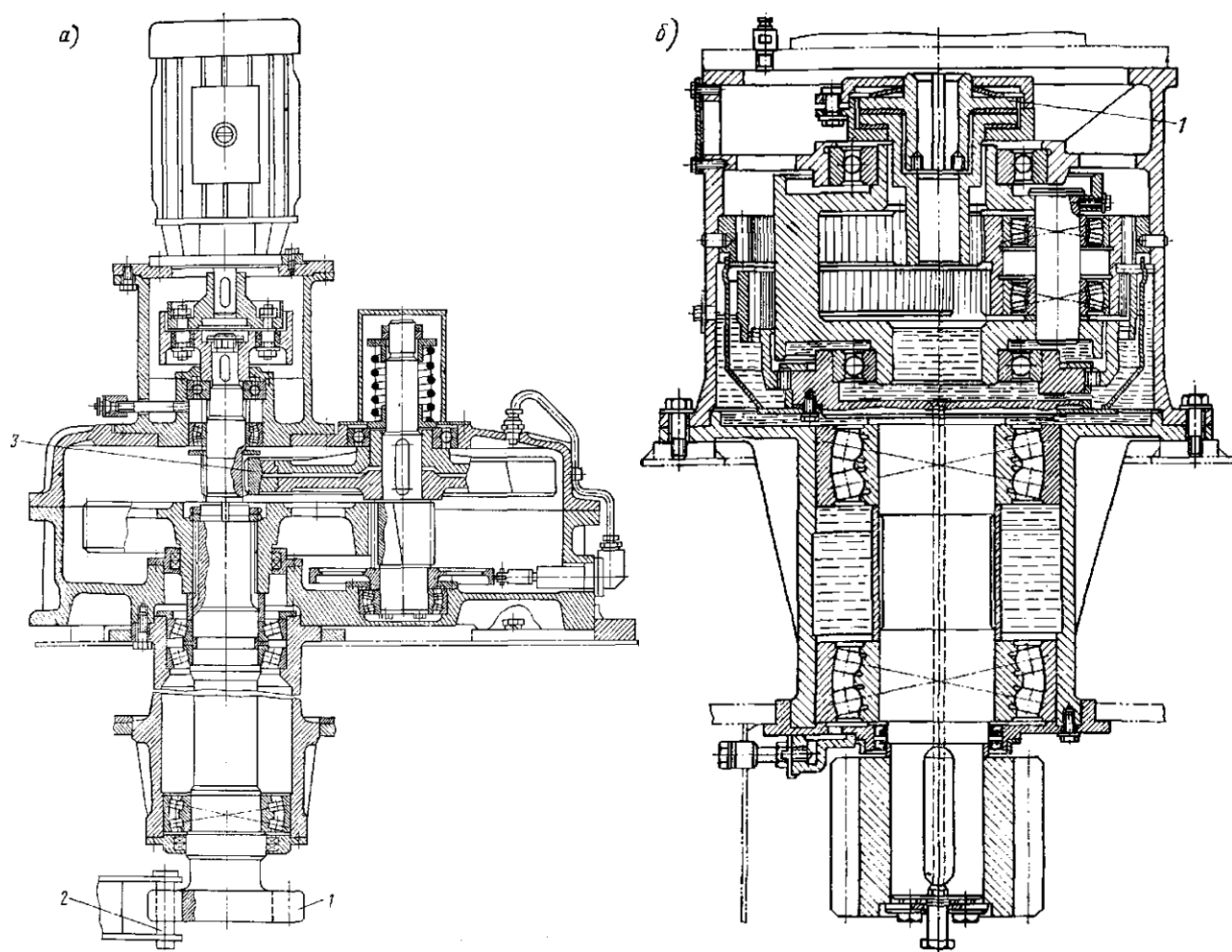


Рис. 96. Редукторы механизма поворота:
а – зубчатый; б – планетарный

Согласно Правил по кранам механизмы поворота вновь изготовляемых порталных кранов должны быть оборудованы муфтой предельного момента.

В механизме на рис. 96, б такой муфтой является дисковая муфта 1, соединяющая вал вертикально установленного фланцевого двигателя с валом редуктора. В другом редукторе (рис. 96, 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 перекручивания или обрыва питающего кабеля автоматическое выключение двигателя механизма после совершения заданного числа оборотов стрелы в одну сторону производится с помощью шпиндельного конечного выключателя.

Все большее распространение в конструкциях механизмов поворота находят планетарные редукторы (рис. 96, б), дающие возможность получения весьма компактных устройств с большим передаточным отношением и высоким КПД. Широкое применение находит гидравлический привод механизма поворота (рис. 97), дающий возможность регулировать скорость поворота в широких пределах. Здесь жидкость под давлением, создаваемым насосом 4, приводимым от электродвигателя 5, подается по трубопроводу 3 в низкомоментный гидродвигатель 2, вращение которого через редуктор 1 передается к шестерне 6, обкатывающей зубчатое колесо.

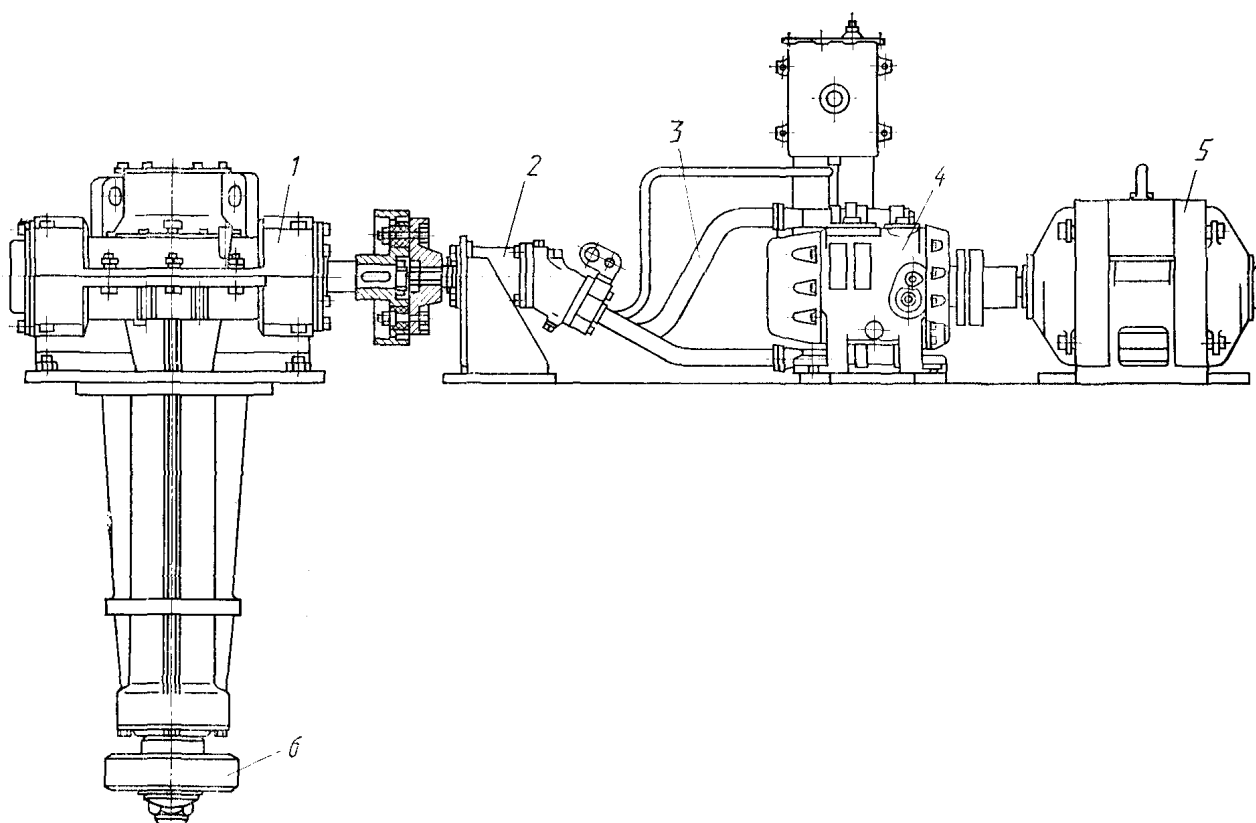


Рис. 97. Механизм поворота портального крана с гидравлическим приводом

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.

При неподвижной колонне (рис. 98) поворотная часть крана опирается на пяту, расположенную в верхней части колонны, а опрокидывающий момент от веса груза $G_{гр}$ и элементов поворотной части G крана уравнивается горизонтальными реакциями H , воспринимаемыми верхней и нижней опорами крана.

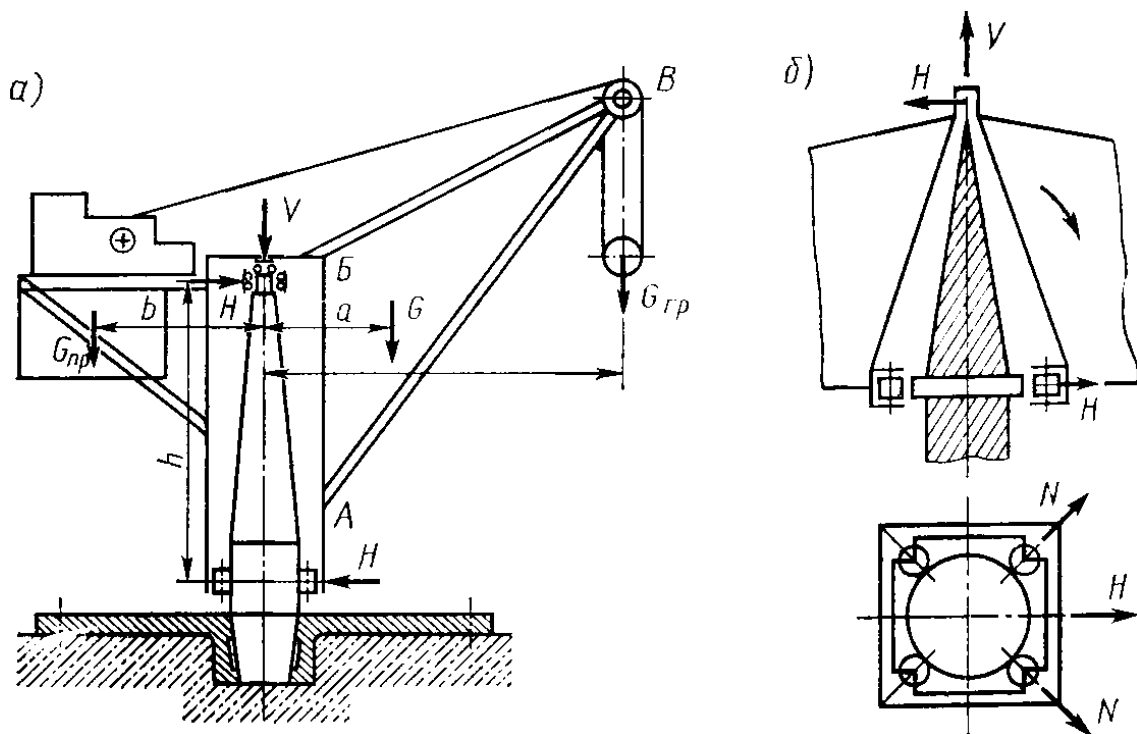


Рис. 98. Поворотный кран на неподвижной колонне:
 а – схема крана; б – схема опорно-поворотного устройства

При вращающейся колонне, составляющей одно целое с поворотной частью крана (рис. 99), 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. 99, б) упорный подшипник располагается в верхней опоре.

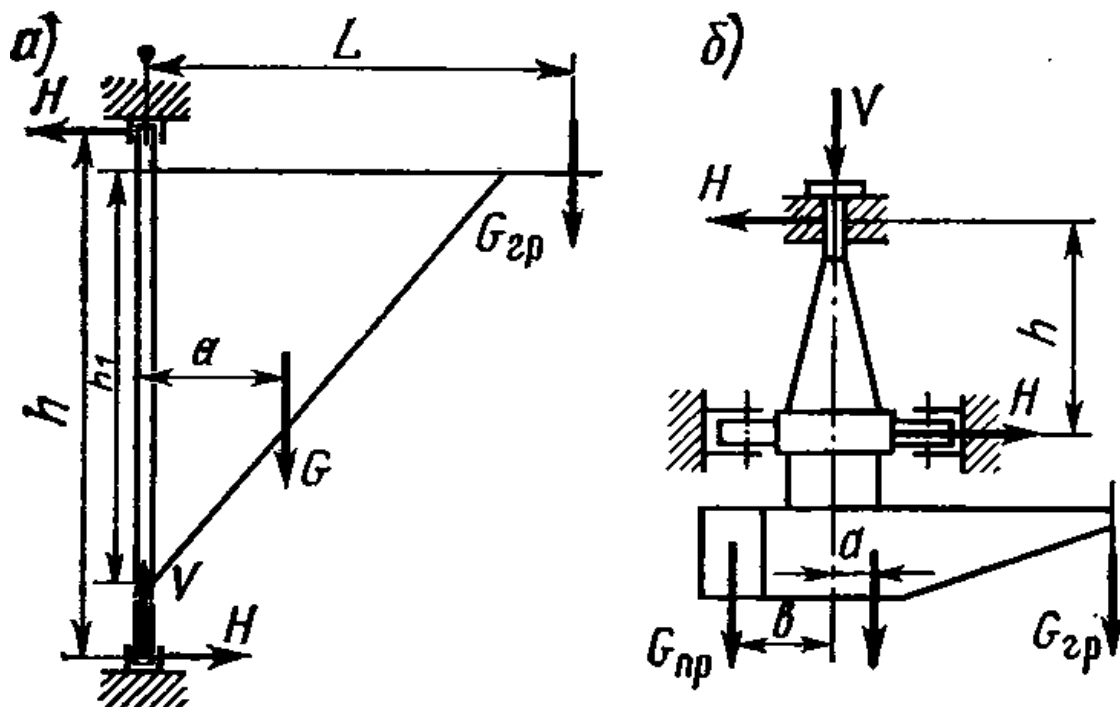


Рис. 99. Поворотный кран на вращающейся колонне:
 а – схема крана; б – схема опорно-поворотного устройства подвесной тележки

Большое распространение имеют опорно-поворотные устройства на поворотном

круге (рис. 100). В этом случае поворотная часть крана опирается на колеса, катки, шары или ролики, катящиеся по круговому рельсу. Колесное опорное устройство (рис. 100, а) представляет собой обычно четырехопорную систему с одним или с двумя колесами на балансирах 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. 100, б) состоят из ряда конических или цилиндрических катков, причем конические катки для восприятия осевой нагрузки, действующей на катки, соединены тягами с 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.

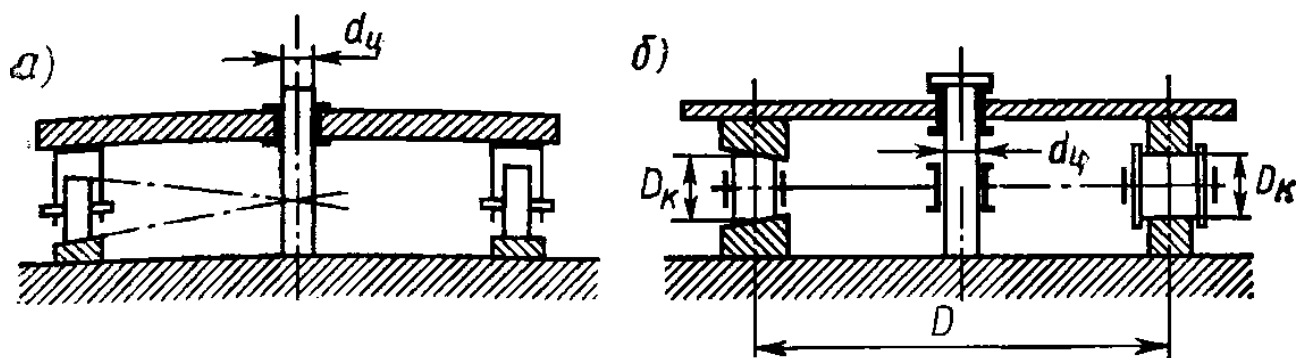


Рис. 100. Опорно-поворотные устройства на поворотном круге:
а – колесная опора; б – варианты катковой опоры (слева – с коническими элементами качения; справа – с цилиндрическими элементами качения)

В кранах-штабелерах подвесного или опорного типа с поворотной колонной механизм поворота размещается на кольцевой поворотной платформе 5 (рис. 101, 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. 101, б) состоит из фланцевого электродвигателя 6, соосного двухступенчатого 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. 102) автокрана выполнен в виде поворотной колонны 3, на которой укреплена 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 б гидроцилиндра. В винтовых механизмах вместо пары рейка – шестерня используется пара винт-гайка.

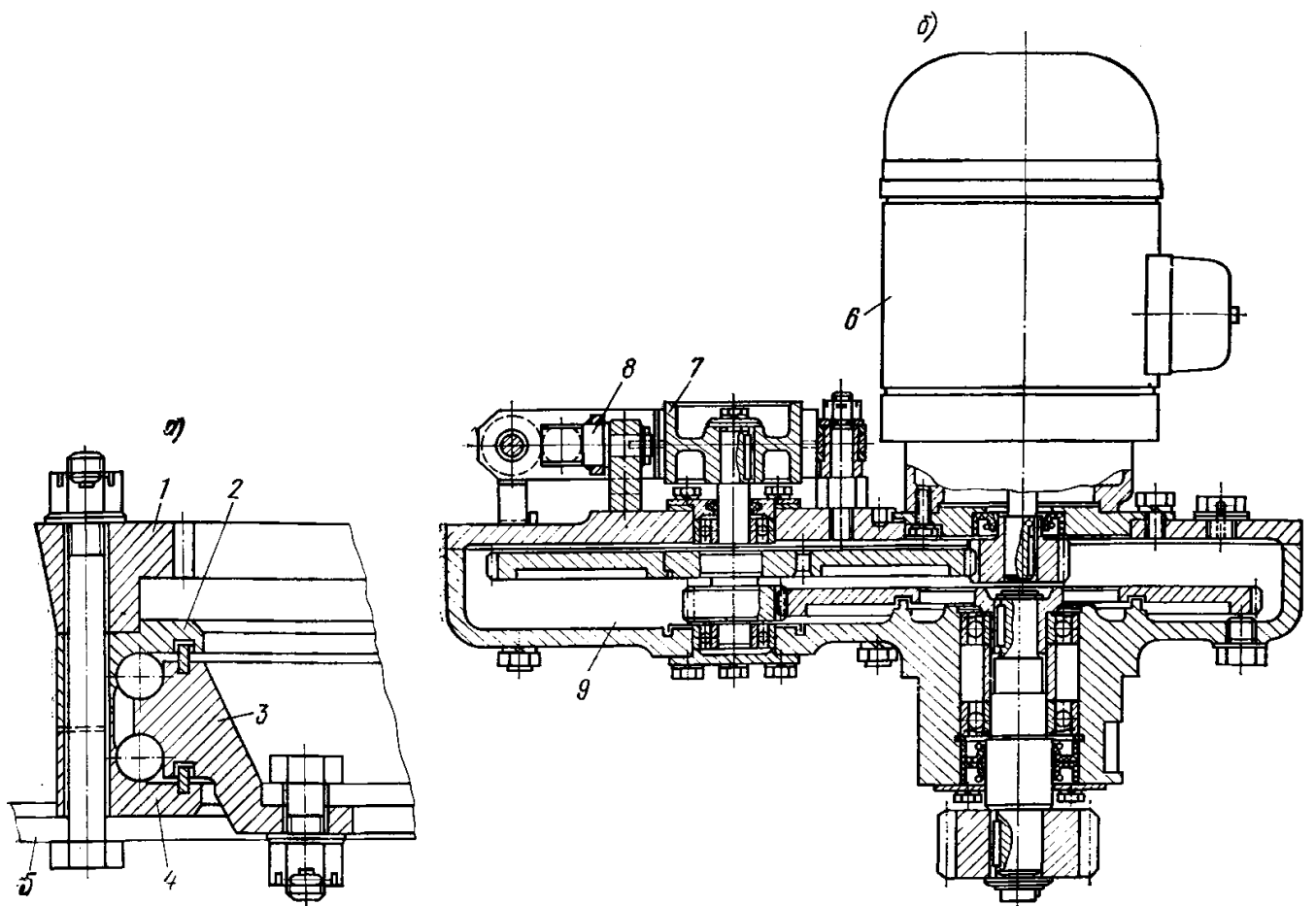


Рис. 101. Механизм поворота колонны крана-штабелера

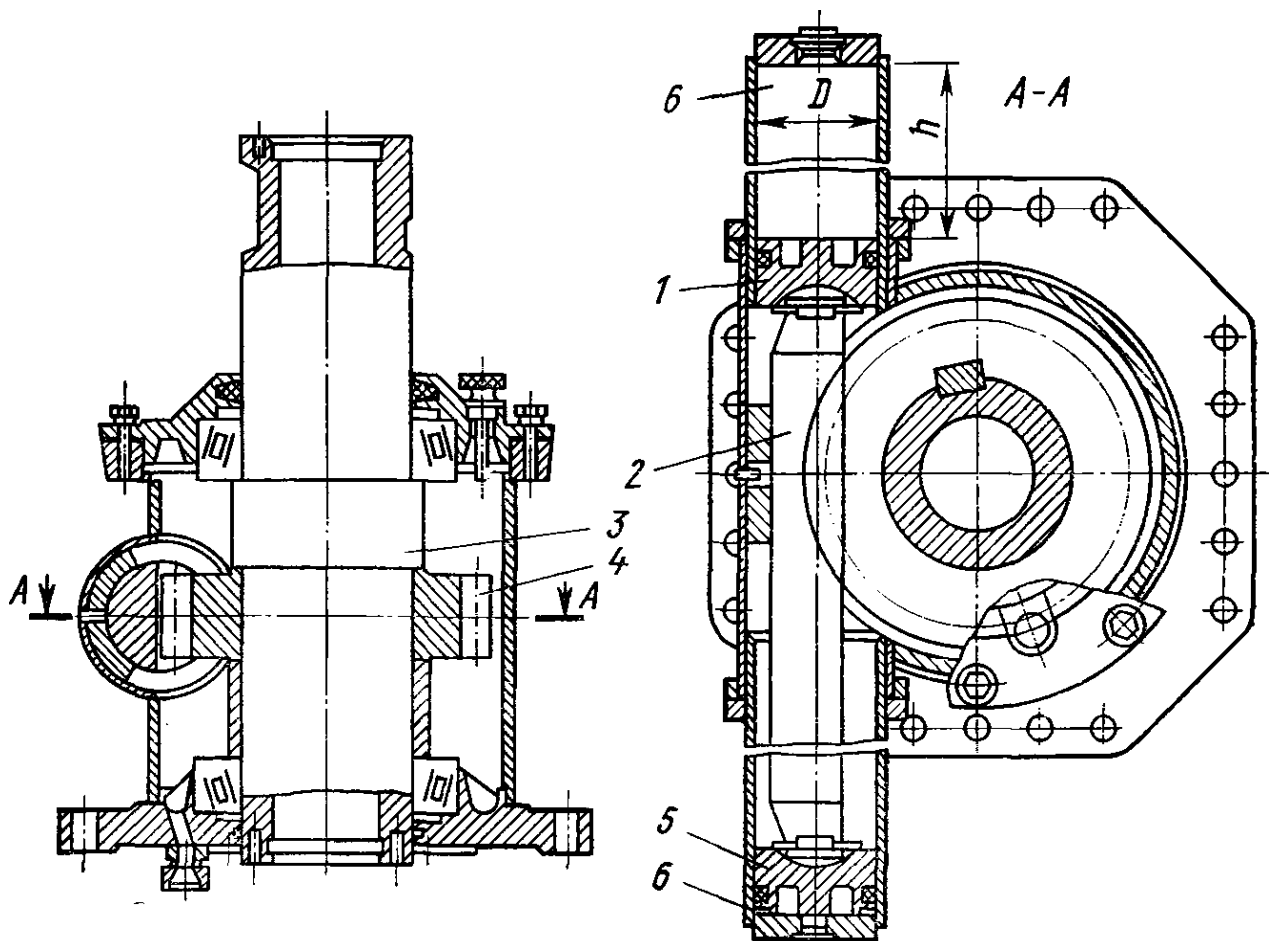


Рис. 102. Реечный механизм поворота автокрана

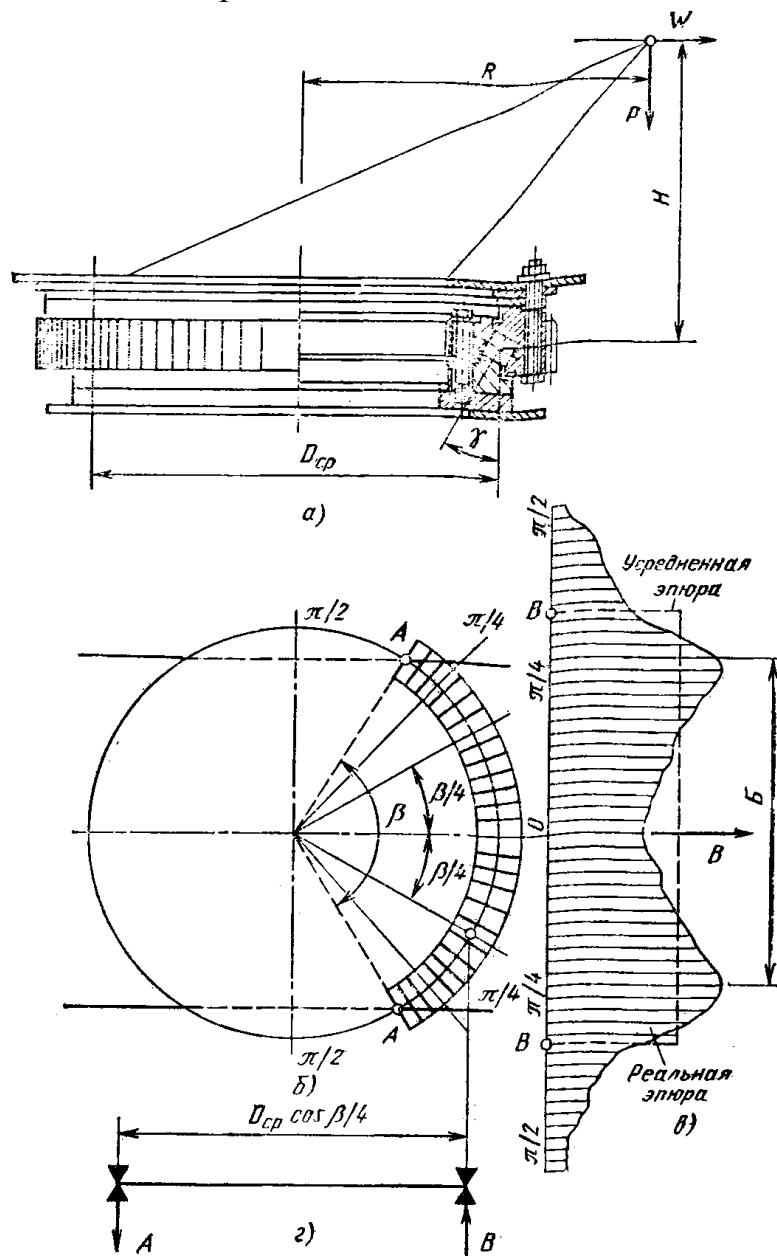


Рис. 103. Расчётная схема ОПУ:

а – нагружения; б – опорного участка; в – развернутая эпюра нагрузок; г – схема для установления расчетного пролета, определяющего опорные реакции; В – направление действующего момента; Б – зона хребтовых балок рам кранов

Расчет ОПУ заключается в определении наибольших нагрузок на тела качения – шарики, ролики и опорные катки – и установлении их размеров.

Все действующие на ОПУ силы (рис. 103, а) можно свести к вертикальной P , приложенной в центре ОПУ, горизонтальной W , приложенной по центру тел качения, и моменту

$$M = PR + WH,$$

где R и H – плечи сил относительно оси вращения поворотной части крана.

Шариковые и роликовые, а также другие аналогичные многокатковые ОПУ представляют собой статически неопределимые системы, и распределение общего давления между телами качения зависит от жесткостей отдельных их элементов. Наибольшую нагрузку воспринимают элементы, находящиеся в данный момент под основными продольными хребтовыми балками рам крана (рис. 103, б). Примерная эпюра нагрузок показана на рис. 103, в. В результате проведенных исследований было установлено, что нагрузка между опорными элементами распределяется по эпюре, подобной эпюре реакции упругого основания на балку, нагруженную сосредоточенными силами в точках, соответствующих местам соприкосновения опорного круга с продольными и поперечными балками рам крана, причем основная часть нагрузки воспринимается элементами, расположенными между продольными балками, независимо от того, выходит ли равнодействующая нагрузка за пределы опорного контура ОПУ или нет.

Расчет ОПУ в целом представляет собой специальную задачу, решаемую в зависимости от применяемых материалов, требуемой долговечности и др. Обычно, так же, как и для всех подшипников

качения, изготовителями приводятся значения допускаемых нагрузок – вертикальных, горизонтальных и моментных – для ОПУ конкретного типоразмера, которыми руководствуются при разработке конструкции крана.

Для приближенного определения нагрузок на тела качения можно, при достаточной жесткости опорного контура и передней части рамы, рассматривать круг как двухопорную балку с пролетом $D_{\text{ср}} \cos(\beta/4)$ (рис. 103, г), распределив полученные опорные реакции между всеми элементами, лежащими между продольными балками рамы.

В этом случае

$$A = \frac{P}{2} - \frac{PR + WH}{D_{\text{ср}} \cos(\beta/4)}; \quad B = \frac{P}{2} + \frac{PR + WH}{D_{\text{ср}} \cos(\beta/4)},$$

где β – центральный угол, стороны которого проходят через точки A пересечения окружности среднего диаметра опорного круга с продольными балками рамы.

При общем числе элементов в ОПУ m в дуге с углом β их будет

$$m' = m\beta/(2\pi).$$

Средняя нагрузка на один элемент

$$T = \frac{B}{m'} = \frac{2\pi}{m\beta} \left(\frac{M}{D_{\text{ср}} \cos(\beta/4)} + \frac{P}{2} \right).$$

При наиболее часто встречающемся $\beta = 120^\circ = \pi/1,5$; $\cos(\beta/4) = 0,867$. Тогда

$$T_{120^\circ} = \frac{1}{m} \left(\frac{3,45M}{D_{\text{ср}}} + 1,5P \right).$$

Эта величина примерно соответствует величине T_0 , получаемой при рассмотрении многокаткового устройства как эксцентрично нагруженной трубы средним диаметром $D_{\text{ср}}$ с толщиной стенки b :

$$T_0 = \frac{\pi D_{\text{ср}} b}{m} \left(\frac{P}{F} + \frac{M}{W} \right) = \frac{\pi D_{\text{ср}} b}{m} \left(\frac{P}{\pi D_{\text{ср}} b} + \frac{4M}{\pi D_{\text{ср}}^2} \right) = \frac{1}{m} \left(\frac{4M}{D_{\text{ср}}} + P \right).$$

В шариковых и роликовых ОПУ, ввиду того что опорная реакция шариков или роликов наклонена под углом γ к вертикали, нагрузка на шарик или ролик будет определяться выражением

$$T_{\text{ш.р}} = T/\cos \gamma.$$

Диаметры шариков и роликов определяют на основании теории контактных напряжений при допускаемых напряжениях, зависящих от твердости и износостойкости беговых дорожек. При выполнении колец из хромистой или марганцовистой стали с поверхностной твердостью 47–55 HRC и стандартных шариках и роликах из шарикоподшипниковой стали допускаемое напряжение для шариков $\sigma_{\text{см}} \approx 2250$ МПа, для роликов $\sigma_{\text{см}} \approx 1500$ МПа.

Исходя из этих напряжений при диаметре шарика $d_{\text{ш(м)}}$ и $d_{\text{р}} = l_{\text{р}}$ (диаметр ролика равен его длине, м) можно определять предельно допускаемые нагрузки (МН): на шарик $T_{\text{ш}} = 45d_{\text{ш}}^2$; на ролик $T_{\text{р}} = 30d_{\text{р}}^2$.

Помимо рассмотренных ранее применялись и в ряде случаев применяются и в настоящее время и другие типы ОПУ, например, выполненные в виде отдельных опорных колес, которыми поворотная часть крана опирается на неповоротную с центрирующей колонной, закрепленной на неповоротной раме с внутренним каналом для пропуска электропроводов и шлангов гидро- и пневмокоммуникаций (рис. 104, а) или в виде роликового каткового браслета, размещенного между поворотной и неповоротной частями крана (рис. 104, б) с захватными роликами, не допускающими отрыв поворотной части крана, и др. Для определения нагрузок на опорные колеса и ролики многокатковых ОПУ можно использовать ранее приведенные формулы при $m' = 2$ или $m' = 4$ (двух колесах на балансире). В ОПУ, где отрывающие нагрузки воспринимает центральная цапфа, вместо $D_{\text{ср}}$ следует учитывать $R = D_{\text{ср}}/2$.

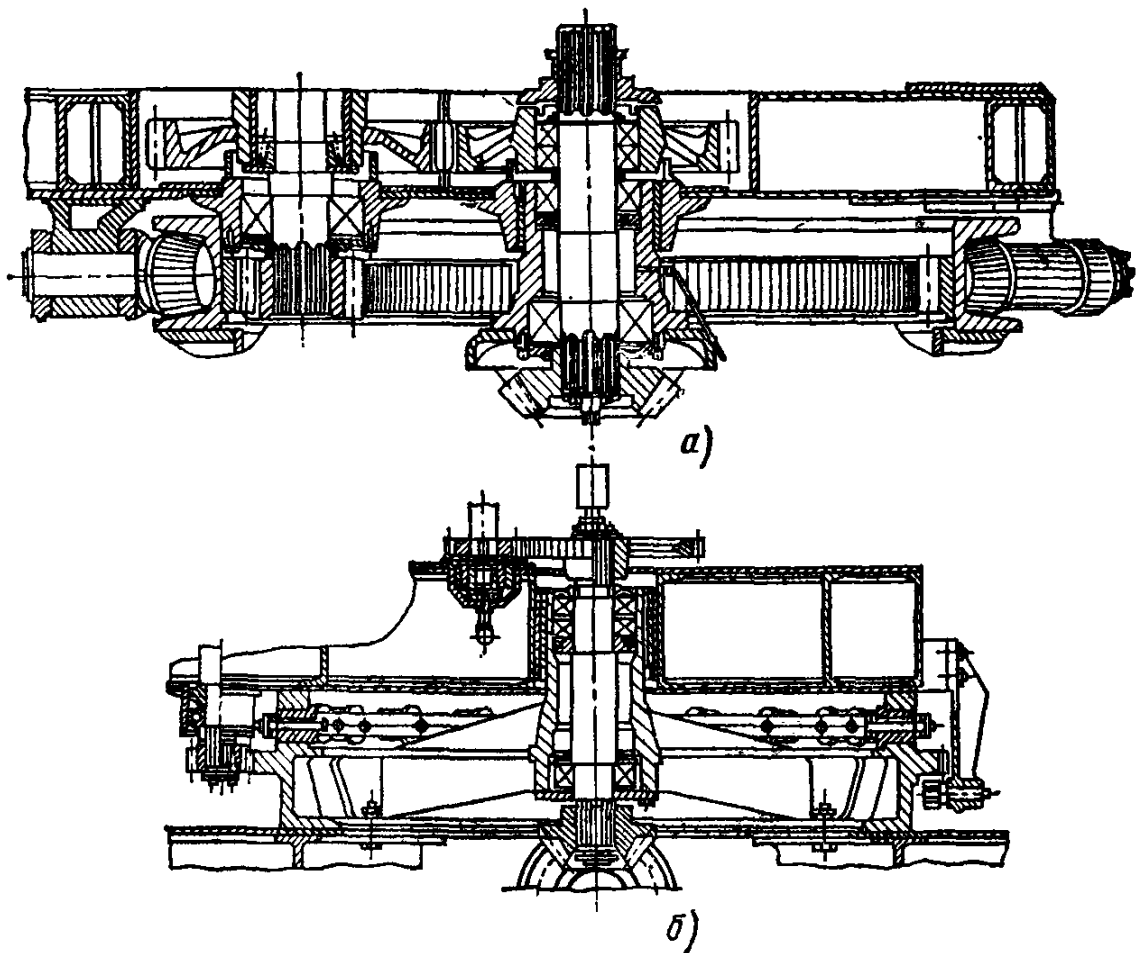


Рис. 104. Опорно-поворотные устройства:
 а – колесного тела; б – многокаткового типа

Для кранов малых габаритных размеров применяют ОПУ с размещением опор в вертикальной плоскости (рис. 105). Корпус 1 крепится к основанию, в нем размещена колонна 2, опирающаяся на подшипники 3 и 4. Последний одновременно является и подпятником. На колонне закреплено зубчатое колесо 5, с которым взаимодействуют зубчатые рейки 6, выполненные заодно со штоками гидроцилиндров 7. При использовании двух гидротолкателей сводится к нулю боковая нагрузка на колонну и уменьшается вдвое нагрузка на зуб колеса. Жидкость подается одновременно в диагонально расположенные полости цилиндров.

В этих устройствах применяют опоры как скольжения, так и качения, преимущества которых состоят в пониженных потерях на трение и в простоте обслуживания.

Сводя все нагрузки к двум силам – вертикальной P и горизонтальной W , составляем для определения опорных реакций A , B и C три уравнения (рис. 105, г):

$$\begin{aligned} \sum M &= PR + WH - Ch = 0; \quad \sum Y = B - P = 0; \\ \sum X &= W + A - C = 0. \end{aligned}$$

Из этих уравнений следует

$$C = \frac{PR + WH}{h}; \quad B = P; \quad A = C - W = \frac{PR + WH}{h} - W.$$

Размеры опор скольжения определяются по допустимому давлению P (Па). При бронзовых втулках принимают $p = 8 \dots 12$ МПа; подшипники и подпятники качения подбирают, исходя из их долговечности ($T \geq 2500$ ч).

Концевую опору выполняют стальной кованой, реже литой и приваривают к металлической конструкции колонны. В этой конструкции шток с поршнем закрепляется неподвижно, а зубчатая рейка крепится к подвижному цилиндру.

Другой разновидностью ОПУ таких кранов является показанное на рис. 106 устройство с вертикальным гидроцилиндром.

Прикрепленный к основанию корпус крана выполнен в виде вертикальной неповоротной цапфы 1, на которой на подпятнике 2 и в подшипниках 3, распертых трубой 4, вращается колонна 5 крана с закрепленной в ней гайкой 9. Средняя часть составной колонны 5 выполнена в виде гидроцилиндра, в котором размещается поршень 7 с закрепленным в нем многозаходным винтом 8, взаимодействующим с гайкой 9. Для того, чтобы винт 8 не вращался, поршень 7 снабжен шлицованным хвостовиком 6, продольно перемещающимся в отверстии цапфы 1, используемом также для подачи жидкости под поршень. В надпоршневую полость

жидкость подается гибким шлангом.

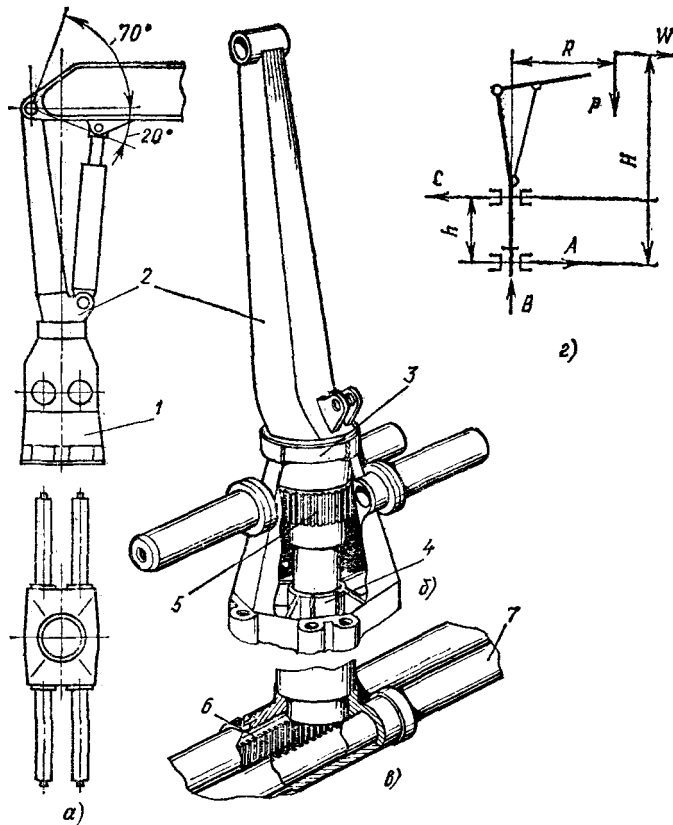


Рис. 105. Опорно-поворотные устройства колонного типа с приводом от гидроцилиндров:
а – общий вид; б и в – устройство ОПУ; г – расчетная схема

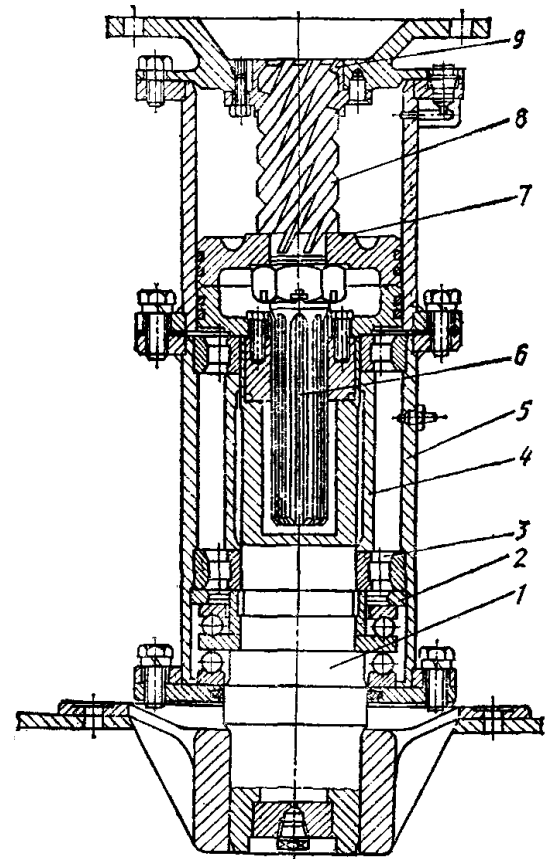


Рис. 106. Опорно-поворотное устройство колонного типа с приводом от гидроцилиндра

Механизмы вращения поворотных частей башенных и стреловых самоходных кранов. Конструкции механизмов вращения представлены на рис. 107. На рис. 107, а и б показаны схемы механизма башенных кранов, выполненная в виде трехступенчатого планетарного зубчатого редуктора 2 с вертикальным соосным размещением валов. К верхней части редуктора прифланцован электродвигатель 1, на хвостовом конце вала которого размещен колодочный тормоз. Выходная шестерня 3 взаимодействует с зубчатым ободом внутреннего зацепления ОПУ. Для серийных кранов выпускают две модели редукторов мощностью 5 и 6 кВт, с передаточными числами соответственно 258 и 350. Тормозной шкив диаметром 200 мм. В зависимости от типа крана и необходимой мощности привода вращения поворотной части крана могут устанавливаться или один механизм, или параллельно работающие два или три механизма.

Кроме планетарных редукторов применяют и приведенные на рис. 107, в редукторы с последовательным размещением передач. Они используются и в самоходных кранах. Передачи размещаются не соосно. При гидравлическом приводе механизма вращения аксиальный поршневой гидродвигатель также прифланцовывается к редуктору.

Крепление редукторов к поворотной раме крана должно быть рассчитано на восприятие радиального усилия от выходной шестерни редуктора.

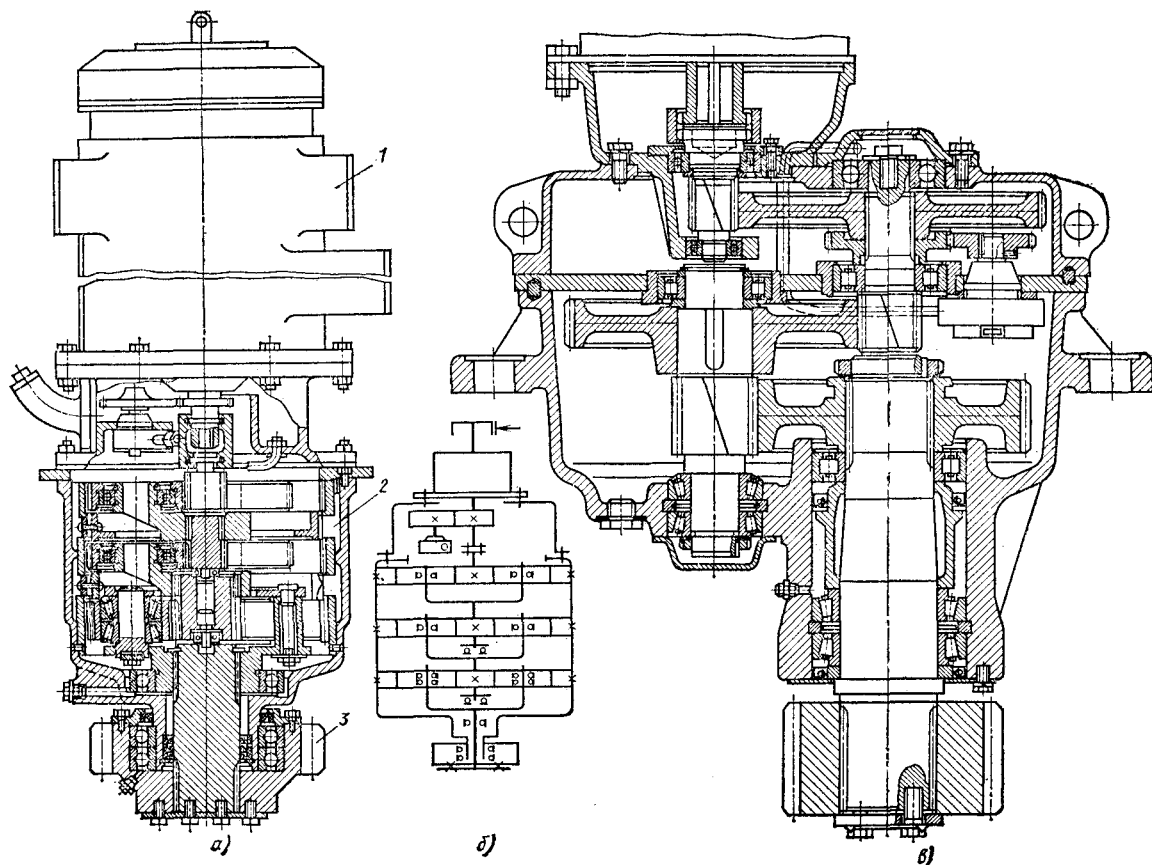


Рис. 107. Механизмы вращения поворотных частей башенных и стреловых самоходных кранов: а – башенного крана с планетарными передачами; б – кинематическая схема механизма, показанного на рис. 107, а; в – самоходного крана с электроприводом

§1.12.2. Нагрузки в механизме поворота при его работе

Процесс пуска. Уравнение моментов при пуске механизма имеет вид

$$M_{\text{пуск}} = M_c + M_{\text{ин1}} + M_{\text{ин2}} + M_{\text{ин3}} + M_v,$$

где $M_{\text{пуск}}$ – средний пусковой момент двигателя;

$M_{\text{ин1}}$ – момент от сил инерции вращающихся элементов привода;

$M_{\text{ин2}}$ – момент от силы инерции груза, вращающегося относительно оси поворота, при максимальном вылете;

$M_{\text{ин3}}$ – момент от сил инерции поворачивающихся частей металлоконструкции;

M_c – суммарный момент сопротивления движению в опорах крана;

M_v – момент сопротивления ветровой нагрузки, учитываемый при работе крана на открытом воздухе.

Все моменты в уравнении выше 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 приложить момент

$$M_2 = J\varepsilon = QL^2 \frac{d\omega}{dt}.$$

Как и прежде, принимаем ускорение в течение процесса пуска постоянным. Тогда

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{\omega}{t_n},$$

где t_n – 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:

$$M_2 = \frac{\pi Q L^2 n_1}{30 t_n u_m}.$$

Приведем этот момент, выраженный в ньютонах на метр, к валу двигателя:

$$M_{ин2} = \frac{Q L^2 n_1}{9,55 t_n u_m^2 \eta_m},$$

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 $\varepsilon = \omega / t_n$:

$$M_3 = J_1 \frac{\omega}{t_n} + J_2 \frac{\omega}{t_n} + \dots + J_m \frac{\omega}{t_n} = \frac{\omega}{t_n} \sum_{i=1}^m J_i = \frac{\pi n_1 \sum_{i=1}^m J_i}{30 t_n u_m},$$

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

$$M_{ин3} = \frac{n_1 \sum_{i=1}^m J_i}{9,55 t_n u_m^2 \eta_m}.$$

Учитывая эти выражения, уравнение представляется в следующем виде:

$$M_{пуск} = M_c + (1,1 \div 1,2) \frac{J_1 n_1}{9,55 t_n} + \frac{Q L^2 n_1}{9,55 t_n u_m^2 \eta_m} + \frac{n_1 \sum_{i=1}^m J_i}{9,55 t_n u_m^2 \eta_m} + M_{в}.$$

Время пуска для механизмов поворота кранов первой группы определяют в зависимости от режима работы по формуле

$$t_n = \frac{60 \beta}{\pi n_c},$$

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_c – номинальная частота вращения стрелы, об/мин.

Для второй группы кранов время пуска, а также и время торможения во избежание сильного раскачивания груза принимается обычно 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:

$$M = M_c + (1,1 \div 1,3) (M_{ин2} + M_{ин3}) / K_n,$$

где K_n – 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, при времени пуска, найденном по зависимости. Если пусковой момент двигателя значительно меньше пускового момента, определяемого по уравнению, 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 Правил по кранам 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 тормозной 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

$$M_T + M_{т.с} = M_{т.ин1} + M_{т.ин2} + M_{т.ин3} + M_{т.в}.$$

Момент сил инерции вращающихся масс механизма $M_{т.ин1}$ определяется по уравнению ранее, как и для механизмов подъема и передвижения.

Момент сил инерции поворачивающегося груза (в ньютонах на метр) вычисляют по формуле

$$M_{т.ин2} = \frac{QL^2 n_1 \eta_M}{9,55 t_{т.у}^2},$$

где Q – масса груза, кг;

L – максимальный вылет, м;

n_1 – частота вращения вала электродвигателя, об/мин;

$t_{т.у}$ – время торможения, с;

η_M и u_M – соответственно КПД и передаточное число механизма.

Момент сил инерции поворачивающейся части металлоконструкции

$$M_{т.ин3} = \frac{n_1 \sum_1^m J_i \eta_M}{9,55 t_{т.у}^2};$$

момент ветровой нагрузки при торможении

$$M_{т.в} = \frac{W_{в} a \eta_M}{u_M}.$$

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. $t_{т.} = t_{п.}$ 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 выше, можно определить номинальное значение тормозного момента, производящего остановку крана на рекомендуемом пути торможения. Для порталных 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 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:

$$M_{\text{предохр}} = \frac{k}{u_1 \eta_1} (M'_c + M_2 + M_3 + M'_в),$$

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;

$M'_c, M_2, M_3, M'_в$ – 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.

§1.12.3. Определение мощности привода

Так как в механизмах вращения основной нагрузкой двигателя является инерционная, действующая только в период разгона, т. е. кратковременно, то при применении для привода механизма электродвигателя кранового типа допустимо в течение этого периода использовать его перегрузочную способность. Следовательно, номинальная требуемая мощность электродвигателя

$$N_{\text{дв. ном}} = N_{\text{дв}} / \varphi',$$

где $\varphi' = 2 \dots 3$ – коэффициент допустимой перегрузки электродвигателя в период пуска.

В механизмах с гидравлическим приводом гидродвигатель должен развивать момент, необходимый для преодоления как статического, так и инерционного сопротивления при заданном времени разгона. На этот момент с учетом того, что одновременно может выполняться и другое движение, например, подъем груза, должны быть рассчитаны подача, давление и другие параметры насосной установки.

В механизмах с групповым приводом использование полного крутящего момента двигателя ограничивается моментом, передаваемым муфтой включения механизма вращения, который и следует подставлять в качестве $M_{\text{дв}}$ в формулу для определения t_p .

В кинематическую цепь механизма вращения для предохранения его от перегрузки, которая может возникнуть из-за сокращения продолжительности неустановившегося движения при избытке мощности двигателя или тормоза, можно ввести маховик, а также предохранительную фрикционную дисковую или конусную муфту предельного момента, рассчитанную на передачу момента

$$M = (1,1 \dots 1,2) M_{\text{дв}},$$

где $M_{\text{дв}}$ – движущий момент на валу, на котором расположена муфта, при расчетной продолжительности неустановившегося движения.

Касательные силы инерции, возникающие в периоды неустановившегося движения при вращении поворотной части крана и нагружающие стрелу, определяются методом, приведенным в п. 1.3.3.

Тема 1.13. Устойчивость кранов

§1.13.1. Устойчивость свободно стоящих стреловых кранов

Устойчивость передвижных, свободно стоящих кранов к опрокидыванию обеспечивается только их собственной массой. Нагрузки в этих кранах приложены за пределами опорного контура и создают относительно него опрокидывающий момент. Центр масс крана находится внутри его опорного контура, и вес крана создает соответственно восстанавливающий момент. Соотношение между восстанавливающим и опрокидывающим моментами определяет степень устойчивости крана к опрокидыванию. Для разных положений крана и вылета его стрелы опрокидывающие и восстанавливающие моменты различны, так как изменяются действующие силы и их плечи, положение центра масс крана.

Устойчивость крана должна быть обеспечена для всех его положений при любых возможных комбинациях допускаемых нагрузок. К этим нагрузкам для передвижного поворотного крана относятся вес поднимаемого груза, сила инерции в периоды пуска или торможения механизмов крана, центробежные силы, возникающие при вращении поворотной части крана, ветровое давление на груз и поверхность крана.

Площадка, на которой работает кран, может иметь уклон (образуется уклон и вследствие деформации опорной площадки), вследствие чего восстанавливающий момент от собственного веса крана может уменьшиться.

При определении устойчивости крана различают *грузовую устойчивость*, т. е. устойчивость крана при действии полезных нагрузок и возможном опрокидывании вперед, в сторону стрелы и груза, и *собственную устойчивость* – при отсутствии полезных нагрузок и возможном опрокидывании назад в сторону противовесной части крана под действием ветровой нагрузки нерабочего состояния.

Из опыта эксплуатации кранов известно, что потеря кранами устойчивости и их опрокидывание являются обычно результатом совокупного воздействия ряда неблагоприятных факторов – перегрузки крана по весу груза или вылету крюка, возникновение значительных динамических нагрузок при неправильной эксплуатации, сверхнормативный уклон местности, просадка грунта и др. Из общего количества аварий, имеющих место при эксплуатации строительных кранов, около половины приходится на опрокидывание кранов.

Разработаны различные модели устойчивости крана. Базовой в настоящее время считается модель, учитывающая, что для опрокидывания крана ему следует сообщить кинетическую энергию, необходимую для того, чтобы преодолеть приращение потенциальной энергии, получаемой при повороте крана на угол α (рис. 108), достаточный для перехода центра масс крана за ребро опрокидывания с грузом на крюке (грузовая устойчивость) или без груза, но при воздействии ветра нерабочего состояния, или при обрыве груза (собственная устойчивость). Кинетическая энергия зависит как от инерционного импульса, так и от продолжительности его действия.

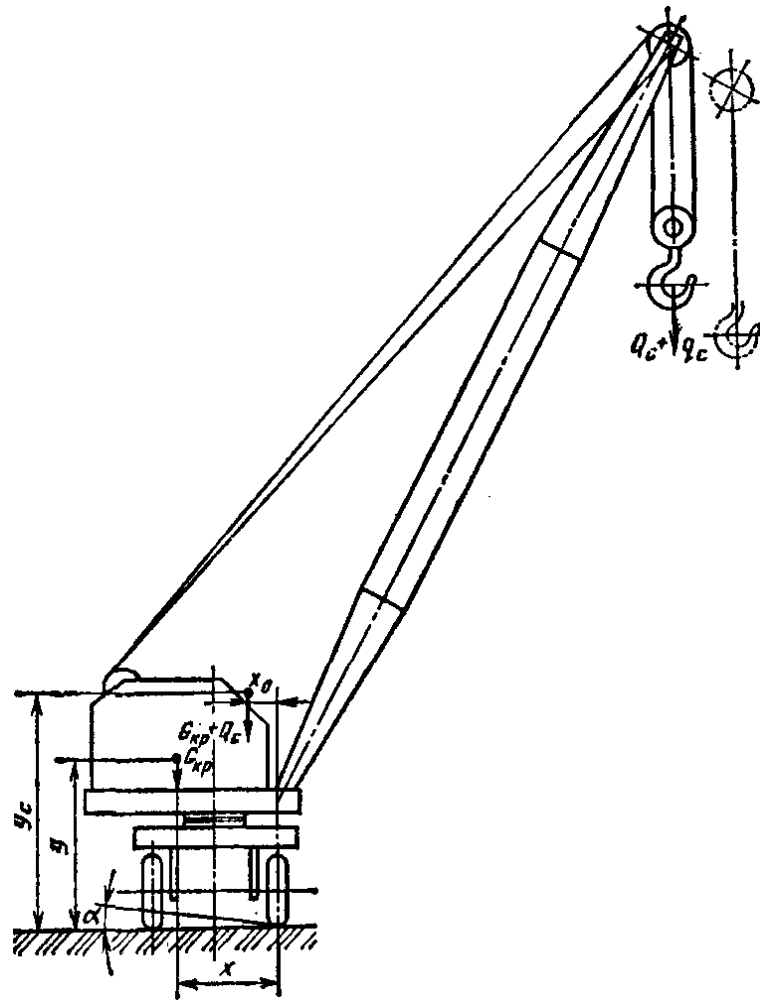


Рис. 108. Схема для определения динамической устойчивости крана

Эта модель предусматривает также два практических подхода к решению задачи. По одному из них – моментному – действующие нормативные нагрузки учитываются с их возможными отклонениями от номинальных значений, приводящими к нарушению устойчивости (предельное состояние), включая и отклонения массы крана. В результате можно составить уравнение моментов относительно ребра опрокидывания

$$M_{кр} \geq \sum M_i,$$

где $M_{кр}$ – момент от собственного веса крана;

$\sum M_i$ – сумма моментов всех действующих сил.

По второму методу (методу опрокидывающего груза) учитываются номинальные значения всех действующих нагрузок и добавляется часть грузового момента, который должен компенсировать как неточности учитываемых нагрузок, так и превышение веса груза по отношению к номинальному.

Методы отличаются только методологией подхода к решению задачи и при правильном выборе исходных данных дают близкие результаты. Критерием обоснованности исходных данных является практика безаварийной работы кранов при минимальном весе машины.

Первый из этих методов разрабатывается во ВНИИСтройдормаше и реализован применительно к башенным кранам в ГОСТ 13994. Второй метод узаконен в действующими Правилами безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов.

Принцип, положенный в основу указанной выше модели может быть сформулирован в виде следующей задачи, которую для упрощения рассмотрим без учета упругости элементов крана и основания, а массу крана $m_{кр} = G_{кр}/g$ будем считать

равномерно распределенной по примыкающей к ребру опрокидывания призме с координатами центра масс x и y . На кран действуют момент статических сил $\Sigma M_{ст}$ и момент инерционных сил $\Sigma M_{ин}$, причем эти силы действуют в течение малого промежутка времени и на протяжении всего периода постоянны.

Момент инерции массы крана относительно ребра опрокидывания

$$J = \frac{4}{3} m_{кр} (x^2 + y^2),$$

а момент устойчивости, создаваемый массой крана,

$$M_{G_{кр}} = G_{кр} x.$$

Уравнение моментов всех сил, включая силы инерции, относительно ребра опрокидывания при наклоне крана в сторону стрелы на угол α :

$$G_{кр} x \cos \alpha - G_{кр} y \sin \alpha + J \ddot{\alpha} - \Sigma M_{ст} - \Sigma M_{ин} = 0.$$

Поскольку для опрокидывания крана угол α должен быть небольшим, с малой погрешностью можно считать $\sin \alpha = \alpha$ и $\cos \alpha = 1$. Заменяя $G_{кр} x$ через $M_{G_{кр}}$, дифференциальное уравнение устойчивости получаем в виде

$$\ddot{\alpha} - \frac{G_{кр}}{J} y \alpha = \frac{\Sigma M_{ст} - \Sigma M_{ин} - M_{G_{кр}}}{J}.$$

Вводя обозначения

$$\frac{G_{кр}}{J} y = p^2 \text{ и } \frac{\Sigma M_{ст} - \Sigma M_{ин} - M_{G_{кр}}}{J} = N(t),$$

приводим уравнение к каноническому виду: $\ddot{\alpha} - p^2 = N(t)$, решение которого:

$$\alpha = \frac{\alpha_0}{p} \operatorname{sh} p + \frac{1}{p} \int N(t_1) \operatorname{sh} p(t - t_1) dt.$$

Так как до приложения нагрузки кран был неподвижен, то $\alpha_0 = 0$ и $\dot{\alpha} = 0$. Ввиду малого угла α можно принять

$$\operatorname{sh} p(t - t_1) = p(t - t_1) \text{ и } \operatorname{ch} p(t - t_1) = 1.$$

Тогда

$$\alpha = \frac{1}{p} \int_0^t N(t_1) p(t - t_1) dt_1; \quad \dot{\alpha} = \int_0^t N(t_1) dt,$$

где t_1 – переменная, изменяющаяся от 0 до t .

Угол α возрастает пока $\dot{\alpha} > 0$. В момент, когда $\dot{\alpha} = 0$, $\alpha = \alpha_{\max}$.

Приравняем нулю выражение угловой скорости

$$\dot{\alpha} = \int_0^t N(t_1) dt = \int_0^t \frac{\Sigma M_{ст} + \Sigma M_{ин} - M_{G_{кр}}}{J} dt = 0.$$

Весь период t , в течение которого изменялся угол поворота α , делится на период τ действия момента $\Sigma M_{ин}$ и период $t - \tau$, когда этот момент уже не действует. Следовательно, из предыдущего уравнения получаем

$$\frac{\Sigma M_{ст} + \Sigma M_{ин} - M_{G_{кр}}}{J} \tau + \frac{\Sigma M_{ст} - M_{G_{кр}}}{J} (t - \tau) = 0,$$

откуда

$$t = \frac{\Sigma M_{ин}}{M_{G_{кр}} - \Sigma M_{ст}} \tau.$$

Подставив это значение t в выражение угла поворота, после преобразования получим:

$$\alpha_{\max} = \frac{\tau^2 \Sigma M_{ин}}{2J} \left(\frac{\Sigma M_{ин}}{M_{G_{кр}} - \Sigma M_{ст}} - 1 \right).$$

При наличии груза на крюке центр масс системы кран – груз смещается к ребру опрокидывания, координаты его становятся x_0 и y_0 и предельный угол устойчивости определяется как $\alpha_{\max} = \operatorname{arctg}(x_0/y_0)$.

Подставив значения α_{\max} в предыдущую формулу, можно определить предельное значение допустимого времени воздействия инерционных сил:

$$\varphi = \frac{1}{\sum M_{ин}} \sqrt{2J \frac{x_0}{y_0} \frac{M_{G_{кр}} - \sum M_{ст}}{\sum M_{ин} + \sum M_{ст} - M_{G_{кр}}}}$$

Воспользоваться приведенными выше выражениями практически можно только для анализа зарегистрированного процесса, так как $\sum M_{ин}$ является функцией нескольких одновременно протекающих, но разных по величине периодов импульсного нагружения крана; к тому же время действия момента также неизвестно.

Необходимо отметить, что задача обеспечения грузовой устойчивости свободно стоящего крана не имеет и не может иметь законченного решения, поскольку параметры нагружения, а, следовательно, и устойчивости зависят от такого фактора, как искусство управления механизмами крана и ответственного отношения к этому процессу оператора и других лиц (например, такелажников), участвующих в нем. Поэтому обеспечение устойчивости является вероятностной задачей, а регламентированные нормы устойчивости обобщают реальный опыт эксплуатации кранов и гарантируют, что при соблюдении соответствующих, оговоренных условиях эксплуатации кран будет работоспособен и устойчив. Методы обеспечения устойчивости по любым нормам, в том числе и по нормам Правил по кранам, а для башенных кранов по ГОСТ 13994, являются лишь обобщенными методами, имеющими различные формы. Реальное обеспечение гарантированной устойчивости свободно стоящих кранов может быть осуществлено только путем оборудования крана устройствами автоматизации управления и регламентированного контроля статической и динамической нагруженности.

Поэтому любой метод расчета устойчивости должен сводиться к определению минимальной массы крана, необходимой для обеспечения его работоспособности при заданных условиях эксплуатации.

Согласно Правилам при проектных инженерных расчетах проверяют грузовую и собственную устойчивость, причем принимают наиболее неблагоприятные из возможных сочетаний статически действующих и инерционных сил. Кроме того, поскольку расчеты по определению устойчивости не могут быть абсолютно точны, принимают, что для гарантии безопасной эксплуатации кран должен обладать еще и некоторым запасом устойчивости ($M_{зап}$).

Тогда общее уравнение устойчивости крана, базирующееся на этих предпосылках, можно представить в виде

$$M_{G_{кр}} - \sum M_{ст} - \sum M_{ин} - M_{зап} = 0.$$

Грузовая устойчивость (рис. 109, а). Кран стоит на наклонной местности, подвержен действию ветра (по нормам для рабочего состояния) и его поворотная часть вращается, одновременно происходит торможение опускающегося груза; стрела установлена поперек пути. При установке стрелы вдоль пути может одновременно происходить и торможение движущегося крана. На кран действуют вес груза, силы инерции, возникающие при торможении опускающегося груза и движущегося крана, силы инерции от вращения поворотной части крана, ветровая нагрузка. Расчет устойчивости производится для всех вылетов.

Собственная устойчивость (рис. 109, б). Кран стоит на наклонной местности; стрела установлена вдоль пути, вылет стрелы минимальный. На кран действует только давление ветра (по нормам для нерабочего состояния). Расчет производится только для минимального вылета.

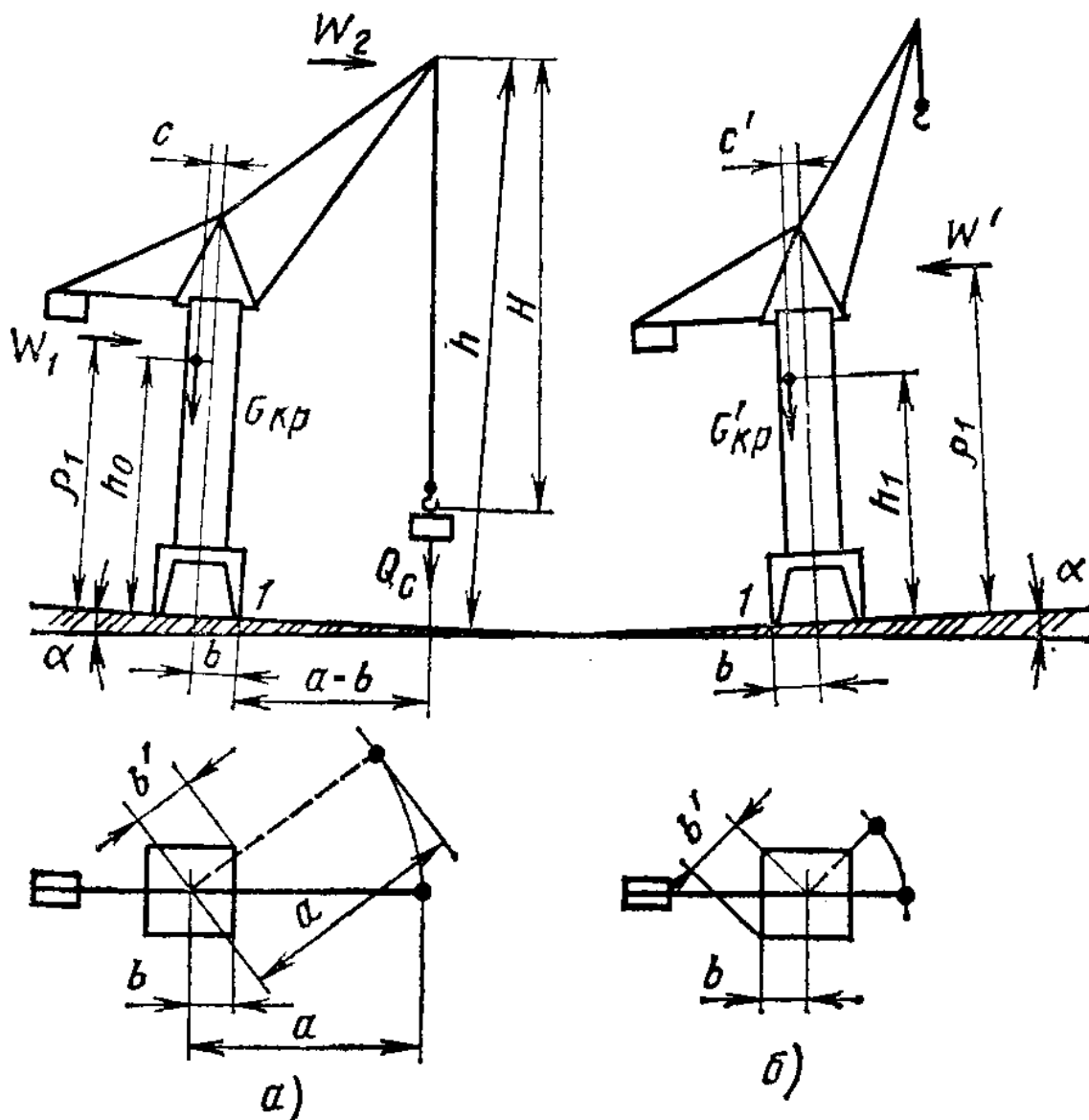


Рис. 109. Схемы для расчета устойчивости крана:
 а – грузовой; б – собственной

Определим момент, создаваемый собственным весом $G_{кр}$ крана при расчете грузовой устойчивости:

$$M_{G_{кр}} = G_{кр} [(c + b) \cos \alpha - h_0 \sin \alpha].$$

Угол наклона для башенных строительных кранов $\alpha \approx 1,5^\circ$, для пневмоколесных, гусеничных, автомобильных и других подобных кранов, работающих безвыносных опор $\alpha \approx 3^\circ$, при работе на выносных опорах $\alpha \approx 1,5^\circ$.

Момент, создаваемый весом груза,

$$M_{Q_c} = Q_c (a - b).$$

Момент, создаваемый вертикальными инерционными силами при торможении груза весом Q_c , опускающегося со скоростью v_c при времени торможения t ,

$$M_j = Q_c (a - b) \frac{v_c}{gt}.$$

Момент, создаваемый центробежными силами, возникающими при вращении поворотной части с частотой n (об/мин),

$$M_{ц} = \frac{Q_c \pi^2 n^2 a h}{900g} \frac{1}{1 - n^2 H / 900},$$

где $\frac{1}{1 - n^2 H / 900}$ – коэффициент, учитывающий увеличение вылета груза, отнесенного под действием центробежной силы от оси вращения; центробежными силами масс крана можно пренебречь, так как они примерно уравновешены.

Момент ветровой нагрузки, действующей на кран и груз (при ветре рабочего

состояния),

$$M_B = W_1 \rho_1 + W_2 h.$$

Запасной момент грузовой устойчивости, определяемый коэффициентом запаса устойчивости $\psi \geq 0,15$,

$$M_{\text{зап}} = \psi M_{Q_c}.$$

Момент горизонтальных сил инерции при торможении перемещающихся масс груза и крана со скоростью $v_{\text{н}}$ (м/с):

$$M_I^{\text{пер}} = \frac{Q_c v_{\text{н}} h}{g t_{\text{н}}} + \frac{G_{\text{кр}} v_{\text{н}} h_0}{g t_{\text{н}}}.$$

Момент, создаваемый весом крана при расчете собственной устойчивости (рис. 109, б),

$$M'_{G_{\text{кр}}} = G_{\text{кр}} [(b - c_1) \cos \alpha - h_1 \sin \alpha].$$

Момент ветровой нагрузки (W') при ветре нерабочего состояния

$$M'_B = W' \rho'.$$

Запасной момент устойчивости при расчете собственной устойчивости, определяемый таким же коэффициентом запаса, как и выше, т. е. $\psi' \geq 0,15$,

$$M'_{\text{зап}} = M'_B \psi'.$$

Условие равновесия в соответствии с общим уравнением устойчивости можно записать при расчете грузовой устойчивости так:

$$M_{G_{\text{кр}}} - M_{Q_c} - M_I - M_{\text{н}} - M_I^{\text{пер}} - M_B - M_{\text{зап}} \geq 0$$

или

$$M_{G_{\text{кр}}} - M_{Q_c} (1 + \psi) - M_I - M_I^{\text{пер}} - M_{\text{н}} - M_B \geq 0.$$

Коэффициент грузовой устойчивости $\varphi = 1 + \psi$ показывает, во сколько раз нужно перегрузить кран, чтобы вызвать его опрокидывание; по нормам Правил по кранам $\varphi \geq 1,15$ [для монтажных кранов большой грузоподъемностью (63 т и более) этот коэффициент может быть принят меньшим].

Следовательно,

$$\varphi = \frac{M_{G_{\text{кр}}} - M_{\text{н}} - M_I - M_I^{\text{пер}} - M_B}{M_{Q_c}} \geq 1,15.$$

Теми же нормами предусмотрена проверка коэффициента грузовой статической устойчивости, т. е. устойчивости крана, находящегося в статическом состоянии вне ветрового воздействия:

$$\varphi_{\text{ст}} = M_{G_{\text{кр}}} / M_{Q_c} \geq 1,4.$$

При расчете собственной устойчивости условие равновесия имеет вид

$$M'_{G_{\text{кр}}} - M'_B - M'_{\text{зап}} = M'_{G_{\text{кр}}} - M'_B \psi' \geq 0.$$

Коэффициент собственной устойчивости $\varphi' = 1 + \psi'$; по указанным выше нормам $\varphi' \geq 1,15$. Следовательно,

$$\varphi' = M'_{G_{\text{кр}}} / M'_B \geq 1,15.$$

Необходимо проверять также устойчивость кранов в процессе их монтажа. При определении коэффициентов грузовой и собственной устойчивости не разрешается учитывать действие каких-либо устройств, стабилизирующих положение крана, если они не предназначены специально для повышения устойчивости крана.

Возможен еще один вид нагружения крана, который может вызвать его опрокидывание, не всегда регламентируемый, но подлежащий анализу при расчете крана. Это случай экстремального нагружения крана, возникающий, когда в груженом кране при стреле, находящейся в положении наименьшего вылета, происходит внезапное снятие нагрузки, например, выпадение груза из строп или обрыв строп.

При грузе, подвешенном на крюке, система кран – стрела находится в

напряженном состоянии, при котором накоплена некоторая потенциальная энергия, зависящая от перемещения элементов крана, стрелы и стрелового полиспаста и действующих в них усилий. При мгновенном снятии нагрузки накопленная потенциальная энергия преобразуется в кинетическую энергию движения крана и стрелы. Стрела при этом подскакивает и, если ее кинетическая энергия достаточна, запрокидывается. Ориентировочно сила, действующая вверх, $Q'_c = 0,1Q_c$.

При этом центр масс стрелы перемещается в сторону поворотной части крана, что нарушает условия собственной устойчивости и может привести к опрокидыванию крана назад в сторону противовеса (контргруза). Для борьбы с запрокидыванием стрелы применяют упоры на двуногой стойке, головке башни или каркасе кабины, или гибкие тяги, прикрепленные к стреле, к выступающим под стрелой частям крана. Наличие упоров или тяг видоизменяет процесс и опрокидывающий момент создается только ударным импульсом без участия полного статического момента, возникающего при запрокидывании стрелы. Это бывает обычно достаточным для того, чтобы собственная устойчивость крана оставалась положительной. Поэтому применение упоров или тяг, удерживающих стрелу от запрокидывания, целесообразно.

Если начало процесса имеет место при стреле (весом G_c), находящейся под углом θ_0 к вертикали, центр масс которой приложен на расстоянии y от пяты, а накопленная потенциальная энергия, которая может быть преобразована в кинетическую энергию движения стрелы, равна A_0 , то угол поворота θ_1 стрелы при снятии нагрузки можно определить по энергетическому методу из уравнения $A_0 = G_c y [\cos(\theta_0 - \cos \theta_1) - \cos \theta_0]$, а начальную угловую скорость стрелы ω_0 – из уравнения

$$A_0 = 0,5J_c \omega_0^2, \text{ откуда } \omega_0 = \sqrt{2A_0/J_c},$$

где J_c – момент инерции стрелы относительно пяты.

Если $\theta_1 \geq \theta_0$, то стрела будет запрокидываться, для предотвращения чего требуется применять упоры или тяги.

После того как стрела получит контакт с упорами или произойдет натяжение тяг, начнется совместное движение системы стрела–кран, что может привести к некоторому наклону крана с отрывом его опор от основания или даже к его опрокидыванию.

Полная масса крана (конструктивная масса, масса балласта и противовеса) является обычно функцией его устойчивости – грузовой и собственной; это создает предпосылки для определения теоретически минимальной возможной массы крана.

§ 1.13.2. Устойчивость козловых кранов

Козловые краны проверяют на устойчивость в продольном (вдоль пути) направлении в рабочем состоянии при резком торможении, например, при наезде на упор (рис. 110).

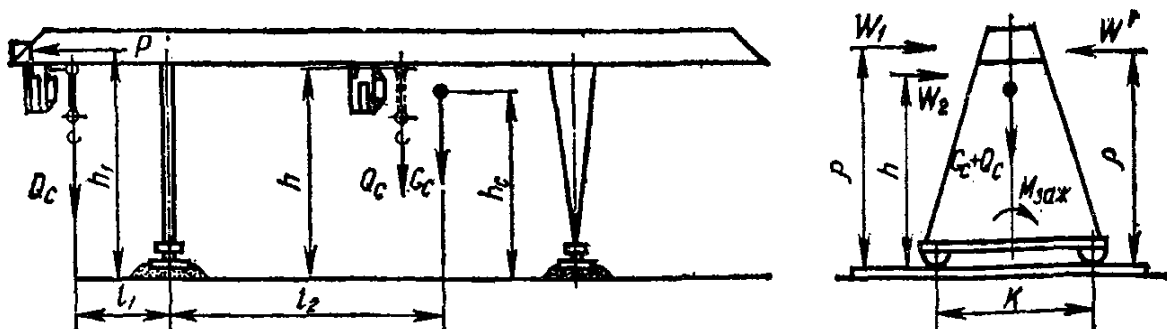


Рис. 110. Схема для расчета устойчивости козлового крана

Коэффициент устойчивости

$$\varphi_k = \frac{M_{G+Q}}{M_j^{\text{пер}} + M_b} \geq 1,15,$$

где $M_{G+Q} = (G_c + Q_c) K/2$ (здесь K – база опорных колес крана);

$$M_j^{\text{пер}} = (Q_c h + G_c h_0) \frac{v_H}{gt_H}$$

(здесь $t_H = 0,5 \dots 1$ с);

$$M_b = W_1 \rho + W_2 h \text{ (при ветре рабочего состояния).}$$

При нерабочем состоянии коэффициент устойчивости

$$\varphi'_k = \frac{M_G + M_{\text{заж}}}{M_b} \geq 1,15,$$

где $M_G = GK/2$;

$M_{\text{заж}}$ – момент относительно ребра опрокидывания сил зажима крана к рельсовому пути, осуществляемого, если они применяются, противоугонными захватами;

$M'_b = W' \rho'$ – момент при ветре нерабочего состояния.

Для козловых кранов с консолями дополнительно проверяют устойчивость в поперечном направлении при выезде груженной тележки на край консоли и резком торможении ее, например, при ударе о буфер с силой

$$P = \frac{(Q_c + G_{\text{тел}}) v_{\text{тел}}}{gt_{\text{тел}}},$$

где $G_{\text{тел}}$ – вес тележки;

$v_{\text{тел}}$ – скорость тележки;

$t_{\text{тел}}$ – время перемещения тележки (принимают $t_{\text{тел}} \approx 0,5 \dots 0,8$ с).

Условия устойчивости при коэффициенте устойчивости $\varphi'' \gg 1,15$:

$$\varphi'' (Q_c l_1 + P h_1) \leq G_c l_2.$$

§ 1.13.1. Определение оптимальной массы стрелового крана

Оптимизация массы крана базируется на том, что минимальная масса имеет место в случае, когда коэффициенты устойчивости – грузовой и собственной – близки к минимальным. Масса крана состоит из конструктивной массы, т. е. из массы элементов, воспринимающих нагрузки (металлоконструкций и опорных частей), массы элементов, осуществляющих рабочий процесс (механизмов и силового оборудования), и массы балласта (в основании крана) и противовеса (в хвостовой части поворотной части крана). Комбинацией масс балласта и противовеса можно получить минимальную их общую массу, определяемую коэффициентами устойчивости по нормам Правил по кранам и соответственно оптимальную массу крана.

В обобщенном виде уравнения устойчивости можно записать так:

$$K_1 M_Q + M_H = M_{G_{\text{кр}}} + M_{\text{бал}} + M_{\text{пр}}; \quad K_2 M'_b = M'_{G_{\text{пр}}} + M'_{\text{бал}} + M'_{\text{пр}},$$

где $K_1 = \varphi$ и $K_2 = \varphi'$ – коэффициенты грузовой и собственной устойчивости;

M_Q – грузовой опрокидывающий момент рабочего состояния;

M_H – суммарный опрокидывающий момент всех внешних сил, кроме веса груза при рабочем состоянии крана;

M'_b – ветровой опрокидывающий момент нерабочего состояния;

$M_{G_{\text{кр}}}$, $M_{\text{бал}}$, $M_{\text{пр}}$ и $M'_{G_{\text{пр}}}$, $M'_{\text{бал}}$, $M'_{\text{пр}}$ – моменты от весов конструкции крана, балласта и контргруза относительно ребер опрокидывания соответственно при рабочем и нерабочем состоянии крана.

Очевидно, что при увеличении массы противовеса (контргруза) и соответствующем уменьшении массы балласта грузовая устойчивость повышается, а собственная уменьшается, и наоборот. Снижением и повышением масс противовеса или балласта, а также снижением массы противовеса и балласта можно получить минимальную массу крана.

Таким образом, задача определения коэффициента устойчивости, по существу, сводится к задаче определения оптимальной массы противовеса (контргруза) при минимальной массе конструктивных элементов крана. Это положение отвечает и экономической оптимальности крана, поскольку удельная стоимость конструктивных элементов примерно в 10 раз превышает удельную стоимость противовеса и балласта.

Конкретное решение задачи требует многочисленных расчетов, и его целесообразно выполнять с помощью ЭВМ, перебирая возможные варианты с учетом того, что коэффициенты K_1 и K_2 могут колебаться в определенных ограниченных пределах, нижним из которых является нормированное Госгортехнадзором значение $K_1 = K_2 = 1,15^*$.

Тема 1.14. Конструкция и расчет вспомогательных грузоподъемных машин

§1.14.1. Лебедки механизмов подъема

Общая характеристика. Лебедки являются второй после полиспастов и грузозахватывающих устройств составной частью механизма подъема грузов. Вместе с тем их можно использовать и в механизмах изменения вылета стрелы крана и как тяговые механизмы для кранов и других подъемно-транспортных машин.

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 конструктивного выполнения лебедки разделяют на однобарабанные и многобарабанные, односкоростные и многоскоростные, в зависимости от типа привода – с электроприводом, гидроприводом, приводом от ДВС и ручным приводом; в зависимости от типа связи между отдельными элементами – с жесткой связью, с фрикционной связью между барабанным и приводным механизмом – фрикционные лебедки; с фрикционной связью между канатом и барабаном – лебедки шпилевые и с канатоведущими шкивами; 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 типу барабана – на нарезные, гладкие и фрикционные.

Фрикционные лебедки в настоящее время применяют только в кранах с групповым приводом механизмов от одного двигателя, обычно ДВС. Шпилевые лебедки используют обычно как тяговые для перемещения отдельных железнодорожных вагонов и судов при их швартовке. Лебедки с канатоведущими шкивами широко распространены в подъемниках зданий (лифтах и в других подъемных устройствах с большой высотой подъема).

В строительстве наиболее широко используются лебедки с жесткой связью – зубчатыми передачами между их элементами – двигателем, тормозом, барабаном.

Однобарабанные реверсивные лебедки. Однобарабанные реверсивные лебедки с

приводом от электродвигателя (электрореверсивные) применяют в комбинации с полиспадами для подъема грузов любой массы. Наиболее часто используемые однобарабанные лебедки со стандартными параметрами (ГОСТ 2914) имеют тяговое усилие 3,2...125 кН при скорости каната 0,5...0,1 м/с и канатоемкости соответственно тяговым усилиям 80...800 м.

Лебедки этого типа, с жесткой связью между двигателем и барабаном, имеют сварную раму 1 (рис. 111, а), на которой установлены барабан 2, двухступенчатый зубчатый редуктор 3, тормоз 4 и электродвигатель 6. Электродвигатель с редуктором соединяются упругой муфтой 5, одна из частей которой является одновременно тормозным шкивом. Тормоз – двухколодочный с короткоходовым электромагнитом или электрогидравлическим толкателем. Электрическая часть магнита или толкателя включена параллельно к электродвигателю привода. Опускание груза осуществляется принудительным реверсированием двигателя, что обеспечивает безопасность выполнения работ. Скорость опускания равна скорости подъема или несколько превышает ее. Управление электродвигателем осуществляется контроллером 7, укрепленным на раме лебедки, на которой размещаются также пускорегулирующие резисторы 8. Возможно дистанционное управление лебедкой.

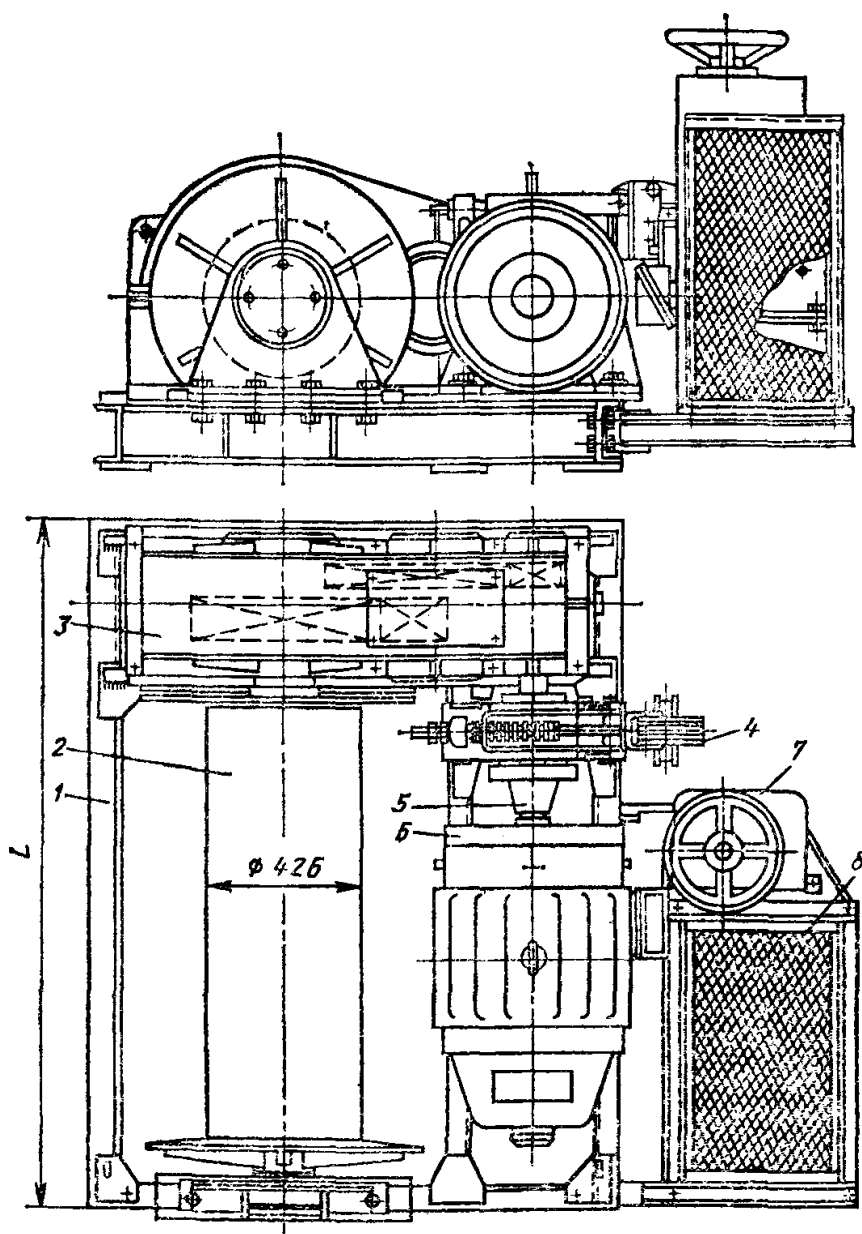


Рис. 111. Электрореверсивная лебедка

В лебедках данной конструкции типоразмер применяемого редуктора определяет необходимость соблюдения расстояния между двигателем и барабаном. Межцентровое расстояние редуктора должно быть не меньше полусуммы поперечных размеров двигателя и барабана по его наибольшему диаметру с учетом реборд при многослойной навивке. Поэтому в лебедках этого типа используют преимущественно двухступенчатые редукторы. При больших передаточных числах применяют третью передачу, выполняя ее обычно открытой. Валы вращаются в подшипниках качения.

Связь барабана с редуктором выполняется различными способами.

Для монтажа тяжелых и громоздких конструкций применяют тихоходные лебедки с червячным редуктором и дополнительной открытой зубчатой передачей.

Регулирование скорости опускания груза при электрореверсивных лебедках возможно в ограниченных пределах. При необходимости более глубокого регулирования скорости, что имеет место при их использовании в башенных кранах, применяют обычно расположенный соосно с валом электродвигателя тормозной генератор, создающий противодвижущий момент. Пределы регулирования при этом могут быть доведены до 1:4.

В этой лебедке (рис. 112) привод осуществляется от электродвигателя 3, прифланцованного непосредственно к редуктору 2. Вал 7 двигателя 3 с первичным валом редуктора связан сдвоенной зубчатой муфтой 6. Корпус тормозного генератора 1, создающего при принудительном вращении его опускающимся грузом тормозной момент M (рис. 113), прифланцован ко второй стороне редуктора 2, а ротор его насажен на хвостовике первичного вала 5 редуктора. На хвостовом конце вала двигателя 3 размещен тормоз 4.

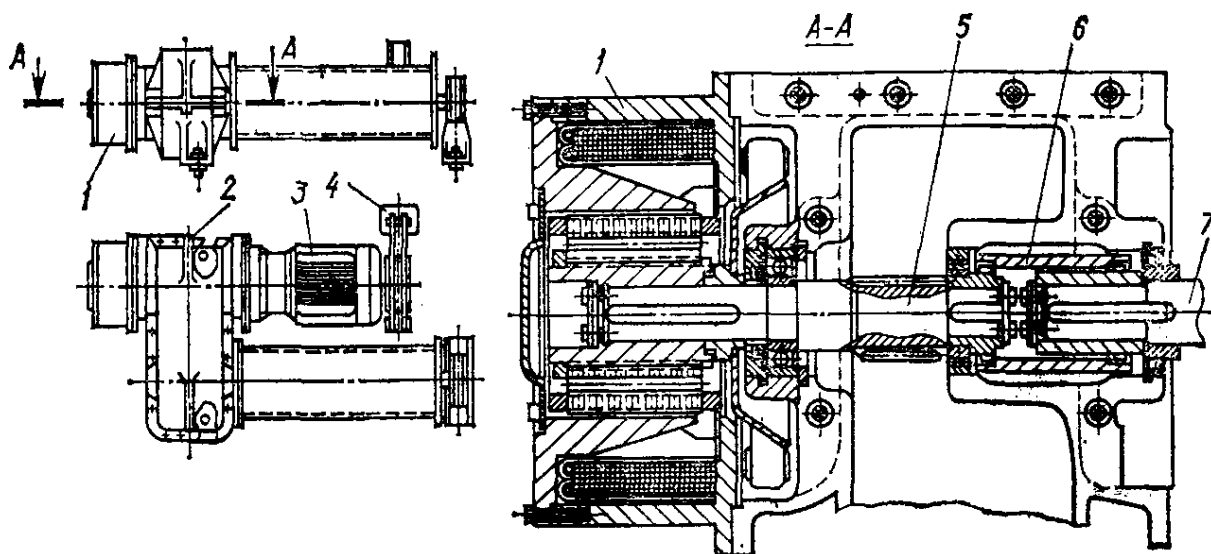


Рис. 112. Лебедка с тормозным генератором

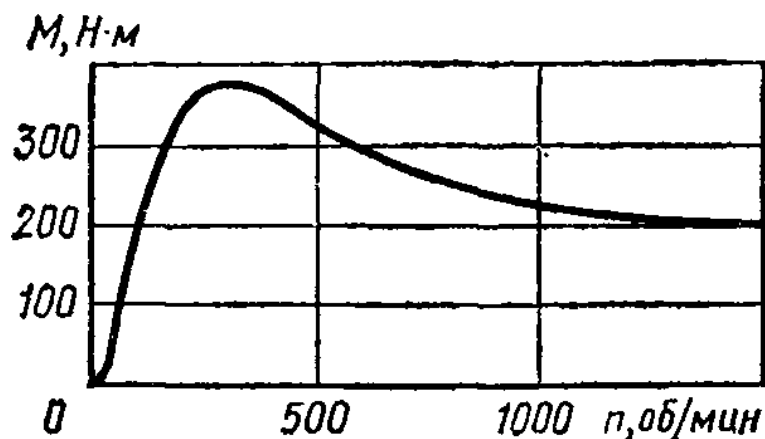


Рис. 113. Характеристика тормозного генератора

Для уменьшения размеров и веса лебедки выполняют соосными с планетарными передачами, встроенными в барабан (рис. 114). В лебедке, схема которой показана на рис. 114, а, от двигателя вращение передается размещенной внутри барабана планетарной передаче, состоящей из солнечного колеса (z_1), укрепленного внутри барабана венца (z_2), неподвижного венца (z_3) и сателлитов (z_4, z_5). Барабан вращается венцом. Передаточное число этой планетарной передачи

$$u = \frac{1 + (z_4/z_1) (z_3/z_5)}{1 - (z_4/z_2) (z_3/z_5)}$$

может быть достаточно большим – до 200. Для возможности сборки передач должны быть соблюдены условия $z_2 - z_4 = z_3 - z_5$ и $z_2 = z_1 + 2z_4$ или должны применяться скорректированные шестерни, обеспечивающие соблюдение межцентровых расстояний.

Помимо рассмотренной передачи с тремя центральными колесами можно применять и другие типы планетарных передач, например, трехступенчатые с шестью центральными колесами. Передаточное число передачи, выполненной по схеме, показанной на рис. 114, б,

$$u = -[(1 + z_3/z_1) (1 + z_6/z_4) (1 + z_9/z_7) - 1],$$

а по схеме, показанной на рис. 114, в,

$$u = (1 + z_3/z_1) (1 + z_6/z_4) (1 + z_9/z_7).$$

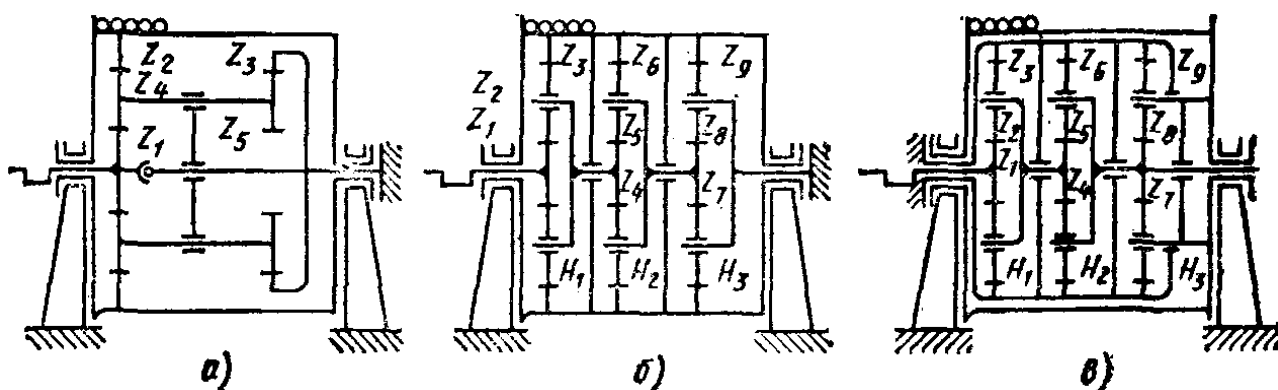


Рис. 114. Схемы лебедок со встроенными в барабан планетарными передачами: а – двухступенчатой; б, в – трехступенчатой в виде отдельного блока, встроенного в барабан

Передаточные числа этих передач также могут быть доведены до 200 при КПД не меньше 0,85.

Тормоза должны обеспечивать стопорение барабана.

На рис. 115, а показана лебедка с приводом от гидродвигателя и передач, встроенной в барабан. В лебедке применен соосный с валом двигателя замкнутый пружиной дисковый тормоз. Управляется тормоз штоком гидротолкателя, сжимающим пружину. Жидкость подается насосом одновременно в гидродвигатель и в гидротолкатель тормоза, растормаживая последний. Регулируя поток жидкости дросселированием или другим способом, можно обеспечить в широких пределах бесступенчатое регулирование скорости. Передаточное число передачи

$$u = (z_2/z_1) (z_4/z_3).$$

В лебедках подобного типа можно применять и планетарные передачи.

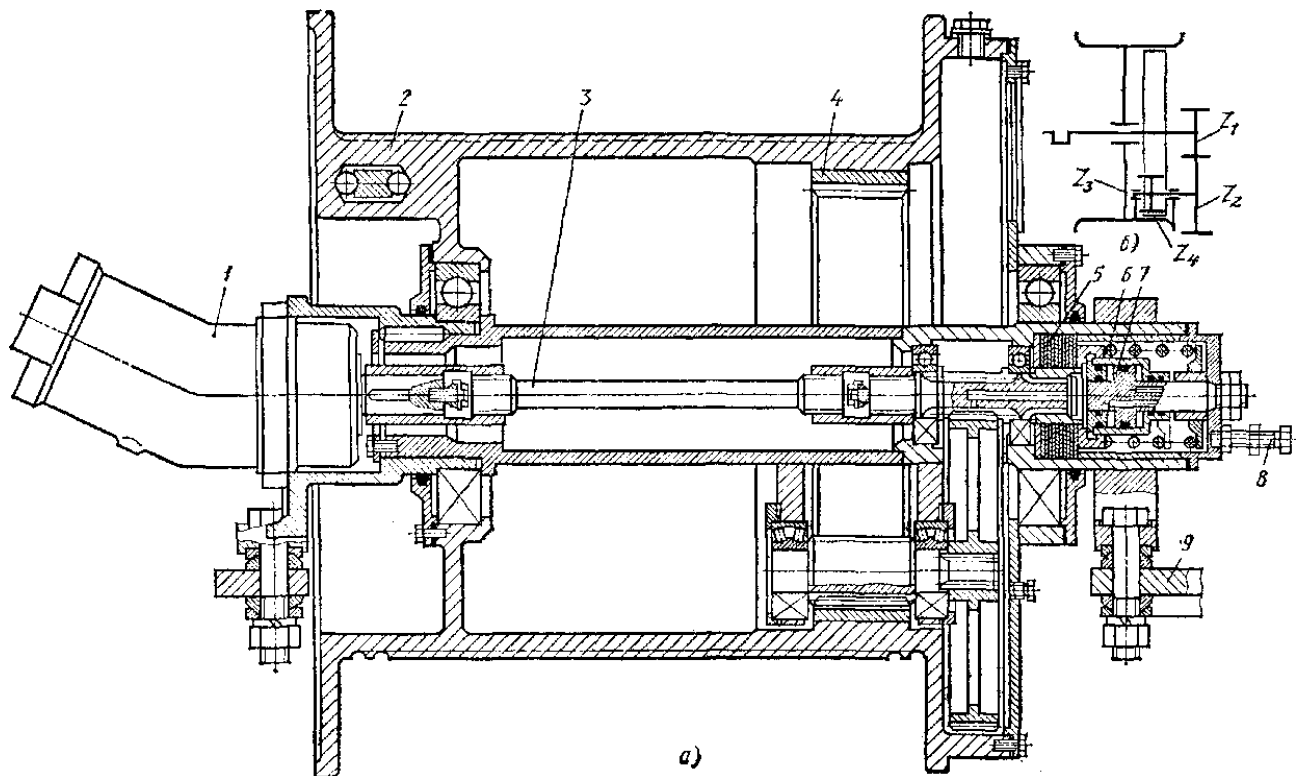


Рис. 115. Подъемная лебедка с гидроприводом:

а – конструкция; б – кинематическая схема; 1 – гидродвигатель; 2 – барабан; 3 – соединительный вал; 4 зубчатый обод барабана; 5 – дисковый тормоз; 6 – пружина тормоза; 7 – поршневой толкатель тормоза; 8 – регулировочный болт тормоза; 9 – опоры лебедки

Многоскоростные лебедки. Условия монтажа строительных конструкций определяют необходимость иметь в лебедках несколько различных скоростей каната. Номинальная скорость используется для подъема номинальных грузов, большая для опускания порожних крюков и для подъема груза малой массы. Малые скорости используются обычно как «посадочные» при установке грузов. Получить несколько скоростей можно, применив многоскоростные электродвигатели; однако такие двигатели имеют малую мощность, а крановые двигатели выпускают только в двухскоростном исполнении. Применяют конструкции лебедок с двумя приводными электродвигателями, расположенными соосно с входным валом редуктора – по разные его стороны (рис. 116, а, б) или по одну сторону (рис. 116, в, г). Используют эти лебедки по следующей схеме. Для подъема и опускания номинального груза с номинальной скоростью применяют основной двигатель 3 при невключенном, но с вращающимся валом, вспомогательном двигателе 1. Малые грузы и крюк без груза поднимают и опускают вспомогательным двухскоростным двигателем, имеющим номинальную частоту вращения вала более высокую, чем у вала основного двигателя. Посадочная скорость обеспечивается при совместной работе основного двигателя в режиме динамического торможения и вспомогательного двигателя на малой скорости.

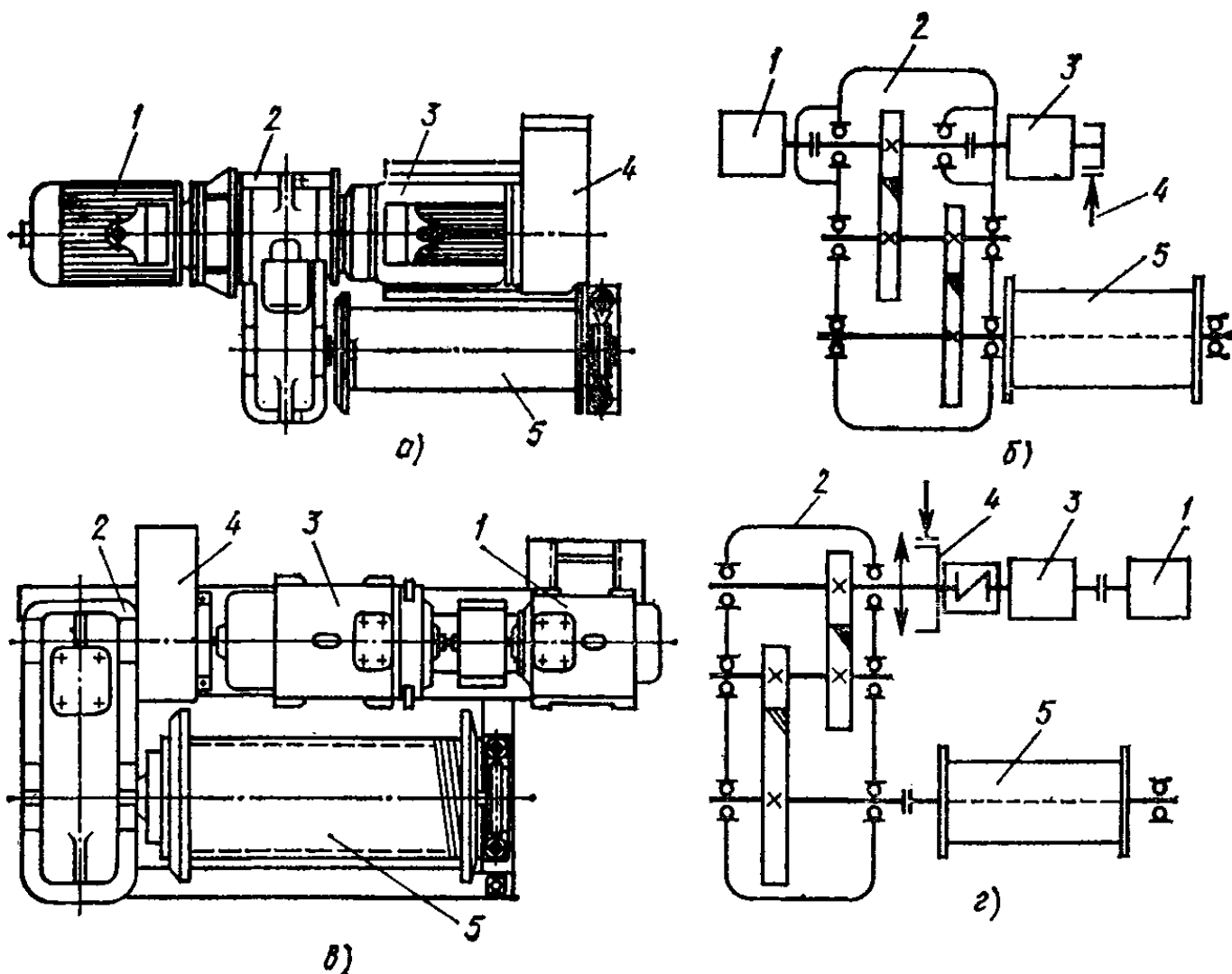


Рис. 116. Двухдвигательные подъемные лебедки с размещением двигателей:
 а, б – разносторонним; в, г – односторонним; 1 – вспомогательный двигатель; 2 редуктор; 3 –
 основной электродвигатель; 4 – тормоз; 5 – барабан

Изменение скорости в широком диапазоне при электрическом приводе возможно при применении привода по системе Г–Д и при тиристорном приводе с импульсным или частотным регулированием. Эти приводы сложны конструктивно, более дороги и требуют более квалифицированного обслуживания. Поэтому в ряде стреловых самоходных кранов получили применение лебедки с двумя электродвигателями трехфазного тока, кранового типа, с встроенным в редуктор цилиндрическим дифференциалом планетарного типа (рис. 117). Дифференциал размещен в корпусе основного редуктора и приводится, с одной стороны, основным двигателем 7, а с другой – через редуктор 1 вторым двигателем 2. Каждый из двигателей снабжен тормозами 6 и 4. Водило дифференциала 3 выполнено в виде закрытой коробки и приводит ведущую шестерню 5 основного редуктора 10, выходной вал которого приводит барабан 8 лебедки; канат прижимается к барабану подпружиненным роликом 9. Внутри коробки дифференциала 3 размещаются ведущие шестерни 11 и 15, промежуточная шестерня 12 и сателлиты 13 и 14.

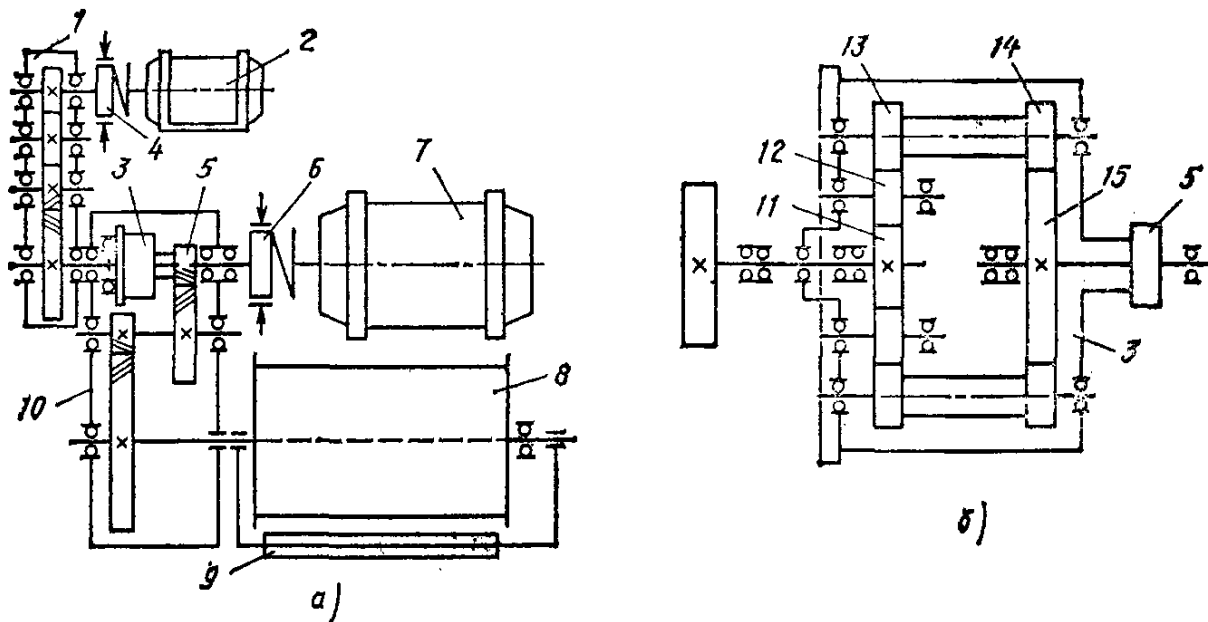


Рис. 117. Подъемная двухдвигательная лебедка с дифференциалом:
а – схема лебедки; б – схема дифференциала

В лебедке, изготовленной по этой схеме, можно получить четыре скорости в каждом направлении. Первая скорость получается при вращении валов обоих электродвигателей в одном направлении; вторая – при вращающемся валу двигателя 7 и неподвижном валу двигателя 2; третья – при вращающемся валу двигателя 2 и неподвижном валу двигателя 7; четвертая – при вращении валов двигателей 7 и 2 в противоположных направлениях.

Частота вращения n выходной шестерни водила 3 зависит от частот вращения валов двигателей n_1 и n_2 и передаточного числа планетарной передачи.

Конструктивный параметр передачи

$$K = (-1)^n \frac{z_{15} z_{13}}{z_{14} z_{11}},$$

где n – число внешних зацеплений.

Кинематическое уравнение этой передачи

$$n_6 (1 - K) = n_{11} - K n_{15},$$

откуда

$$n_6 = \frac{n_{11} - K n_{15}}{1 - K}.$$

Пример. Определить частоту вращения водила лебедки, выполненной по схеме, показанной на рис. 117, б при следующих данных: частоты вращений валов двигателей: $n_1 = 1000$ об/мин; $n_2 = 1000$ об/мин, передаточное число редуктора 1 $u_1 = 5$; числа зубьев дифференциала: $z_{15} = 32$; $z_{11} = 16$; $z_{14} = 32$; $z_{12} = 16$. $z_{13} = 16$; Конструктивный параметр планетарной передачи

$$K = u_{15,11}^3 = (-1)^n \frac{z_{15} z_{13}}{z_{14} z_{11}} = (-1)^3 \frac{32}{32} \frac{16}{16} = -1,$$

где $n = 3$ – число внешних зацеплений.

Передаточное число

$$u_{15,5}^{11} = \frac{n_{15}}{n_5} = 1 - K = 1 + 1 = 2.$$

Кинематическое уравнение имеет вид $n_{11} - n_6 (1 - K) - n_{15} K = 0$, откуда

$$n_6 = \frac{n_{11} - n_{15} K}{1 - K} = \frac{n_{11} + n_{15}}{2}.$$

Частота вращения солнечных колес:

$$n_{11} = \frac{n_2}{u_1} = \frac{1000}{5} \text{ об/мин} = 200 \text{ об/мин}; \quad n_{15} = 1000 \text{ об/мин}.$$

Частоты вращения водила

$$n_{6, I} = \frac{200 + 1000}{2} = 600 \text{ об/мин}; \quad n_{6, II} = \frac{200 - 1000}{2} = -400 \text{ об/мин};$$

$$n_{6, III} = \frac{200}{2} = 100 \text{ об/мин}; \quad n_{6, IV} = \frac{1000}{2} = 500 \text{ об/мин}.$$

Диапазон регулирования $600/100 = 6$ при частоте вращения n_6 , равной 600, 500,

400, 100 об/мин. Ниже приведена схема включения двигателей («+» – включен на подъем; «-» – включен на спуск; 0 – не включен):

Частота вращения, об/мин	600	560	400	100
Двигатель:				
первый	+	+	+	0
второй	+	0	-	+

Если не применять дополнительного редуктора 1 и от вала двигателя 2 с частотой вращения $n_2 = 750$ об/мин непосредственно вращать солнечное колесо 11, то частота вращения n_6 будет 875; 500; 375; 125 об/мин. Это свидетельствует о том, что применение дополнительного редуктора не всегда необходимо.

Мощность двигателя должна соответствовать моменту на солнечном колесе и его частоте вращения.

Подвесные лебедки (тали). Для складских и ремонтных работ в цехах используют *подвесные электрические лебедки – электрические тали*. Если помимо подъема необходимо перемещать груз и в горизонтальном направлении для обслуживания рабочей площади, электротали 1 (рис. 118, а) прикрепляют к самоходным тележкам 2, передвигающимся по разветвленным монорельсовым путям 3 двутаврового профиля.

Электрическая таль (рис. 118, в) состоит из электродвигателя 5, встроенного в барабан (может быть прикреплен сбоку к корпусу талей), редуктора 2, тормоза 1, барабана 4 и корпуса 3, который служит для подвешивания тали к балкам или к тележке. Тележка имеет самостоятельный механизм передвижения 6, приводимый двигателем 7.

Управление электроталими производится с пола через свисающий кабель, на свободном конце которого имеется пульт с кнопками «Пуск» и «Стоп».

Электротали изготавливают серийно грузоподъемностью 0,25...5 т при скорости подъема 0,133 м/с и высоте подъема 6 м и грузоподъемностью 10 т при высоте подъема до 20 м.

Для редко выполняемых ремонтно-монтажных работ применяют подъемные тали с ручным приводом с червячной или шестеренными передачами, подвешиваемые к потолочным балкам или к специальным козлам и треногам. Тяговым органом в них, образующим полиспасть, является грузовая пластинчатая или овальнозвенная цепь, охватывающая звездочку, жестко связанную с червячным колесом. Приводится таль цепным колесом, вращающим червяк червячной передачи или ведущую шестерню шестеренной передачи. Высота подъема тали не ограничивается и зависит от длины грузовой цепи. Червячную передачу с целью повышения КПД делают несамотормозящейся, применяя двухходовой червяк с углом подъема винтовой линии 15...20°. Поэтому в таях как шестеренных, так и червячных обязательным является применение дискового или конического тормоза грузоупорного типа, действующего от осевого усилия червяка или вала с винтовой резьбой.

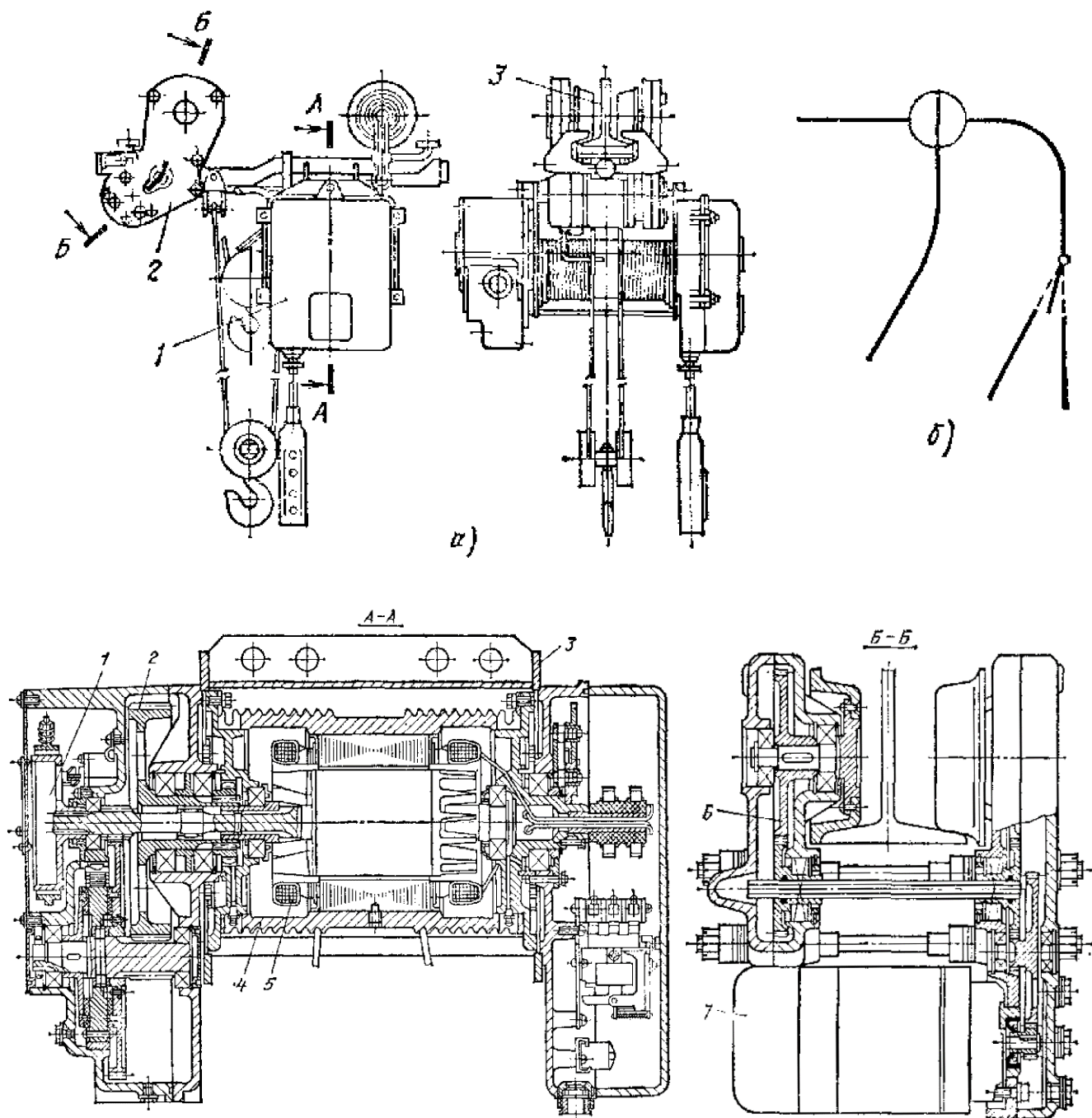


Рис. 118. Электроталь:
а – общий вид; б – схема подвесных путей

Необходимое передаточное число червячной передачи при ее КПД $\eta_{ч.п.}$ грузовом моменте M_Q и приводном моменте M_p будет:

$$u_{ч.п.} = \frac{M_Q}{M_p \eta_{ч.п.}} = \frac{M_Q \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{M_p \operatorname{tg} \alpha},$$

где α – угол подъема винтовой линии;

ρ – угол трения.

Момент на валу червяка диаметром $D_{ч.к}$ при опускании груза (пренебрегая трением в его опорах)

$$M_{ч.к} = M_Q \frac{D_{ч.к}}{D_{ч.к}} \operatorname{tg}(\alpha - \rho)$$

является тем моментом, который должен создавать грузоупорный тормоз (здесь $D_{ч.к}$ – диаметр червячного колеса).

Фрикционные лебедки. В одномоторных подъемных механизмах с фрикционным включением барабанов возможна одновременная работа нескольких барабанов от общей трансмиссии. В этих лебедках применяется обычно

нереверсивный двигатель. Опускание груза может быть осуществлено под действием его силы тяжести при отсоединении барабана от трансмиссии; скорость опускания в этом случае регулируется тормозом. Такие лебедки в настоящее время используются только в самоходных кранах с групповым приводом механизмов (рис. 119).

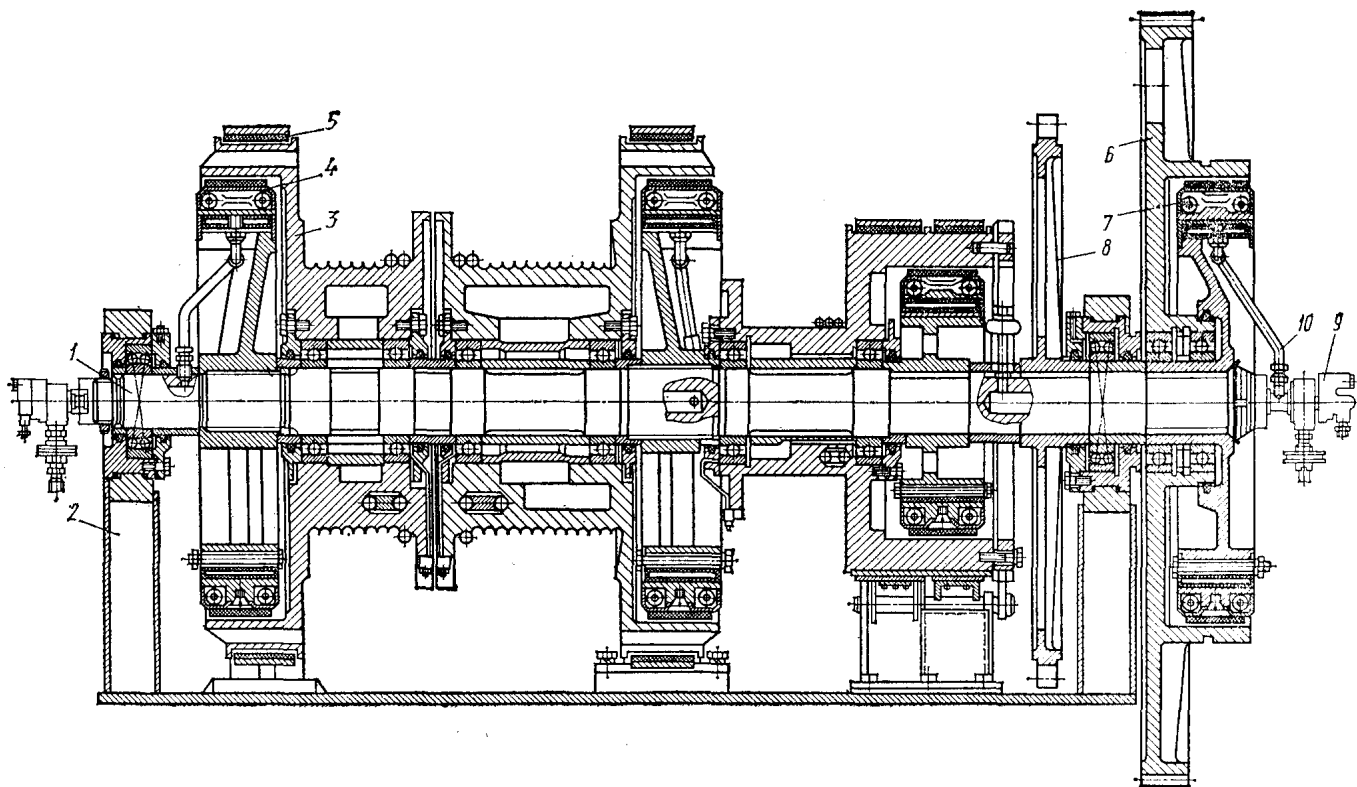


Рис. 119. Фрикционная многобарабанная лебедка с групповым приводом

Лебедка выполнена одновальной. На валу 1, опирающемся на стойки 2, размещены три свободно вращающихся канатных барабана 3. В каждом из барабанов размещены внутренние фрикционные муфты 4, выполненные пневмокамерными, и наружные ленточные тормоза 5. Вал 1 приводится во вращение от ДВС через передачи, причем для реверсирования он может приводиться во вращение или зубчатой передачей 6, включаемой фрикционной муфтой 7, или цепной передачей 8, включаемой фрикционной муфтой, размещенной у ведущей звездочки (не показано на рисунке). Зубчатая и цепная передачи образуют цилиндрический реверс. Управление фрикционными муфтами осуществляется пневмокамерами; сжатый воздух подается от компрессора через поворотную головку 9 по каналам, просверленным в валу 1, и трубопроводам 10.

Лебедки со шпильевыми барабанами и с канатоведущими шкивами. Для производства маневровых и вспомогательных работ па строительных площадках (например, для подтягивания железнодорожных вагонов к месту разгрузки или тяжелых грузов в зону, обслуживаемую краном) применять барабанные лебедки неудобно, так как при большой длине каната его необходимо наматывать в несколько слоев, что усложняет разматывание каната и вызывает отклонение его в сторону.

Более удобно использовать шпильевой барабан (рис. 120), на который канат не навивается, а лишь охватывает его несколькими витками, а затем сходит с барабана и укладывается рядом в бухту. Барабан выполняется вогнутой формы, обеспечивающей размещение рабочих витков каната в средней его части. Тяговое усилие развивается за счет сил трения между канатом и барабаном. На основе теории Эйлера, если Q_c – тяговое усилие, а P – усилие рабочего, натягивающего сбегающий конец каната, то при угле охвата барабана α (рад) и коэффициенте трения между канатом и барабаном μ можно записать:

$$P = Q_c \frac{1}{e^{\mu\alpha}};$$

$$e^{\mu\alpha} = \frac{Q_c}{P} \text{ или } \mu\alpha \lg e = \lg(Q_c/P),$$

откуда

$$\alpha = \frac{1}{\mu} \frac{\lg(Q_c/P)}{\lg e} \text{ или } n = \frac{\lg(Q_c/P)}{2\mu \lg e},$$

где n – число витков каната, охватывающих шпилевой барабан.

Приняв среднее значение $\mu = 0,185$ и подставив $\lg e = 0,434$, получим

$$n = 2 \lg(Q_c/P).$$

Так как усилие P не должно превышать 160 Н, то для тяговых усилий до 32 кН $Q_c/P \approx 200$ и необходимое число витков колеблется в пределах 2...3. Его можно уменьшить за счет искусственного увеличения трения путем наварки на шпилевой барабан шести – восьми продольных гребней.

Шпилевые барабаны без таких гребней сильно изнашиваются из-за скольжения каната. При наличии гребней скольжение резко снижается и число витков может быть уменьшено.

Лебедки со шпилевыми барабанами (см. рис. 120) можно использовать только как тяговые, поскольку при отпуске сбегающего конца каната усилие на набегающем конце не действует. Для возможности использования шпилевых лебедок как подъемных в них следует применить канатоведущий шкив и сбегающий канат навивать на специальный приводной барабан-бобину. Лебедки с таким устройством носят название лебедок с канатоведущими шкивами (рис. 122). Их целесообразно применять в кранах с большой высотой подъема (например, при строительстве высотных зданий) или в качестве специальных лебедок для особых условий эксплуатации.

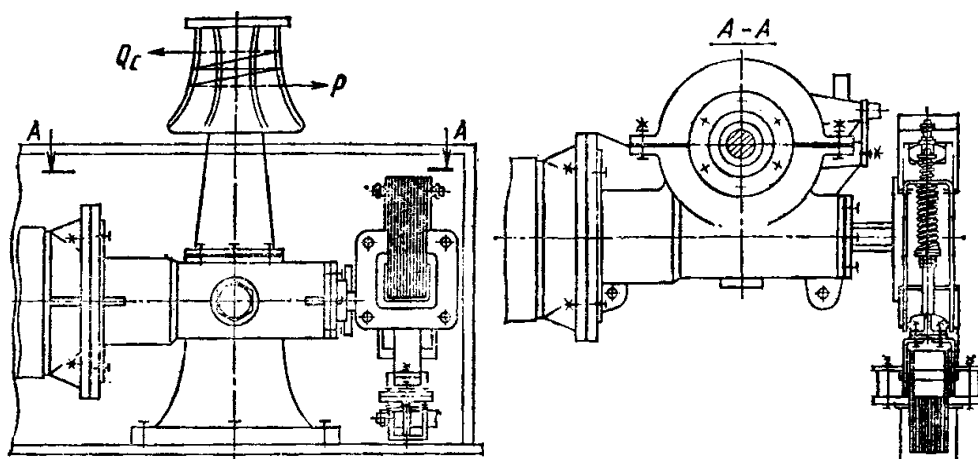


Рис. 120. Лебедка со шпилевым барабаном

В лебедках с канатоведущими шкивами шахтных подъемников – лифтов несколько параллельных канатов охватывают шкив с кольцевыми желобками (рис. 121). Канаты охватывают шкив на угле 180° (π), и к концам их прикреплены с одной стороны кабина, а с другой противовес. Отношение их весов при грузовой и негруженой кабинах должно быть равно или меньше $e^{\mu\pi}$.

Лебедка оборудована шкивами 2 (рис. 122, а) с круговыми ручьями (профиль ручья показан на рис. 122, б). Шкивы устанавливают так, чтобы канавки их были смещены относительно друг друга на половину шага. Так как при многооборотном обхвате создается большая нагрузка на подшипники, между ребрами шкивов устанавливают промежуточный распорный валик 1, распирающий шкивы и принимающий на себя стягивающую их нагрузку. Оба шкива приводятся от одного двигателя 5; шкивы и редуктор 4 связаны между собой зубчатой передачей 3; при отдельных приводах двигатели связаны по схеме электрического вала, обеспечивающей синхронность движения обоих приводов.

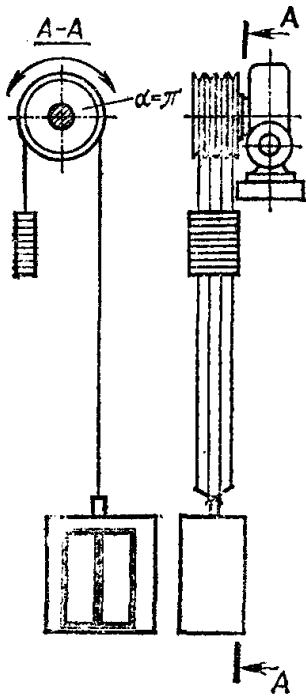


Рис. 121. Лебедка с канатоведущим шкивом лифта

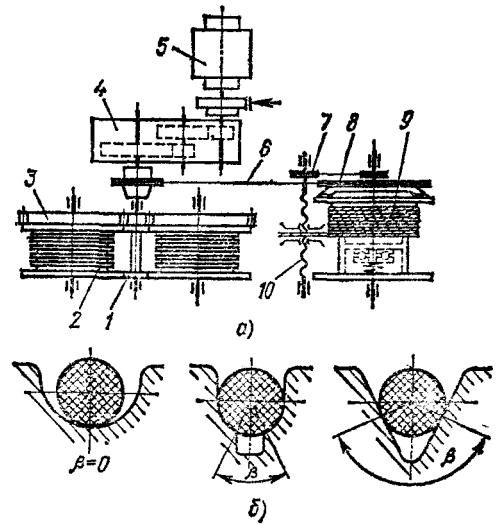


Рис. 122. Подъемная лебедка с канатоведущими шкивами и бобиной для каната:
а – общий вид; б – ручки канатоведущих шкивов

Канат огибает шкивы несколькими витками; сбегаящий конец его, потерявший натяжение, навивают на приводимый цепной передачей барабан (бобину) 9 в несколько слоев с применением канатоукладочного механизма 10, приводимого цепной передачей 7. Так как скорость каната, навиваемого на бобину, не изменяется при переходе со слоя на слой, должна изменяться частота вращения бобины. Это осуществляется фрикционной муфтой 8, включаемой между бобиной 9 и приводом бобины, при этом поддерживается постоянная скорость каната на канатоведущих шкивах и бобине за счет проскальзывания фрикционной муфты.

Передачное число привода рассчитывается так, чтобы скорость бобины несколько превышала скорость каната, обеспечивая тем самым его постоянное незначительное натяжение.

Лебедки с канатоведущими шкивами нашли применение и как подъемные устройства подвесных подмостей, используемых при проведении ремонтов фасадов зданий. Отличие этих лебедок (рис. 123) заключается лишь в том, что сбегаящий конец каната не навивается на бобину, а свисает под действием груза, оставаясь при любом положении по высоте на определенном уровне, поскольку при перемещении подмостей происходит лишь перематывание каната по канатоведущим шкивам.

Лебедки с канатоведущими шкивами рассчитывают так же, как и шпильевые лебедки. Ручьи канатоведущих шкивов профилируют так, чтобы канат в них зажимался, что дает повышенный приведенный коэффициент трения μ . Зависимость между углом заклинивания β (см. рис. 122, б) и коэффициентом трения μ , по экспериментальным данным, следующая:

$\beta, ^\circ$	0	90	100	105
μ	0,120	0,175	0,190	0,200

Усилия, передаваемые витками каната, размещенными в отдельных ручьях шкива, неодинаковы. Так, если натяжение рабочей ветви каната Q_0 , то через каждые два полуобхвата натяжение будет снижаться, канат будет удлиняться по-разному и проскальзывать по шкивам. Этот вопрос и рекомендуемые конструктивные решения рассмотрены в работе.

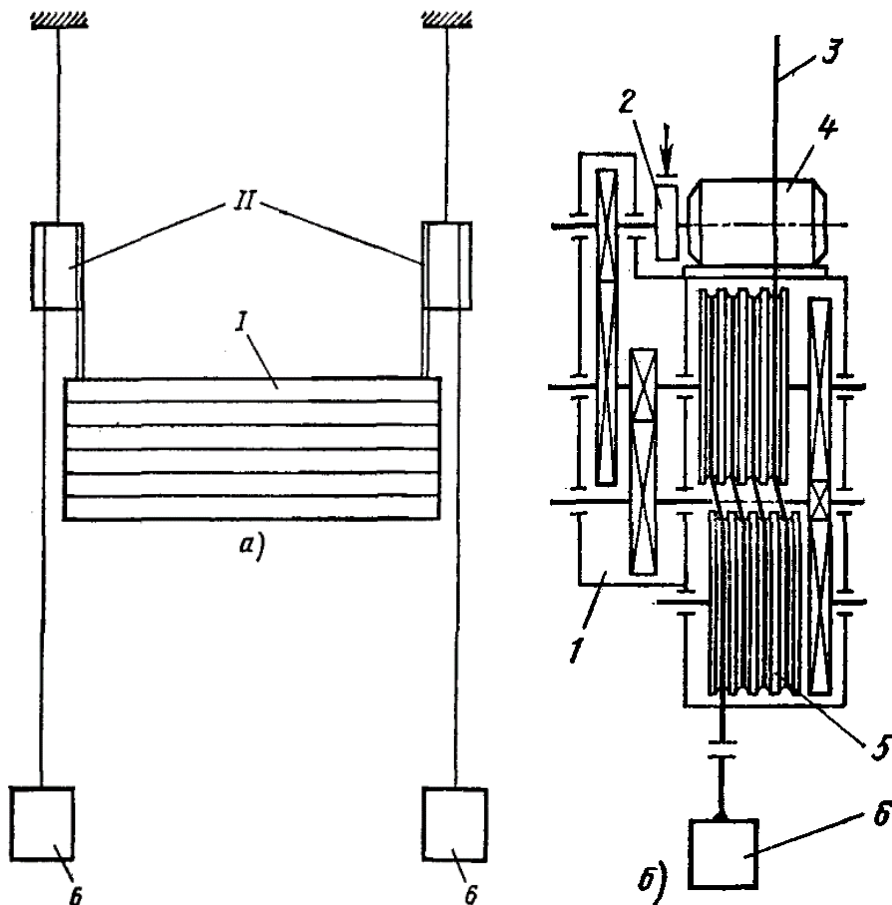


Рис. 123. Лебедка с канатоведущими шкивами для подвесных подмостей:
 а – общий вид подвесных подмостей; б – лебедка; I – подмости; II – лебедка; 1 – редуктор; 2 – тормоз; 3 – канат; 4 – двигатель; 5 – канатоведущие шкивы; 6 – груз

Лебедки с ручным приводом. Лебедки с ручным приводом применяют в основном как вспомогательное монтажное оборудование.

Монтажные лебедки с ручным приводом (рис. 124) изготовляют с тяговыми усилиями от 5 до 100 кН при канатоемкости от 100 до 300 м. Для увеличения скорости подъема легких грузов служит зубчатый перебор, повышающий скорость примерно в 2 раза. Лебедка оборудована грузоупорным тормозом 1, обеспечивающим принудительное опускание груза при вращении рукоятки. Так как грузоупорный тормоз расположен на втором валу, переключение скоростей возможно при поднятом грузе.

Кинематическая схема лебедки приведена на рис. 124, б. Применяются также настенные лебедки с ручным приводом (рис. 124, в).

Станины лебедок изготовляют сварными из листовой стали, барабан и зубчатые передачи – литыми.

В отличие от лебедок с электроприводом необходимое передаточное число u между барабаном и рукояткой определяют исходя из момента, который может быть создан на рукоятке: $M_r = Pr$. В соответствии с этим при КПД механизма η_m и грузовом моменте $M_{\delta} = Q_c D_{\delta} / 2$ передаточное число $u = M_{\delta} / (M_r \eta_m)$.

Скорость каната v_k зависит от частоты вращения рукоятки n_r (об/мин), передаточного числа u , числа слоев навивки m , диаметра барабана D_{δ} (м) и диаметра каната d_k (м):

$$v_k = \frac{\pi n_r}{60u} [D_{\delta} + d_k (2m - 1)].$$

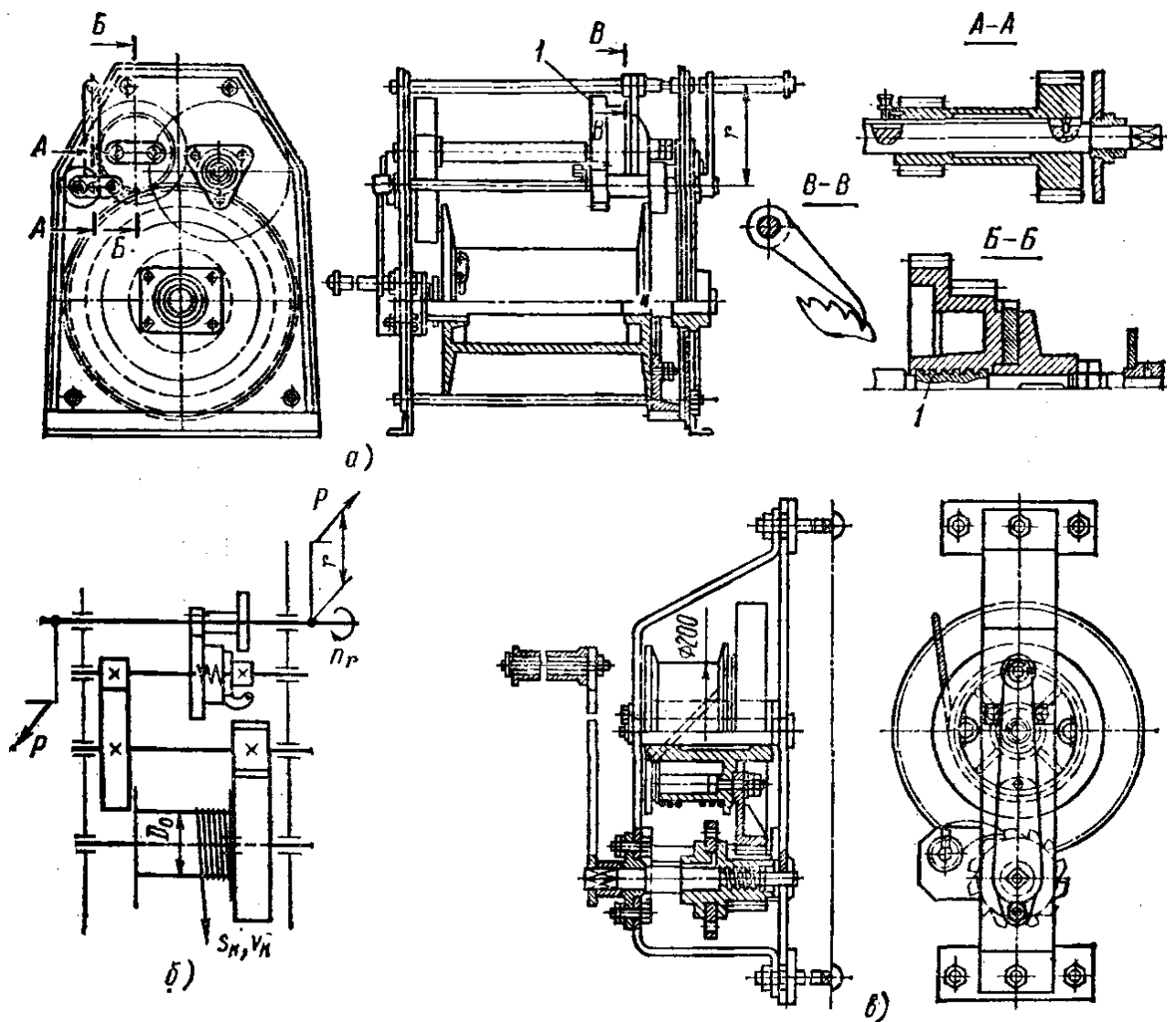


Рис. 124. Лебедка с ручным приводом:
а, б – напольная (общий вид и кинематическая схема); в – настенная

§1.14.1. Подъемные механизмы–домкраты

Одной из разновидностей подъемных механизмов являются домкраты, предназначенные для подъема малых грузов на небольшую высоту (до 0,5 м). Применяют их при монтажных и ремонтных работах.

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.

Наиболее простым является реечный домкрат (рис. 125, а), представляющий механизм лебедки с ручным приводом, в котором последнее зубчатое колесо развернуто в зубчатую рейку, торцом осуществляющую подъем груза. Так же как в лебедках с ручным приводом, так как механизм несамотормозящийся, реечный домкрат должен быть оборудован грузоупорным тормозом или, по крайней мере, храповым устройством. Расчет его не отличается от расчета лебедки с ручным приводом. Усилие Q_c подъема груза является окружным усилием для взаимодействующей с рейкой шестерни радиусом r , числом зубьев z с модулем m . Следовательно, момент, создаваемый грузом

$$M_{гр} = Q_c \frac{mz}{2}.$$

Момент на рукоятке радиусом R , создаваемый усилием P рабочего,

$$M_{\text{ч}} = PR.$$

Из соотношения $u = M_{\text{гр}}/(M_{\text{ч}}\eta)$ определяют необходимое передаточное число, реализуемое обычно двухпарной зубчатой передачей. Скорость подъема зависит от частоты вращения рукоятки. Грузоподъемность домкрата обычно не превышает 3 т.

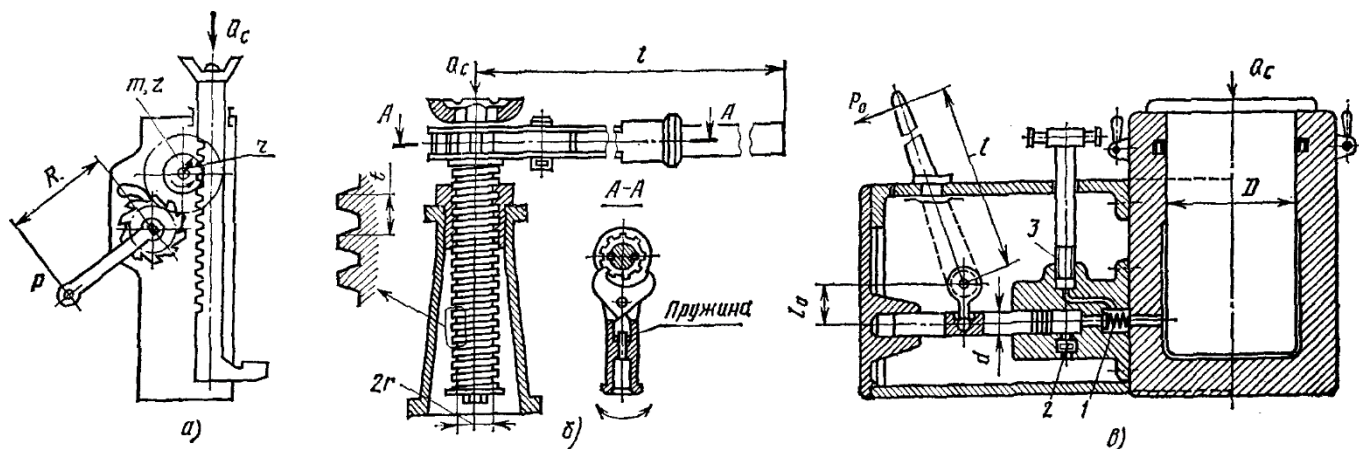


Рис. 125. Домкраты:

а – реечный; б – винтовой; в – гидравлический

Реечные домкраты удобны в эксплуатации благодаря наличию нижней лапы на зубчатой рейке, что допускает захват груза на малой высоте.

Второй разновидностью являются винтовые домкраты (рис. 125, б), работающие по принципу кинематической пары винт – гайка.

Перемещение винта осуществляется или вращением его в неподвижной гайке, или вращением гайки при невращающемся винте. Для повышения скорости подъема в последнем случае можно применить электропривод. Винт выполняют с малым углом подъема, чтобы обеспечить его самоторможение. Резьба обычно трапецидальная (ГОСТ 9484), а для винтов, больших по диаметру, упорная (ГОСТ 10177).

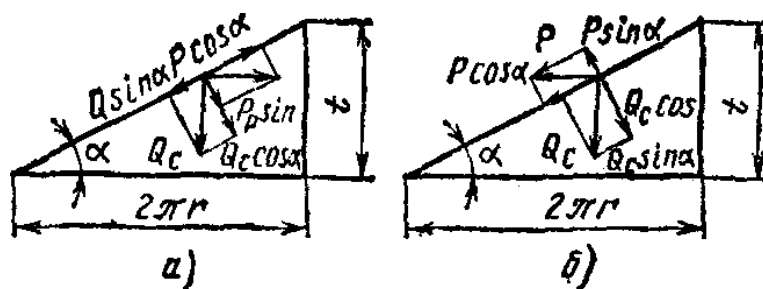


Рис. 126. Расчетные схемы винтового домкрата:

а – при подъеме; б – при опускании

Вращение винта, имеющего угол наклона витков α и нагруженного осевой силой Q_c , можно представить в виде перемещения груза по наклонной плоскости с углом подъема α (рис. 126) при коэффициенте трения μ . Толкающее усилие P (окружное усилие) приложено к периферии винта на плече r по его средней линии. Проектируя все силы, включая силы трения, на наклонную плоскость, получаем (рис. 126, а)

$$P \cos \alpha - P \mu \sin \alpha - Q_c \mu \cos \alpha - Q_c \sin \alpha = 0,$$

откуда

$$P = Q_c \frac{\mu \cos \alpha + \sin \alpha}{\cos \alpha - \mu \sin \alpha} = Q_c \frac{\mu + \operatorname{tg} \alpha}{1 - \mu \operatorname{tg} \alpha}.$$

Если выразить коэффициент трения μ через угол трения ρ , то

$$P = Q_c \frac{\operatorname{tg} \rho + \operatorname{tg} \alpha}{1 - \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \rho} = Q_c \operatorname{tg} (\alpha + \rho).$$

Если сила P приложена на плече $l > r$, то

$$P' = \frac{r}{l} \times Q_c \operatorname{tg} (\alpha + \rho).$$

При подъеме на шаг t одного витка затрачиваемая работа

$$A' = 2\pi r P = 2\pi r Q_c \operatorname{tg} (\alpha + \rho).$$

Полезная работа

$$A'' = Q_c t = 2\pi r Q_c \operatorname{tg} \alpha.$$

Следовательно, КПД винтовой пары

$$\eta_{\text{в}} = \frac{A''}{A'} = \frac{2\pi r Q_c \operatorname{tg} \alpha}{2\pi r Q_c \operatorname{tg} (\alpha + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)}.$$

При опускании груза (рис. 126, б)

$$P = Q_c \frac{\cos \alpha \mu - \sin \alpha}{\cos \alpha + \mu \sin \alpha} = Q_c \frac{\operatorname{tg} \rho - \operatorname{tg} \alpha}{1 + \operatorname{tg} \alpha \operatorname{tg} \rho} = Q_c \operatorname{tg} (\rho - \alpha).$$

Для обеспечения самоторможения необходимо, чтобы выполнялось неравенство $\alpha < \rho$. При $\alpha = \rho$

$$\eta'_{\text{в}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} (\alpha + \rho)} = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} 2\alpha} = \frac{1 - \operatorname{tg}^2 \alpha}{2} = 0,5 (1 - \operatorname{tg}^2 \alpha).$$

Коэффициент μ и углы ρ трения и допускаемые давления q между витками винта и гайки следующие: сталь по бронзе: $\mu = 0,07$; $\rho = 4^\circ$; $q \leq 12$ МПа; сталь по чугуну $\mu = 0,10$; $\rho = 6^\circ$; $q \leq 6$ МПа.

Необходимое число витков z в гайке из расчета по допускаемому давлению

$$z = \frac{Q_c}{q (r_1^2 - r_2^2) \pi},$$

из расчета на прочность – изгиб при нагрузке, приложенной к кромке витка,

$$Q_c (r_1 - r_2) = z \frac{2\pi r_2 b^2}{6} [\sigma_{\text{в}}],$$

откуда

$$z = Q_c \frac{r_1 - r_2}{r_2 b^2 [\sigma_{\text{в}}]},$$

где r_1 и r_2 – наружный и внутренний радиусы резьбы;

b – высота витка;

$[\sigma_{\text{в}}]$ – допускаемое напряжение для материала винта.

Винт проверяют на продольный изгиб по внутреннему сечению.

Для удобства работы и возможности применения для вращения винта или гайки длинного рычага с поворотом его на небольшой угол используют храповой механизм двустороннего действия, а на винт надевают головку, опирающуюся через подпятник качения. При механическом приводе вращают обычно гайку и винт перемещается только поступательно. Определение мощности привода, выбор двигателя и передач производят по общему методу для расчета подъемных механизмов. Тормоз при самотормозящемся винте можно не применять, однако для обеспечения точной остановки тормоз целесообразен (для погашения кинетической энергии ротора двигателя при выбеге).

Винтовую передачу можно использовать и как компактный редуктор; в этом случае желательно иметь высокий КПД передачи, что достигается применением винтовой передачи с большим углом подъема. Тормоз в этих конструкциях необходим.

Широко распространены также гидравлические домкраты (рис. 125, в). 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 гидравлических домкратов достигает 200 т. Недостатками их являются ограниченная высота подъема груза и малые скорости.

Гидравлические домкраты выполняют в виде двух сообщающихся полостей,

оборудованных поршневым насосом и клапанами (рис. 125, в). Клапанов три: нагнетающий 1; всасывающий 2; перепускной 3. Одна из полостей является баком для рабочей жидкости, вторая – рабочим цилиндром большого диаметра. Насос имеет плунжер малого диаметра. Сила P на плунжере насоса диаметром d и усилие Q_c на рабочем цилиндре диаметром D относится как

$$Q_c/P = (D/d)^2.$$

Наличие дополнительного рычага с отношением плеч l/l_0 для привода поршневого насоса обеспечивает возможность создания больших усилий на рабочем цилиндре при малом усилии $P_0 = P l_0/l$ на рукоятке рычага. Тогда

$$Q_c = P_0 (l/l_0) (D/d)^2 \eta,$$

где $\eta \approx 0,9$ КПД системы.

Грузоподъемность домкратов может быть доведена до 200 т, нормальная 50...100 т.

Для подъема весьма больших грузов на малую высоту при монтажных и других строительных работах применяют системы из нескольких параллельных работающих домкратов, питаемых от общего приводного гидронасоса.

Тема 1.15. Башенные краны

§1.15.1. Классификация и общая характеристика

Башенные краны являются одним из основных грузоподъемных устройств, применяемых для производства строительно-монтажных работ в жилищном, промышленном, гидротехническом, энергетическом и других строительствах. В жилищном строительстве применяют краны грузоподъемностью 5...12,5 и до 25 т для подъема и монтажа элементов зданий, подачи строительных материалов и перемещения других грузов. Используемые в промышленном строительстве при монтаже конструкций и тяжелого промышленного оборудования башенные краны имеют грузоподъемность до 50 т и даже до 250 т. Башенные краны средней и большой грузоподъемностью имеют переменную (ступенчатую) или уменьшающуюся с увеличением вылета крюка грузоподъемность, определяемую приблизительным постоянством грузового момента с учетом момента от веса стрелы. Широкое распространение башенных кранов в строительстве определяется их высокой маневренностью, а также большим подстреловым пространством.

Башенные краны разделяют на перемещающиеся по специальным наземным рельсовым путям, прямолинейным или криволинейным (рис. 125, а-в), стационарные приставные, прикрепляемые к возводимому объекту (рис. 125, г) и вертикально-самоподъемные, используемые при строительстве высотных, с металлическим каркасом зданий и других объектов. Габариты возводимого сооружения или ремонтируемого объекта определяют необходимые вылет крюка и высоту его подъема.

В зависимости от конструктивного исполнения башенные краны классифицируются по следующим основным признакам: по типу металлоконструкций основных элементов – на краны с решетчатыми (рис. 125, б-г) и трубчатыми (рис. 125, а) элементами; по способу изменения вылета крюка – на краны с изменением вылета наклоном стрелы (рис. 125, а, б) и краны с изменением вылета путем передвижения каретки по горизонтальной стреле (рис. 125, в, г); по типу вращающихся элементов – на краны с поворотной башней (рис. 125, а, б) и с поворотной головкой (стрелой) (рис. 125, в, г).

Строительные башенные краны стандартизованы (табл. 41).

Табл. 41. Основные параметры башенных строительных кранов (ГОСТ 13556)

Параметр	Нормы для типоразмеров кранов						
	с горизонтальной балочной стрелой и подвижной кареткой					с подъемно-опускной наклонной стрелой	
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Грузоподъемность, т, не менее							
максимальная	8	10	12,5	12,5	25	40	50
при максимальном вылете	3,5	6	6	6	10	14	16
Вылет, м (предельное отклонение $\pm 10\%$):							
при максимальной грузоподъемности	12,5	16	16	20	16	16	20
максимальный	25	25	32	36	36	40	45
Номинальный грузовой момент, т·м	100	160	200	250	400	630	1000
Высота подъема, м (предельное отклонение $\pm 10\%$):							
при максимальном вылете	32	45	45	63	50	50	50
максимальная	40	56	45	80	50	80	80
Глубина опускания, м, ниже уровня стоянки, при наименьшем вылете	5	5	5	5	5	8	8
Скорость, м/мин:							
подъема груза максимальной массой	15 ... 38	19 ... 38	30 ... 48	30 ... 60	15 ... 30	7,5 ... 15	6 ... 15
подъема крюковой подвески при двукратном полиспасте	30 ... 75	30 ... 96	48 ... 192	96 ... 192	75 ... 192	12 ... 60	12 ... 60
плавной посадки груза максимальной массой, не более	4,8	4,8	4,8	4,8	3,0	1,92	1,92

Параметр	Нормы для типоразмеров кранов						
	с горизонтальной балочной стрелой и выдвинутой кареткой					с подъемно-опускной наклонной стрелой	
	I	II	III	IV	V	VI	VII
Скорость, м/мин							
передвижения грузовой тележки с грузом максимальной массой	24 ... 38	24 ... 38	24 ... 38	24 ... 38	30 ... 48	—	—
крана	15 ... 38	15 ... 38	15 ... 38	12 ... 38	12 ... 38	9,6 ... 19,2	9,6 ... 19,2
Частота вращения поворотной части крана, об/мин, не менее	0,75	0,6	0,6	0,6	0,48	0,24	0,19
Нагрузка от колеса на рельс, кН, не более	300	300	300	300	300	300	300
Задний габарит кранов с поворотной башней, м, не более	3,5	4,5	—	6	—	—	—
Удельная масса, конструктивная, кг/(т·м ²), не более	10	7	9	5,4	5,4	3,5	2,8
Удельная энергоёмкость Вт/(т·м ² ·мин ⁻¹), не более	1	0,75	0,65	0,4	0,54	0,20	0,24
Не регламентированные ГОСТом усредненные ориентировочные значения для применяемых кранов:							
колея, м	4,5	6	7	7,5	7,5	9	10
база, м	4,5	6	7	7,5	7,5	10	11
масса (общая/конструктивная), т	55/30	120/63	130/75	145/90	240/125	280/200	320/280
Модели кранов заводов Минстройдормаша СССР, в основном отвечающие параметрам ГОСТа	КБ-100-ОА-16; КБ-308; КБ-308А	КБ-402Б; КБ-403; КБ-405; КБ-4052А; КБ-573А; КБ-407ХЛ	КБ-576; КБ-676-3	КБ-504	КБ-674А; КБ-676; КБ-674-М3	—	—

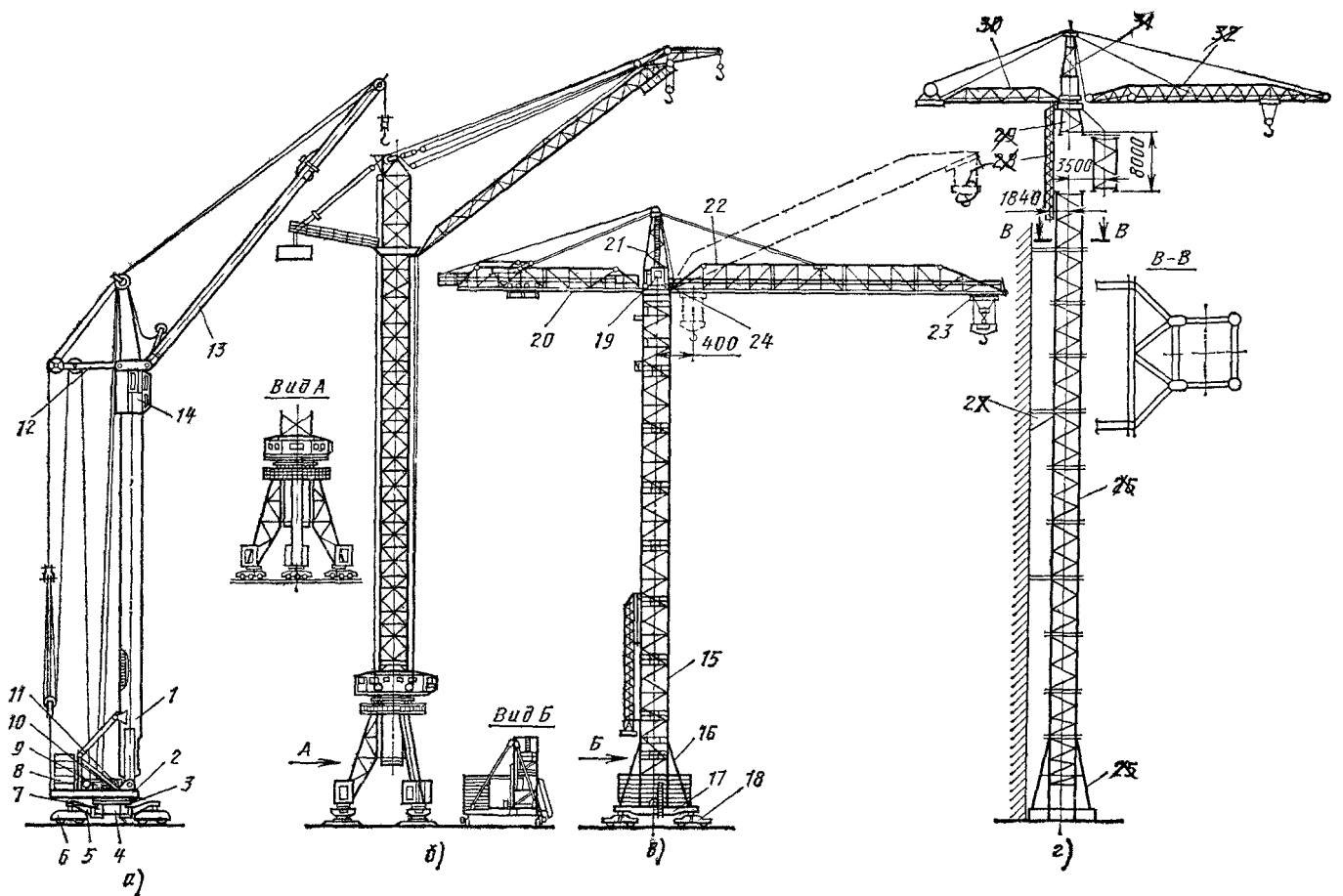


Рис. 127. Башенные строительные краны:

а – с поворотной трубчатой башней и подъемной стрелой, б – с поворотной решетчатой башней, вращающейся в трехопорном портале, с подъемной решетчатой стрелой; в – с решетчатой неповоротной башней, горизонтальной стрелой и монтажной мачтой для монтажа и наращивания башни; г – то же приставной

§1.15.1. Конструкции кранов

В кранах с поворотной башней (рис. 125, а, б) по сравнению с кранами с поворотной головкой масса высокорасположенных элементов меньше, а следовательно, и ниже расположен общий центр масс, что способствует уменьшению общей массы крана, повышению удобства его транспортирования и монтажа, а также уменьшению раскачивания груза, поскольку башня меньше деформируется. У такого крана трубчатая или решетчатая башня 1 крепится к поворотной платформе 2 с противовесами 8 и механизмами 9-11, платформа через опорно-поворотное устройство 3 роликового или шарикового типа опирается на неповоротную раму 5. К раме 5 присоединены поводковые, размещенные диагонально под прямыми углами друг к другу двухшарнирные кронштейны 4, позволяющие крану передвигаться как по прямым, так и по криволинейным путям. Неповоротная рама 5 через кронштейны 4 соединяется с ходовыми приводными и не приводными тележками 6. В рабочем положении тележки 6 удерживаются тягами 7.

На поворотной платформе 2 установлен противовес и смонтированы стреловая и грузовая лебедки и механизмы вращения. К верхнему концу башни шарнирно прикреплены консоль-распорка 12 с направляющими блоками, стрела 13 и кабина управления 14. Изменение вылета производится изменением наклона стрелы.

Стреловая лебедка, на барабан которой наматывается хвостовая ветвь грузового полиспаста в направлении, обратном направлению наматывания ветви стрелового полиспаста, обеспечивает при изменении вылета перемещение грузового крюка приблизительно по горизонтали.

Платформу 1 (рис. 128, а) и неповоротную раму 3 (рис. 128, б) выполняют кольцевыми по контуру роликового или шарикового ОПУ. Для повышения жесткости рам и улучшения работы ОПУ они могут выполняться коническими, сужающимися (рис. 128, в, г).

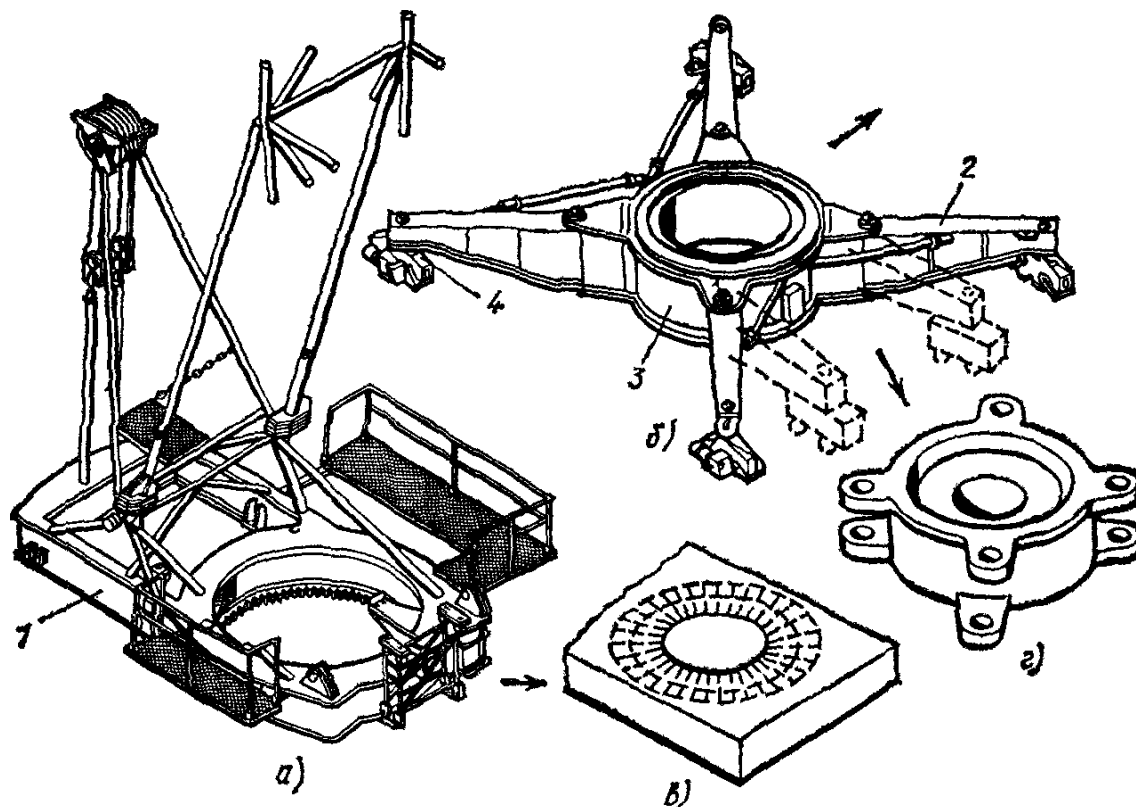


Рис. 128. Несущие элементы крана:

а – поворотная платформа; б – неповоротная рама с флюгерами; в и г – те же элементы с коническими проемами

В транспортном положении кронштейны 2 вместе с тележками 4 поворачиваются вдоль продольной оси (штриховые линии на рис. 128, б), уменьшая этим ширину неповоротной части крана.

Монтаж и демонтаж башенных кранов с поворотной башней, вращающейся на ОПУ, осуществляются следующим образом (рис. 129). При демонтаже крана стрелу из положения I опускают в крайнее нижнее положение II и разъединяют стык между средней и крайней секциями, а сами секции прикрепляют к башне – положение III. После этого разъединяют стык крепления башни к основанию и опускают башню в горизонтальное положение IV, укладывая ее на козлы или буксирующий автомобиль. Тележку стрелоподъемным полиспастом приподнимают (положение V) и под нее подводят автомобильные колеса на специальной оси (положение VI), в таком виде перемещают кран к новому месту установки (положение VII). Монтаж производится в обратном порядке.

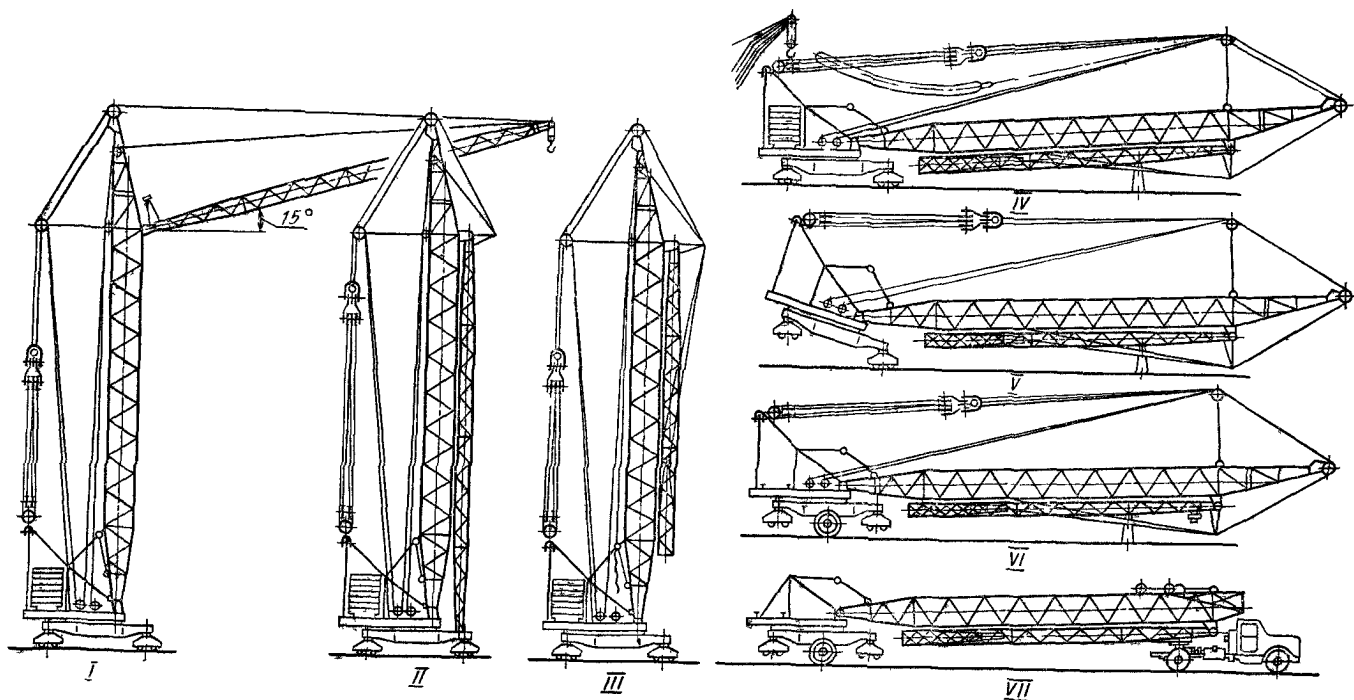


Рис. 129. Схема монтажа и демонтажа крана с поворотной башней

Башенный кран с поворотной головкой (стрелой) (рис. 127, в, г) состоит из решетчатой башни 15, опорной базы – портала 16, обеспечивающей жесткость всей конструкции, рамы 17 и ходовых тележек 18. К башне присоединена кабина управления 19 с площадкой 24. На башне размещено ОПУ, на котором вращается поворотная головка 21 с прикрепленной к ней противовесной консолью 20, несущей механизмы подъема груза. С другой стороны поворотной головки прикреплена стрела 22, по которой перемещается грузовая каретка 23. Противовес укладывается на решетчатую часть противовесной рамы.

Для рассмотренного крана модели КБ-674 характерно несимметричное расположение башни относительно основания (рис. 130). Башня размещена на стороне, направленной к возводимому объекту, а на противоположной стороне находится бетонный противовес. Кран оборудован находящимся внутри башни подъемником (рис. 131) для подъема крановщика в кабину управления.

Подъемник выполнен по обычной схеме. Кабина 1 подвешена на двух параллельных канатах 3 к барабанной лебедке 4 и движется по направляющим 2.

Предохранительное устройство-ловители 9 – управляется канатом 6 ограничителя скорости 5. Кабель управления 10 с резервной длиной, намотанный на барабане 7, при движении кабины укладывается на конический барабан 11. В верхнем положении кабина останавливается против двери 8, в нижнем опирается на подпружиненный буфер 12.

В кранах с горизонтальной стрелой, в которых вылет изменяется передвижением каретки по стреле, высота подъема на малых вылетах меньше той, которую можно получить при подъемной стреле. Чтобы увеличить высоту подъема на малых вылетах (что важно при достройке высоких зданий), каретку закрепляют жестко на конце стрелы, установленной под необходимым углом. Имеются краны, в которых возможно и передвижение каретки с грузом по наклонной стреле. При такой схеме кран обычно работает при постоянном наклоне стрелы и маневренность его несколько снижается.

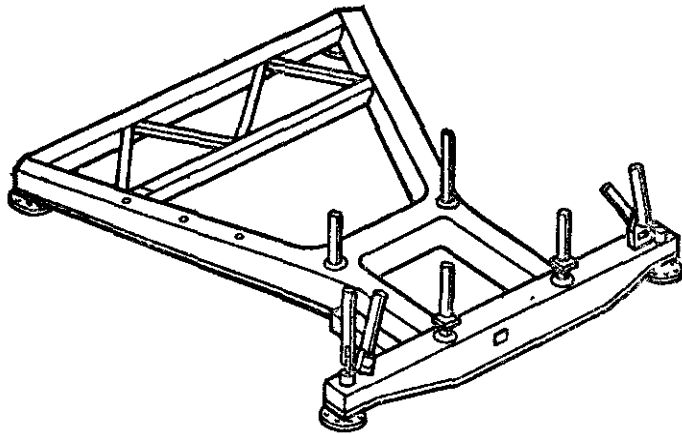


Рис. 130. Нижняя рама крана с несимметричным расположением башни

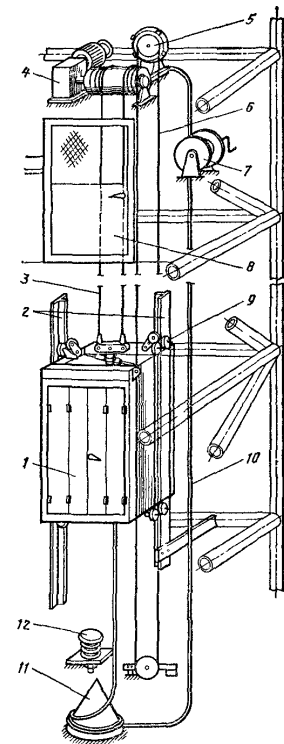


Рис. 131. Подъемник крановщика, смонтированный в башню крана

В кранах с высотой подъема 50 м и более конструкция башен из-за необходимости обеспечения устойчивости как башни, так и крана в целом является громоздкой, тяжелой. В этом случае ходовую часть крана ликвидируют и башню прикрепляют непосредственно к возводимому объекту, закрепляя ее через оконные проемы с шагом в два-три этажа специальными рамными кронштейнами (см. рис. 127, г). Высота подъема приставных кранов практически не ограничена и лимитируется лишь канатоемкостью грузоподъемного механизма.

Краны применимы только для возведения зданий, имеющих плоские вертикальные участки стен.

Краны выпускаются как в передвижном, так и приставном исполнении (кран КБ-676). Башни, стрелы и рамы сваривают из фасонного стального проката – уголков, труб, швеллеров, листов, в том числе гнутых тонколистовых элементов.

Сечения башен и стрел (рис. 132) цилиндрические, сплошностенные, квадратные и треугольные решетчатые.

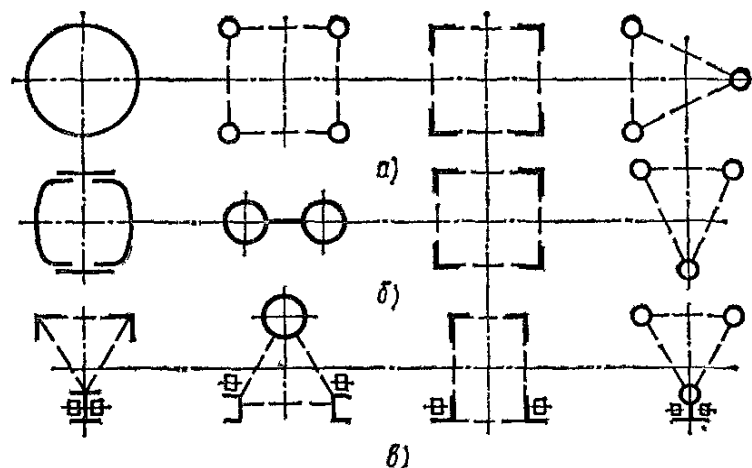


Рис. 132. Поперечные сечения металлоконструкций башен и стрел:
а – башен; б – подъемных стрел; в – кареточных стрел

Колея башенных кранов зависит от их грузоподъемности, длины стрелы и высоты башни и составляет 4...10 м.

Рельсы кранового пути укладывают на шпалы. Ввиду большой ширины колеи каждый рельс лежит на отдельных шпалах и только в некоторых местах укладываются длинные общие шпалы или стяжки, связывающие оба рельса и обеспечивающие постоянство колеи (рис. 133, а).

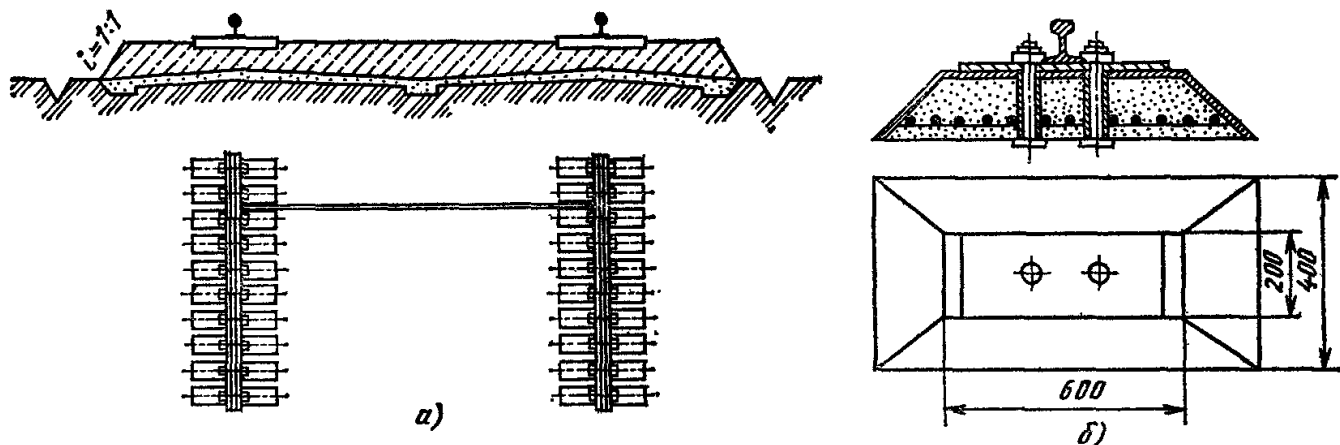


Рис. 133. Рельсовый путь башенных кранов:
а – общий вид; б – плита-шпала

Основание и балласт под пути для башенных кранов – обычно щебеночные. Во избежание прогиба (осадки) путей при размывании основания необходимо отводить грунтовые воды. Предельный уклон путей не должен превышать 0,006. В настоящее время широко используют пути на бетонных плитах (рис. 133, б).

В кранах средней и большой грузоподъемностью все четыре угла основания башни опираются на отдельные двух-, трех- или четырехколесные тележки, из которых две приводные от индивидуальных электродвигателей. По ГОСТ 13556-85 число опорных колес определяют, исходя из наибольшей нагрузки от колеса на рельс (300 кН).

В кранах с поворотной башней, вращающейся на опорной раме с поворотными кронштейнами, тележки укрепляют в кронштейнах шарнирно, что обеспечивает возможность передвижения кранов по криволинейным путям (рис. 134, а).

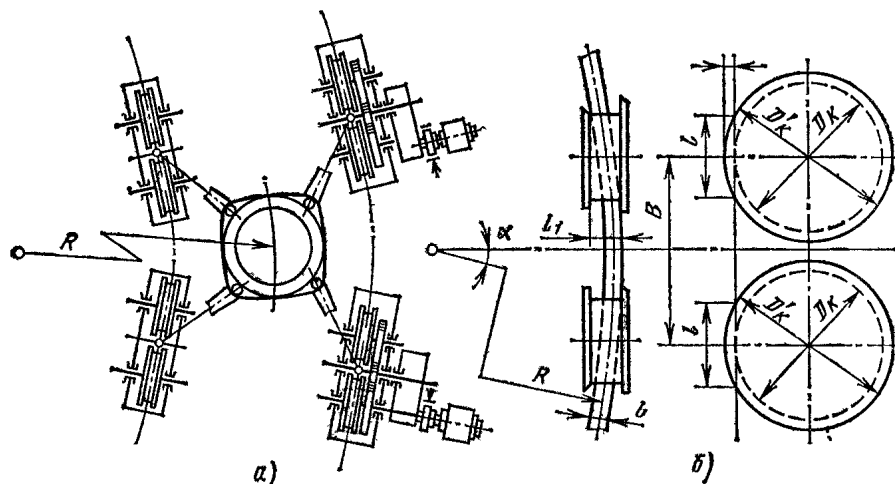


Рис. 134. Вписывание тележки башенного крана в криволинейный путь:
а – общая схема; б – определение допустимого радиуса изгиба пути

Минимальный радиус закругления рельсового пути (по внутреннему рельсу) определяют из условия, чтобы изогнутый рельс с шириной головки b вписался в межребордную ширину колеса (рис. 134, б) тележки при ее базе B :

$$R = \frac{B}{2 \sin \alpha}.$$

Можно считать, что на длине l рельс прямолинеен. Тогда

$$l \operatorname{tg} \alpha + b = b_1,$$

и, следовательно, учитывая малость угла α , получаем

$$\operatorname{tg} \alpha = (b_1 - b)/l \approx \sin \alpha.$$

База l пересечения реборд колеса с рельсом, при высоте реборд $h = 0,5(D'_k - D_k)$ определится как хорда

$$l = 2\sqrt{D'_k h - h^2} \approx 2\sqrt{D_k h - h^2}.$$

Тогда

$$R = \frac{B\sqrt{D_k h - h^2}}{b_1 - b}.$$

Для кранов средней грузоподъемностью этот радиус составляет до 8 м.

Для трехколесных тележек радиус закругления путей определяют аналогично с учетом возможности поворота третьего колеса относительно двухколесной тележки.

При больших подветренных площадях башенных кранов и при ураганном ветре нагрузка, стремящаяся передвинуть кран по путям, значительно увеличивается, ввиду чего все краны оборудуют противоугонными захватами.

При строительстве зданий высотой более 16 этажей целесообразно применять стационарные, прикрепляемые к зданию краны с наращиваемой по мере строительства здания башней. В начале строительства, когда высота возводимого здания невелика, кран можно использовать как передвижной, снабдив его ходовым оборудованием. Несмотря на то, что кран, являясь стационарным, обслуживает небольшой участок стройки, использование его целесообразно, так как темп возведения каркасных высотных зданий бывает достаточно велик.

Приставной кран показан на рис. 127, г. Он выполнен с наращиваемой башней. Башня состоит из основания 25 и установленных на нем рядовых секций 26. На верхней секции 29 размещено ОПУ с телами качения, на вращающейся части которого закреплена головка 31 крана с кареточной стрелой 32 и противовесной консолью 30, на которой размещены механизмы крана. Верхняя секция связана с монтажной стойкой 28, которая при помощи специальной монтажной лебедки может перемещаться вдоль башни. Монтажную стойку можно закреплять на башне. Башня наращивается следующим образом.

Путем перемещения грузовой каретки и подвижного противовеса верхняя секция башни совместно со стрелой и противовесной консолью приблизительно уравновешивается относительно монтажной стойки и отсоединяется от башни. Монтажной лебедкой верхняя секция и монтажная стойка поднимаются до образования зазора, необходимого для ввода в него очередной рядовой секции, что осуществляется подъемом лебедкой до кронштейна верхней секции и затем перемещением по нему внутрь. После стыковки и закрепления секций кран готов к работе. Прикрепляется кран к зданию кронштейнами 27.

Кран может быть выполнен и с подрацаживаемой башней. Основанием крана в этом случае является портал со свободным проемом с одной стороны. Башня, состоящая из секций, может вертикально перемещаться внутри портала при помощи монтажной лебедки, установленной на портале. Головка башни, ОПУ, кареточная стрела и противовесная консоль выполняются так же, как в кране, показанном на рис. 127, г. Для подрацаживания крана башню поднимают относительно портала и в

образовавшийся зазор вводят новую секцию, после чего башню опускают и производят ее стыковку с секцией. Так продолжается до получения нужной высоты крана. Прикрепление к возводимому объекту осуществляется также при помощи кронштейнов.

Увеличение высоты крана методом подрачивания несколько проще, чем методом наращивания, но требует более мощной монтажной лебедки из-за необходимости подъема всей башни.

Для соединения секций между собой применяют быстро собираемые и разбираемые соединения, одно из которых показано на рис. 135. Соединительным элементом является палец 1, соединяемый с трубами стоек башни пальцами 2, закрепленными от сдвига скобами 3.

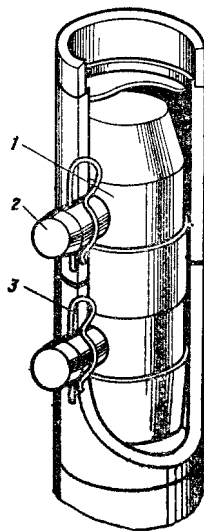


Рис. 135. Стыковое соединение секций башни

На строительстве высотных зданий, имеющих жесткий и прочный металлический каркас, применяют переставные башенные краны, отличающиеся от обычных башенных кранов короткой башней без портала и наличием охватывающей ее обоймы. Такой кран может перемещаться по вертикали без применения каких-либо дополнительных устройств. Эта перестановка производится путем попеременного опирания на каркас здания башни 1 (рис. 136, а) при помощи балки с откидными упорами и обоймы 2 также с откидными упорами, но расположенными в поперечном направлении.

Перевод отдельных элементов крана в положения I, II и III, подъем обоймы к верхней части башни и подтягивание башни к обойме производятся лебедкой и полиспастной системой. Шаг перемещения башни при перестановке равен обычно двум этажам, т. е. приблизительно 8 м.

По такой же схеме перемещают переставные краны других конструкций, применяемые, например, при строительстве радиомачт, телевизионных башен, дымовых труб (рис. 136, б).

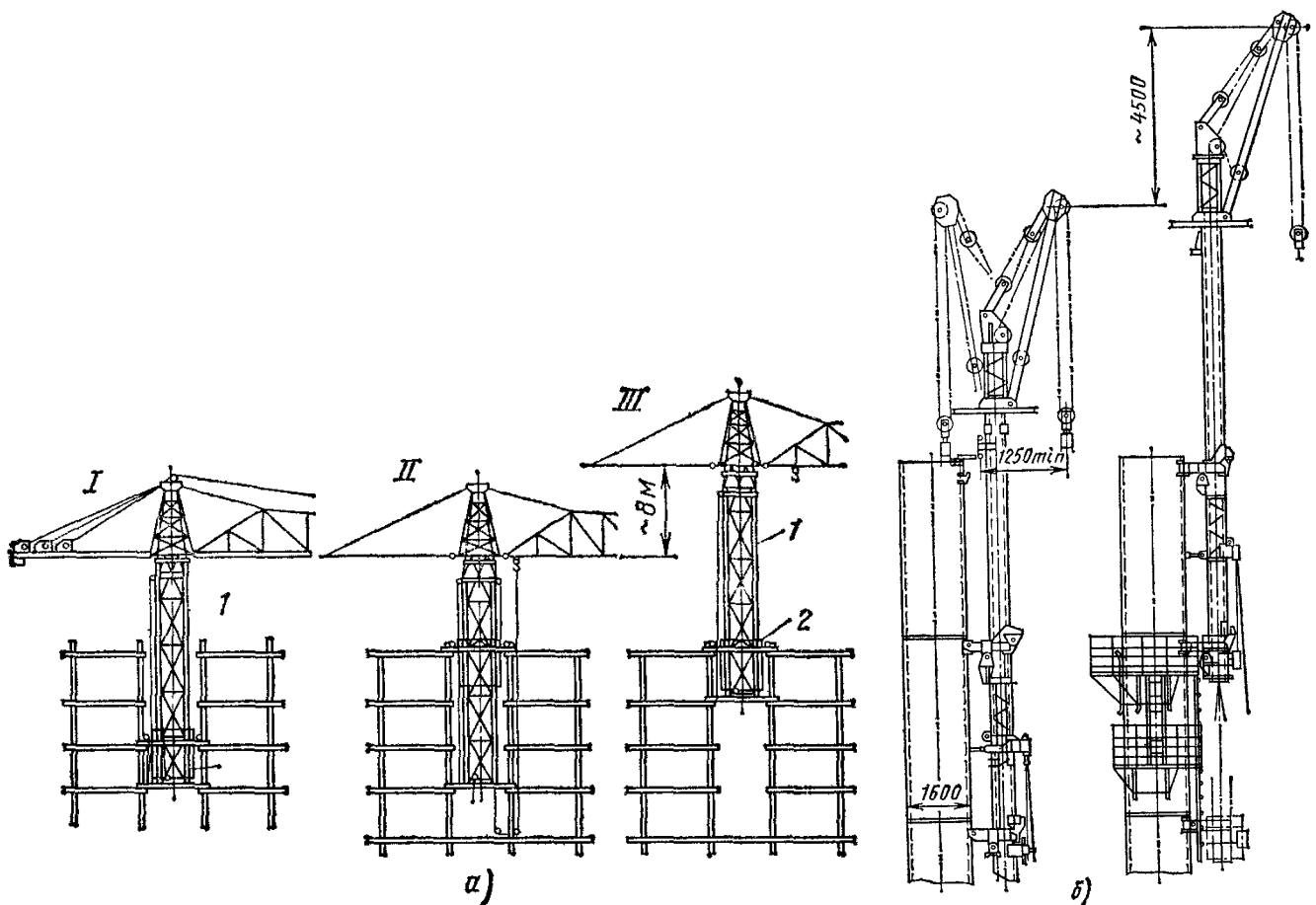


Рис. 136. Самоподъемный переставной башенный кран:
 а – на строительстве зданий; б – на строительстве дымовой трубы

Кроме башенных кранов описанного типа в энергетическом и промышленном строительстве применяют и специализированные мощные краны. Одна из таких конструкций приведена на рис. 137. Показанный на нем башенный кран применяют при строительстве атомных электростанций. Грузоподъемность крана 210 т на вылете 44 м. Грузовой момент около 10 000 тм. Высота подъема 40 м. Имеется вспомогательный кран грузоподъемностью 20 т с грузовым моментом до 400 тм. Он размещен над основным краном.

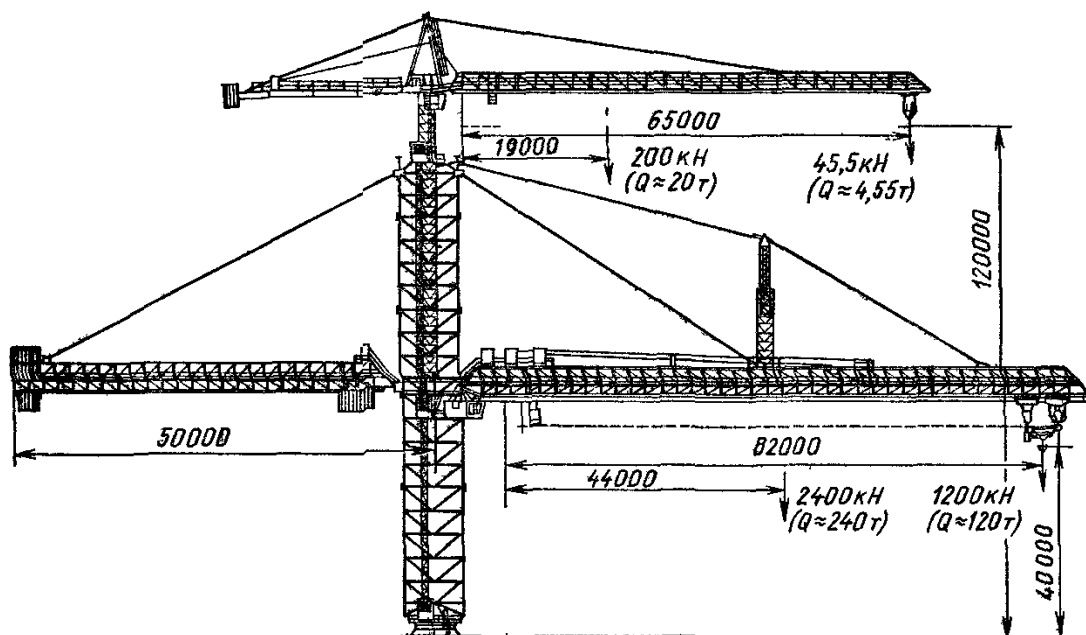


Рис. 137. Башенный кран для строительства АЭС

Механизмы башенных кранов выполняются по кинематическим и конструктивным схемам, рассмотренным в п. 1.5-1.8. В кранах с поворотной башней механизмы и контргруз размещают на поворотной платформе, расположенной над ОПУ (рис. 138, а), а в кранах с поворотной головкой на противовесной консоли (рис. 138, б) для возможности уравнивания головки с поворотной частью крана при монтаже, демонтаже и наращивании башни, причем в крупногабаритных кранах противовес может быть подвижным.

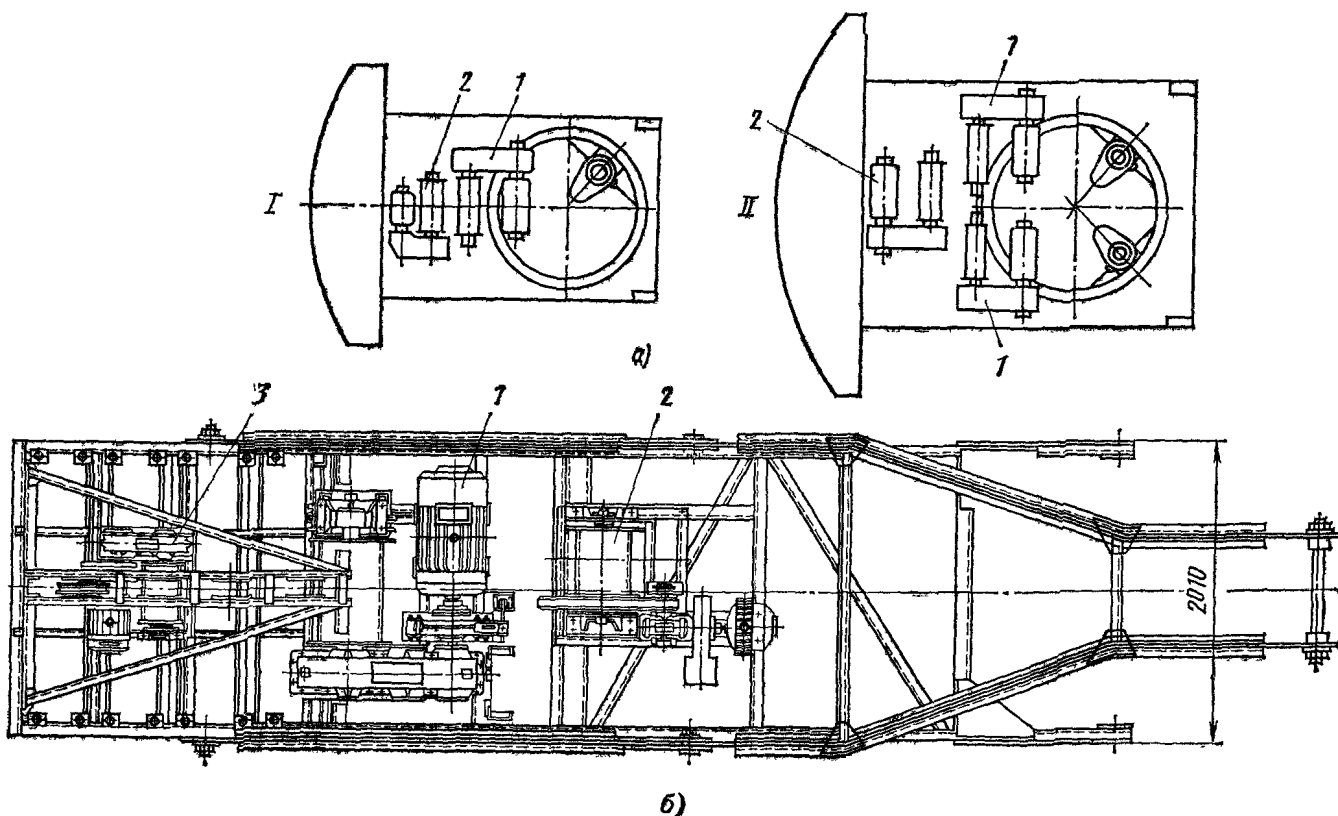


Рис. 138. Размещение механизмов башенного крана:
а – в кранах с поворотной башней; б – в кранах с поворотной головкой; I – при малой грузоподъемности; II – при большой грузоподъемности; 1 – грузовая лебедка, 2 – стреловая лебедка; 3 – тяговая лебедка

Управление механизмами башенных кранов осуществляется командоконтроллерами из кабины, размещаемой обычно сбоку верхней части башни. Известны конструкции башенных кранов с кабинами, перемещающимися вдоль башни крана в соответствии с уровнем подачи материалов на возводимый объект.

Пульт управления механизмами размещается в кабине крана, а само управление осуществляется магнитными контроллерами-контакторами. Пульт может быть вынесен за пределы конструкции крана и связан с ним только проводами (дистанционное управление). Возможно также радиоуправление на фиксированных частотах.

В кранах с большой высотой подъема крановщик часто не видит места установки груза и пользуется для управления механизмами сигналами такелажника. В этих случаях применяют телефонную связь или радиосвязь.

Механизмы крана размещают как на поворотной его части, так и на неповоротной. Электроэнергия для двигателей с неповоротной части крана на поворотную передается через кольцевые токосъемники, оси которых совпадают с осью вращения крана.

Вместо кольцевых токоъемников можно применять также свободно провисающий гибкий шланг с проводами, но в этом случае угол поворота в каждом направлении ограничен ($360...420^\circ$). Питание электродвигателей механизмов строительных башенных кранов от внешней электросети производится обычно гибким кабелем, навиваемым на кабельный барабан. Одна из разновидностей конструкций кабельных барабанов приведена на рис. 139. Кабель 1, проходящий между направляющими блоками 2, навивается на кабельный барабан 3 с токоъемными контактными кольцами 5 и поддерживается всегда в натянутом состоянии; это достигается тем, что кабельный барабан присоединен к канатному барабану 4 полиспаста 6, на подвижную обойму 8 которого действует груз 9, перемещающийся в направляющей рамке 10. Концевой выключатель 7 ограничивает ход крана по длине кабеля на кабельном барабане. Существуют и приводные кабельные барабаны, электродвигатели которых включаются синхронно с электродвигателями механизма передвижения крана.

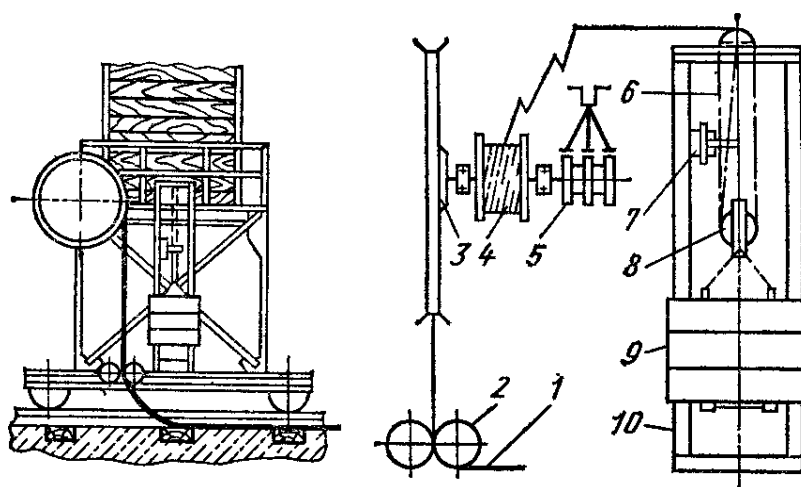


Рис. 139. Установка кабельного барабана на башенном кране

Тема 1.16. Стреловые самоходные краны

§1.16.1. Классификация и общая характеристика

Термином «самоходные краны» определяется большая группа стреловых кранов, характеризующихся 1) высокой транспортной **маневренностью**, 2) **независимым энергоснабжением** и 3) **разнообразным рабочим оборудованием** значительных размеров.

Первое достигается применением ходового оборудования, приспособленного для непосредственного перемещения по местности – по дорогам, как с твердым покрытием, так и грунтовым, а также по территориям строительных площадок.

Второе обеспечивается применением в качестве базового силового агрегата ДВС как **карбюраторного**, так и преимущественно **дизеля**, оборудованных баками для топлива значительной вместимости. Использование **вторичных электрических и гидравлических силовых агрегатов – электрогенераторов** постоянного и переменного тока с соответствующими двигателями и **гидронасосов** постоянной и переменной подачей, с **объемными гидродвигателями** низко- и высокомоментными – определяет возможность удобного и эффективного управления механизмами крана, в том числе с глубоким регулированием скорости рабочих движений.

Третье определяется возможностью применения разнообразного стрелового оборудования – **прямых и Г-образных** стрел переменной длины, оснащением кранов

специализированными грузозахватными устройствами, грейферами и электромагнитами.

Крановая часть у самоходных кранов всех типов идентична. Применяемое в самоходных кранах **ходовое оборудование** классифицируется на **гусеничное** и **пневмоколесное**, причем в настоящее время гусеничное ходовое оборудование применяется преимущественно в кранах большой грузоподъемностью, используемых для проведения сосредоточенных монтажных работ большого объема с крупногабаритными объектами. Разновидностью гусеничных кранов являются и краны небольшой грузоподъемности, монтируемые на серийных **гусеничных тракторах**, в том числе и **специальные краны** – трубоукладчики, применяемые при строительстве трубопроводов большого диаметра и протяженности.

Пневмоколесное ходовое оборудование более **маневренное**, чем гусеничное, допускает движение с **большой скоростью** по дорогам с твердым покрытием и с умеренной скоростью по грунтовым и подготовленным дорогам стройплощадок. Краны с пневмоколесным ходовым оборудованием **классифицируют на три группы**: **автомобильные** – монтируемые на шасси стандартных грузовых автомобилей, с крановыми механизмами, приводимыми от двигателя автомобиля непосредственно или через вторичные – электрические или гидравлические – агрегаты; **пневмоколесные со специализированным шасси** (нормальным или короткобазовым), общим, находящимся на поворотной части крана двигателем, приводящим непосредственно или через вторичные двигатели все механизмы, в том числе и механизм передвижения. Последнее предопределяет низкую маневренность и скорость перемещения крана из-за относительно малой мощности двигателя и усложненность управления передвижением из кабины, находящейся на поворотной части крана. **Третьей** разновидностью являются краны **на специальном многоосном шасси автомобильного типа с двумя двигателями**, из которых один (большей мощности) используется для передвижения крана по дорогам и местности со скоростью нормальных грузовых автомобилей, с управлением из кабины, находящейся на шасси, **второй** (меньшей мощности) установлен на поворотной части крана и приводит (непосредственно или через вторичные двигатели) механизмы крана, управление которыми осуществляется из кабины, находящейся на его поворотной части.

Особенностью всех кранов с пневмоколесным ходовым оборудованием является необходимость при работе применять **выносные опоры**, расширяющие опорную базу крана и снимающую нагрузку с пневматических колес. При работе без выносных опор грузоподъемность кранов резко снижается, и передвигаться с грузом, значительно меньшим номинального, на крюке, они могут только при продольном положении стрелы относительно ходовой части крана.

Основные параметры самоходных кранов стандартизованы (ГОСТ 22827).

§1.16.2. Стреловое оборудование

Стрелы, используемые в самоходных кранах разнообразны (рис. 140). Для выполнения *перегрузочных работ и работ со штучными и сыпучими грузами* применяют **прямые короткие стрелы** (рис. 140, а) так называемые основные, для которых определяется номинальная грузоподъемность крана на всех вылетах. При необходимости подавать грузы на большую высоту стрелу **удлиняют вставками** (рис. 140, в). Для производства перегрузочных работ с объемными штучными грузами, в том числе с контейнерами, стрела любой длины может быть оснащена так

называемыми **гуськами** (рис. 140, г), значительно увеличивающими подстреловой объем; свободный конец гуська **оснащается крюком вспомогательного подъема**. При применении гуська увеличивается минимальный вылет крюка и соответственно снижается полезная грузоподъемность крана. Гуськи крепят к головке стрелы шарнирно, а хвостовые концы закрепляют гибкой оттяжкой у основания стрелы, чтобы на стрелу не передавались изгибающие нагрузки. Если **гибкую оттяжку-канат навивать на барабан** лебедки, то гусек будет **управляемым** и можно изменять его вылет, что удобно при использовании крана на монтажных работах. Если необходимо **груз подавать в глубь** возводимого объекта или монтировать весьма объемные объекты, то **гусек значительно удлиняют** и используют обычно при горизонтальном положении (рис. 140, а). **Основную стрелу в этом случае ставят почти в вертикальное положение с отклонением по вертикали на угол 3...5°**. Такое рабочее оборудование называется **башенно-стреловым (БСО)**.

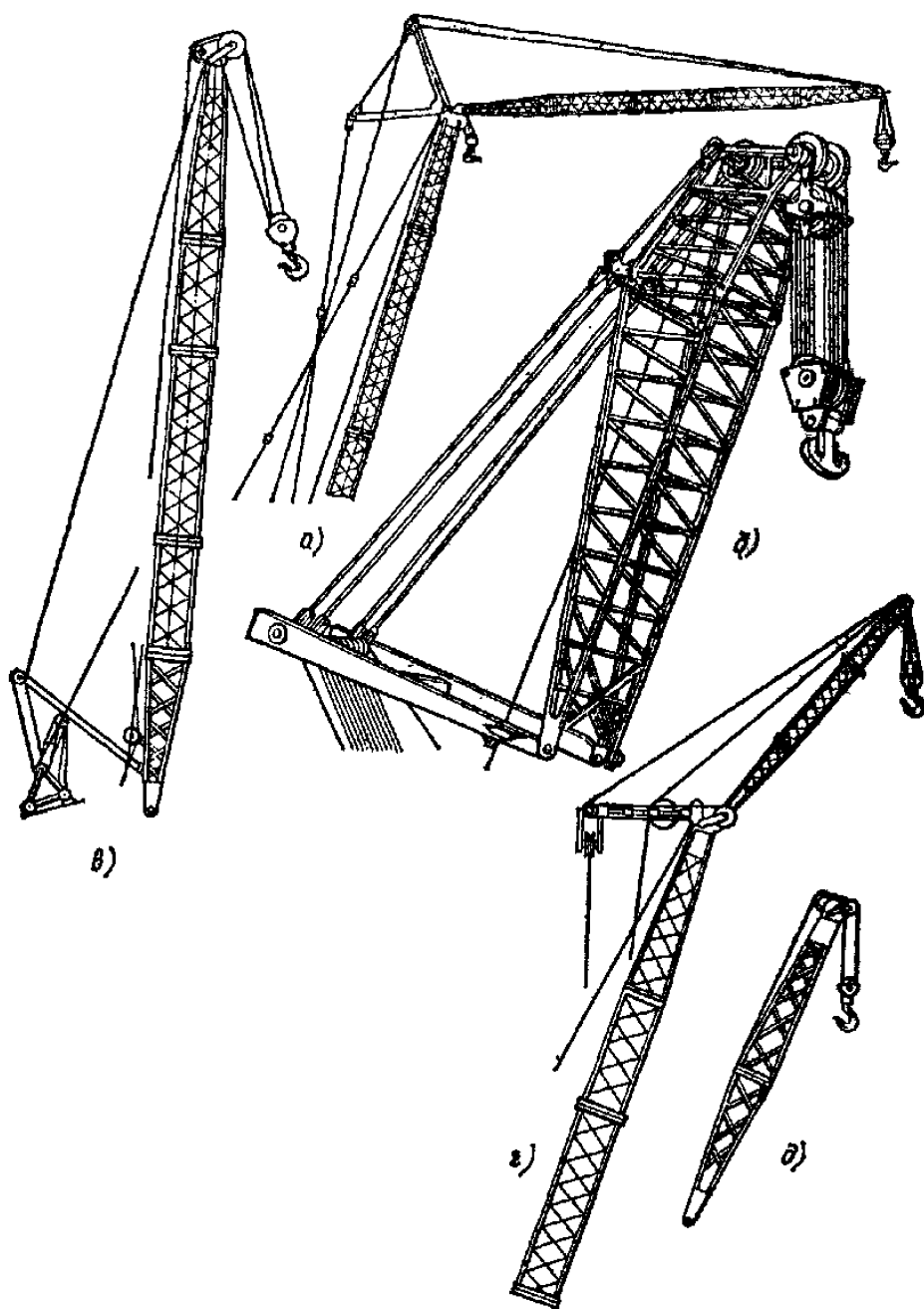


Рис. 140. Стрелы самоходных кранов:
 а – башенно-стреловое оборудование; б – стрела мощного самоходного крана; в – прямая стрела с вставками; г – стрела со вставками и гуськом; д – короткая (нормальная) стрела

Самоходный кран с БСО по техническим возможностям аналогичен башенному крану, но его БСО испытывает **большие деформации**, чем БСО башенного крана. Ввиду более сложной конструкции самоходного крана с БСО его эксплуатация, включая первичные затраты, обходится дороже, чем эксплуатация башенного крана; поэтому применение крана с БСО **рационально лишь** тогда, когда использование БСО является **временным**. Для кранов **большой грузоподъемности** (250 т и больше) используют аналогичные **решетчатые** конструкции, но с **сильно развитыми поперечными размерами** (рис. 140, б). Решетчатые стрелы самоходных кранов выполняют с прямоугольным поперечным сечением из уголковых или трубчатых профилей. Обычно концевые части (головную и опорную) делают клинообразными, а вставки призматическими. Соединения выполняют быстроразъемными на валиках, фланцах аналогично тому, как это делается в башенных кранах.

Для удобства транспортирования крана стрелу иногда складывают, что вызывает необходимость выноса шарнира за габариты поперечного сечения.

Такелажную оснастку стрелы крепят **шарнирно** на валиках, канатные **блоки** устанавливают на **подшипниках качения**. Поскольку масса стрелы непосредственно влияет на полезную грузоподъемность крана, стрелу следует насколько возможно **облегчать**, как за счет конструктивных мероприятий, так и **за счет качества применяемого металла**. При длинной стреле определяющим является ее **жесткость**, что лимитирует применение высокопрочных сталей. Стрелы рассчитывают с учетом осевой и поперечной нагрузок по деформированному состоянию и возможности работы крана на местности с уклоном, заданным нормами Правил по кранам.

Вторую разновидность стрел составляют **телескопические стрелы**, которыми оснащают краны на **колесном ходу – автомобильные и на самоходном шасси**. Эти стрелы в зависимости от грузоподъемности крана являются двух-, трех-, четырех- и пяти секционными, причем поперечные сечения секций могут выполняться как **прямоугольными**, так и другой формы (**трапецеидальными, шестигранными, восьмигранными**). Однако проведенные исследования выявили, что ни одна из указанных форм поперечных сечений телескопических стрел не имеет существенных преимуществ перед наиболее простыми в изготовлении прямоугольными, которые используются в настоящее время. Телескопические стрелы работают в **тяжелых условиях**, и их деформация должна быть настолько мала, чтобы не создавалось значительных сопротивлений при выдвигании секций. При расчете необходимо учитывать как нагрузки в плоскости стрелы, так и нагрузки из плоскости, возникающие при работе на уклоне, из-за деформаций при сварке, эксцентричного натяжения ветви подъемного каната, навиваемого на барабан, эксцентричного размещения гидроцилиндров внутри секций и других причин, вызывающих изгиб конструкции. Так как стрела работает на **изгиб**, целесообразно применять качественные хорошо свариваемые стали.

§1.16.3. Выносные опоры

Самоходные стреловые краны с пневмоколесным ходовым оборудованием для **передвижения** по нормальным автомобильным дорогам и маневрирования на строительных площадках имеют **опорную базу небольшой ширины**, что делает невозможным подъем больших грузов по условиям устойчивости и допустимой нагрузки на пневматические шины. Поэтому краны с пневмоколесным ходовым оборудованием снабжают специальными, расположенными по углам неповоротной

рамы выносными опорами, увеличивающими опорную базу крана и разгружающими его ходовую часть (рис. 141, а, б). Известны и катучие выносные опоры (рис. 142, а).

При работе на неустойчивых грунтах иногда выносные опоры применяют и в гусеничных кранах (рис. 142, б).

Выносные опоры выполняют в виде **выдвижных балок**, перемещающихся в коробчатых направляющих опорной рамы (рис. 143, а), **поворотных кронштейнов** (рис. 143, б) или **вертикальных** (рис. 143, в, г) откидных кронштейнов, шарнирно прикрепляемых к опорной раме. Балки или кронштейны на свободных концах оборудуют **винтовыми домкратами**, опирающимися на клетки из деревянных брусьев, или гидравлическими цилиндрами. Винтовые домкраты работают от **ручного привода** и используются в кранах небольшой грузоподъемности. **Гидроцилиндры** выносных опор питаются от гидронасосной установки, установленной на неповоротной части крана. Для обеспечения горизонтального положения неповоротной рамы и предотвращения (при вращении поворотной части) перекачки жидкости из цилиндра одной выносной опоры в цилиндр другой каждые из цилиндров оборудуется гидрозамком, предотвращающим самопроизвольное вытекание жидкости из цилиндров выносных опор. Более сложной является система управления гидроцилиндрами выносных опор комбинированного типа, когда гидроцилиндры применяют для реализации двух движений, например выдвижения балок и опускания выносных опор.

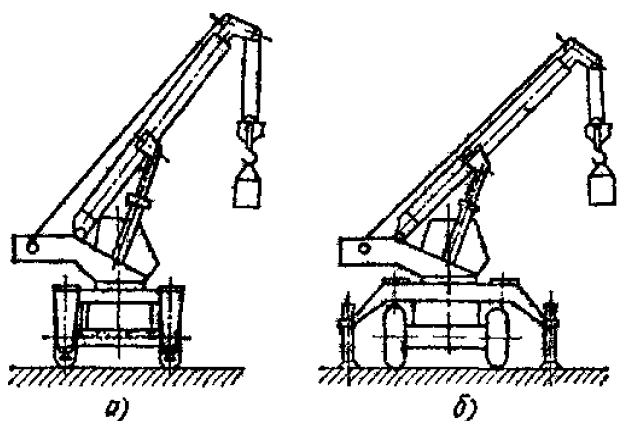


Рис. 141. Схема самоходных кранов с опорами:
а – сложенными; б – раздвинутыми

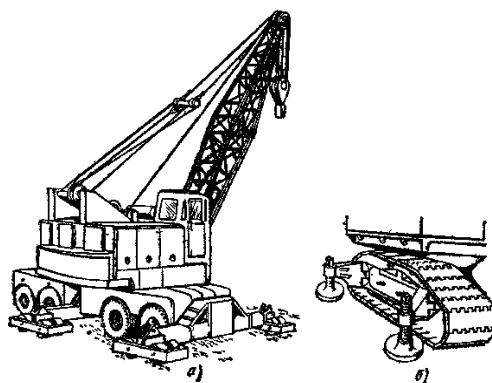


Рис. 142. Выносные опоры кранов специального типа:
а – катучие; б – гусеничного хода

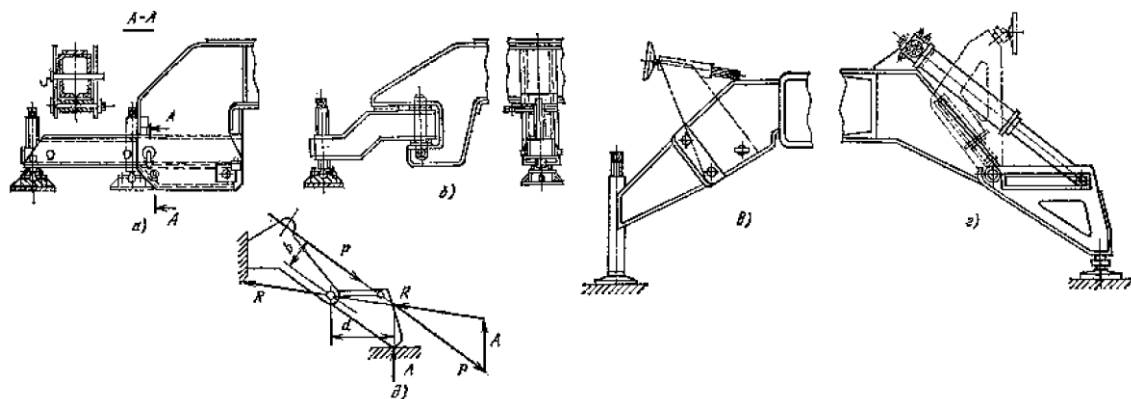


Рис. 143. Схема выносных опор:

а – выдвижные балки; б – поворотные кронштейны; в – откидные кронштейны; г – откидные кронштейны, управляемые гидроцилиндрами; д – схема для расчёта выносной опоры

Тема 1.17. Козловые и мостовые краны

§1.17.1. Классификация

Краны мостового типа – *мостовые и козловые* – *предназначаются в основном для обслуживания цехов и складов производственных предприятий строительства. Мостовые краны применяют в цехах ремонтных предприятий и производственных цехах предприятий строительной индустрии. Козловые краны используют при монтаже промышленного и энергетического оборудования и на складах материалов, изделий и конструкций.*

Краны мостового типа представляют собой подвижную пролетную конструкцию с движущейся по ней тележкой, несущей подъемный механизм.

Мостовой кран – **двухбалочный или однобалочный** – представляет собой конструкцию из **мостовых балок или ферм**, передвигающуюся по уложенным на колоннах цеха подкрановым путям. **Козловой кран** отличается тем, что его мостовое пролетное строение, оборудованное **высокими опорами**, перемещается **по подкрановым путям**, уложенным на земле или на специальном бетонном основании.

Механизмы кранов мостового типа имеют **индивидуальный электрический привод** и питаются от **внешней электросети** при помощи троллеев или гибкого кабеля. **Захваты** механизмов подъема в зависимости от назначения кранов и рода выполняемых работ бывают **крюковые, рейферные и магнитные**.

Кабельный кран выполняют в виде двух расчаленных мачт или башен, между которыми натянут стальной канат, называемый несущим; по нему тяговым канатом передвигается тележка с полиспастными блоками механизма подъема. **Тяговая и подъемная лебедки**, обычно с **индивидуальным электроприводом**, размещаются **на одной из башен**, называемой машинной, или возле мачт.

Кабельные краны применяют на складах песка, щебня, гравия, лесоматериалов и как монтажное оборудование при строительстве на сильно пересеченной местности или при необходимости преодолеть водные пространства, ущелья.

§1.17.2. Мостовые краны

Двухбалочный мостовой кран представляет собой балочный или ферменный мост 10 (рис. 144, а), опирающийся на поперечные концевые балки 3, в которых закреплены ходовые колеса 2, приводимые во вращение механизмом 12 передвижения крана. Мост перемещается по подкрановым путям 1 (вдоль цеха), уложенным на подкрановые балки, опирающиеся на колонны здания. По мосту передвигается тележка 7, на которой установлены механизмы главного 6 и вспомогательного 5 подъема, механизм передвижения тележки и токоподвод 4 к тележке. Аппаратура управления размещается в кабине 13. Питание крана электроэнергией осуществляется через главные троллеи 8, расположенные вдоль подкрановой балки. Для обслуживания их на мосту крана имеется площадка 9.

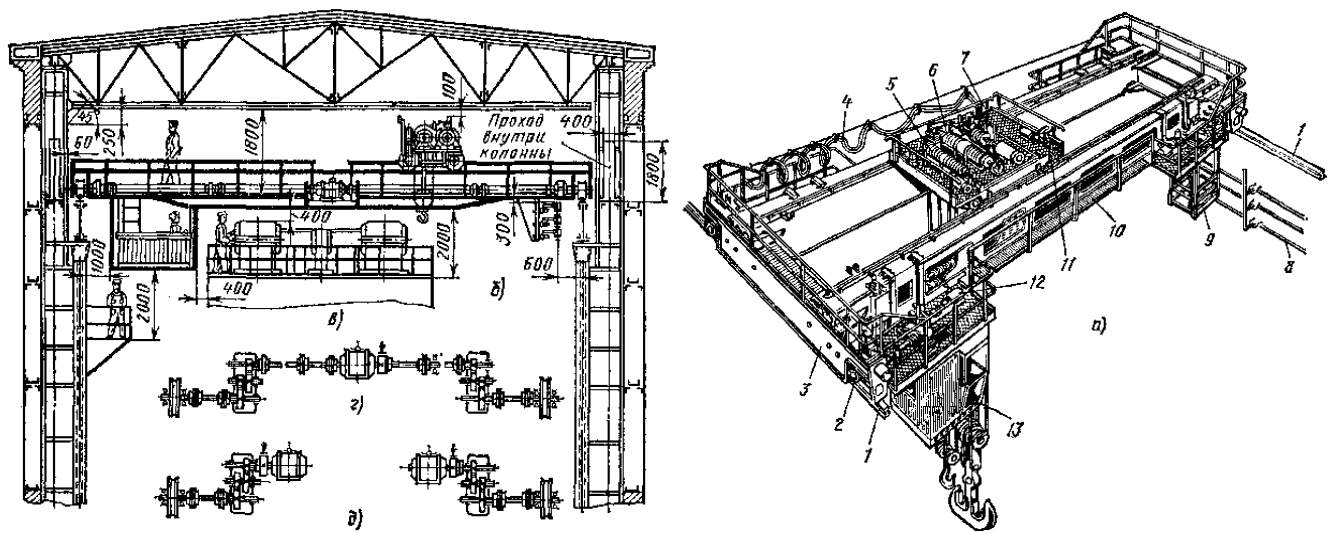


Рис. 144. Мостовой кран:

а – общий вид; б – размещение крана в пролете; в – обслуживаемое оборудование; г – механизм передвижения крана с общим двигателем; д – механизм передвижения с отдельными двигателями

Механизмы мостового крана обеспечивают три движения подъем груза, передвижение тележки и передвижение моста. Механизм подъема представляет собой лебедку, связанную со сдвоенным полиспастом; **при грузоподъемности более 10 т** краны оснащают **двумя самостоятельными механизмами подъема – главным и вспомогательным**, имеющим грузоподъемность, равную приблизительно 0,25 основной, и используемым для подъема малых грузов с большой скоростью. Механизм подъема грейферного крана выполняют в виде двух одинаковых подъемных независимых механизмов, электродвигатели которых управляются двумя контроллерами, имеющими общую рукоять управления. Механизм передвижения тележки имеет два холостых и два приводных колеса, вращаемых электродвигателем через редуктор.

Мост крана состоит из двух главных двухстенных балок, к которым на консолях прикреплены площадки для приводов и механизма передвижения, или из двух главных балок, сплошных одностенных или в виде решетчатых ферм, по которым передвигается тележка, и двух вспомогательных решетчатых ферм. Главная и вспомогательная балки (фермы) соединены между собой горизонтальными связями, предназначенными для придания жесткости мосту в горизонтальном направлении и восприятия ветровых и горизонтальных инерционных нагрузок.

Механизмы передвижения кранов могут быть двух типов: с трансмиссионным валом, имеющим частоту вращения вала двигателя, и с двумя редукторами по концам, передающим движение ходовым колесам крана (рис. 144, г), и с **раздельным приводом** на каждой стороне крана (рис. 144, д). Индивидуальные приводы на каждой стороне моста в виде балансирных двухколесных тележек применяют в кранах большой грузоподъемности; реже используют механизмы передвижения с безребордными опорными колесами (ходовые колеса удерживаются на рельсе горизонтальными колесами, укрепленными на конструкции крана).

За рубежом применяют мостовые краны небольшой грузоподъемностью с пневматическими колесами, обеспечивающими мягкость и бесшумность перемещения крана по железобетонным путям.

Параметры и габаритные размеры мостовых кранов определены стандартами. Двухбалочные краны изготавливают грузоподъемностью 5...500 т. Используемые в строительстве мостовые краны грузоподъемностью до 50 т изготавливают для трех

режимов работы – легкого, среднего и тяжелого. Краны большей грузоподъемностью (80...500 т) общего назначения выполняют по ГОСТ 6711. От режима работы зависят скорости движения всех механизмов крана. Пролеты мостовых кранов 10... 32 м (ГОСТ 534*).

Однобалочные мостовые краны (кран-балки) применяют вместо нормальных двухбалочных мостовых кранов при небольших пролетах (5...17 м), малой грузоподъемности (1...5 т) и легких условиях работы. В этих кранах вместо тележек используют передвижные электротали (ГОСТ 25274). Параметры этих кранов также стандартизированы (ГОСТ 22045). Управление кран-балками осуществляется с пола, реже – из кабины. Механизм передвижения кран-балок построен по той же схеме, что и механизм передвижения мостовых кранов. Технические требования к изготовлению и качеству мостовых кранов определены в соответствующих ГОСТах.

Для снижения массы кранов и повышения технологичности изготовления создаются новые прогрессивные конструкции мостов кранов: основные балки мостов выполняются двухстенными, но со стенками разной толщины, с размещением подтележечного рельса над внутренней, более толстой, стенкой, что позволяет уменьшить колею тележки, сделать толкую стенку с проемами и разместить в балках электроаппаратуру крана; расширяется применение трубчатых и штампованных профилей, а в ряде случаев и легких металлов; повышается качество применяемых материалов и совершенствуется технология производства деталей (термообработка и др.).

Размещение мостовых кранов в здании должно обеспечить возможность нормального и безопасного их обслуживания, что требует наличия определенных зазоров между краном и элементами здания даже при его некотором деформировании.

§1.17.3. Козловые краны

В козловых кранах больших пролетов **одна нога** обычно **жесткая** и представляет собой пространственную конструкцию, соединенную с **главными фермами** при помощи **жестких узлов**. **Вторая нога гибкая**, выполнена в виде плоской фермы, **шарнирно** соединенная с главными фермами. Наличие гибкой ноги устраняет опасность заклинивания ног при температурных расширениях моста или при изменении положения подкрановых путей вследствие деформации их основания.

Козловой **бесконсольный** кран (рис. 145, а) для обслуживания складов строителей и монтажных площадок по изготовлению и сборке металлических конструкций имеет жесткую 1 и гибкую 5 ноги, пролетную конструкцию 4 пространственного типа, выполненную достаточно жесткой без применения вспомогательных ферм. По верхнему поясу конструкции перемещается каретка 3, несущая блоки полиспаста подъемного механизма 2, расположенного в верхней части жесткой ноги. Тележка перемещается бесконечным канатом тягового механизма, размещенного там же, где и подъемный механизм.

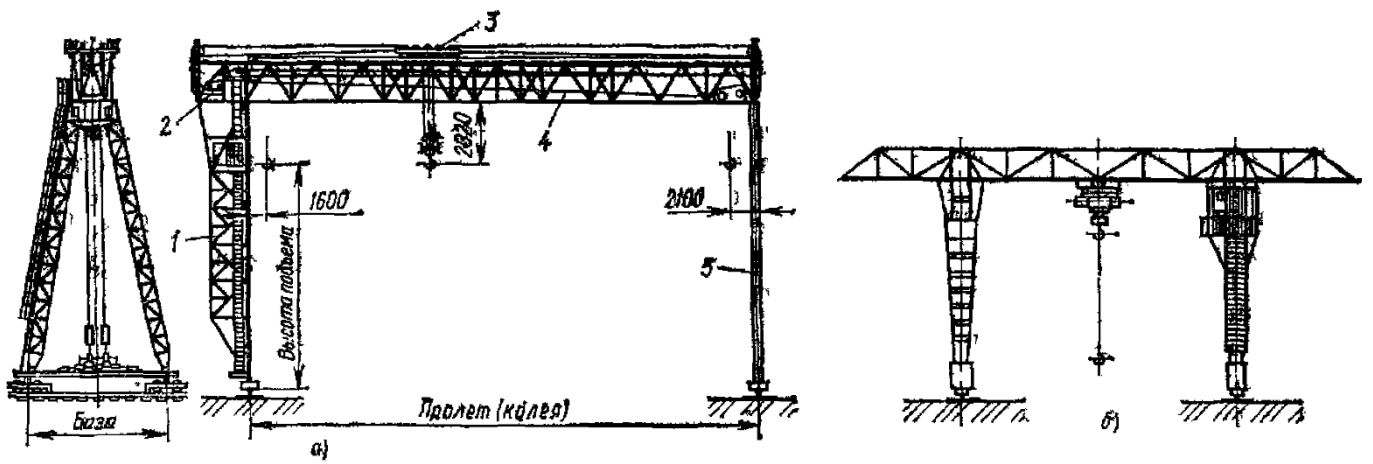


Рис. 145. Козловые краны:
а – бесконсольный, б – с консолями

Размещение подъемных и тяговых лебедок не на тележке, а на опорной ноге крана значительно уменьшает массу тележки, а, следовательно, и нагрузку на пролетную конструкцию, что способствует снижению массы крана в целом. Каждая нога опирается на две перемещающиеся по рельсам подкрановых путей двухколесные тележки.

В козловом консольном кране (рис. 145, б) электроталь передвигается канатной тягой по нижнему поясу пролетной конструкции. **Кабина** управления размещается на одной из ног. При небольших пролетах кран выполняют с **обеими жесткими ногами** треугольного сечения. Ноги схватывают пролетную конструкцию для возможности прохода тележки между ними при выезде на консоль.

Грузоподъемность козловых кранов составляет 1...500 т. В строительстве используют преимущественно краны грузоподъемностью 5...50 т с пролетом 15...40 м.

Типы и основные параметры козловых кранов общего назначения грузоподъемностью 3,2...32 т стандартизованы (ГОСТ 7352), причем краны грузоподъемностью до 5 т включительно оборудуют передвижной электроталью, а краны грузоподъемностью 8...32 т изготавливают с грузовой тележкой, передвигающейся по верхнему или нижнему поясу пролетной конструкции.

Для монтажа тяжелого промышленного оборудования – цементных печей, котлов, турбогенераторов и другого – применяют козловые краны грузоподъемностью 100...125 т с пролетом 20...25 м и небольшой высотой подъема 12,5...25 м. На строительстве атомных электростанций работают козловые краны грузоподъемностью до 400 т.

§1.17.4. Кабельные краны

Кабельный кран состоит из двух башен: машинной 7 и хвостовой 2 (рис. 146, а), между которыми натянут несущий канат 3. По канату (одному, двум или нескольким) перемещается тележка 5 с канатными блоками подъемного полиспаста. Подъемный канат закреплен на одной из башен, другой конец идет на барабан подъемной лебедки, расположенной в машинном помещении на второй башне. Тележка перемещается при помощи тягового каната, образующего бесконечную замкнутую петлю и навиваемого на барабан тяговой лебедки. Кабина 6 крановщика для лучшего обзора обслуживаемой площадки помещается наверху одной из башен, обычно машинной. Одна из башен может быть **качающейся**, т. е. шарнирно опертой на один рельс с

выносом точки крепления несущего каната за пределы опоры и с установкой противовеса.

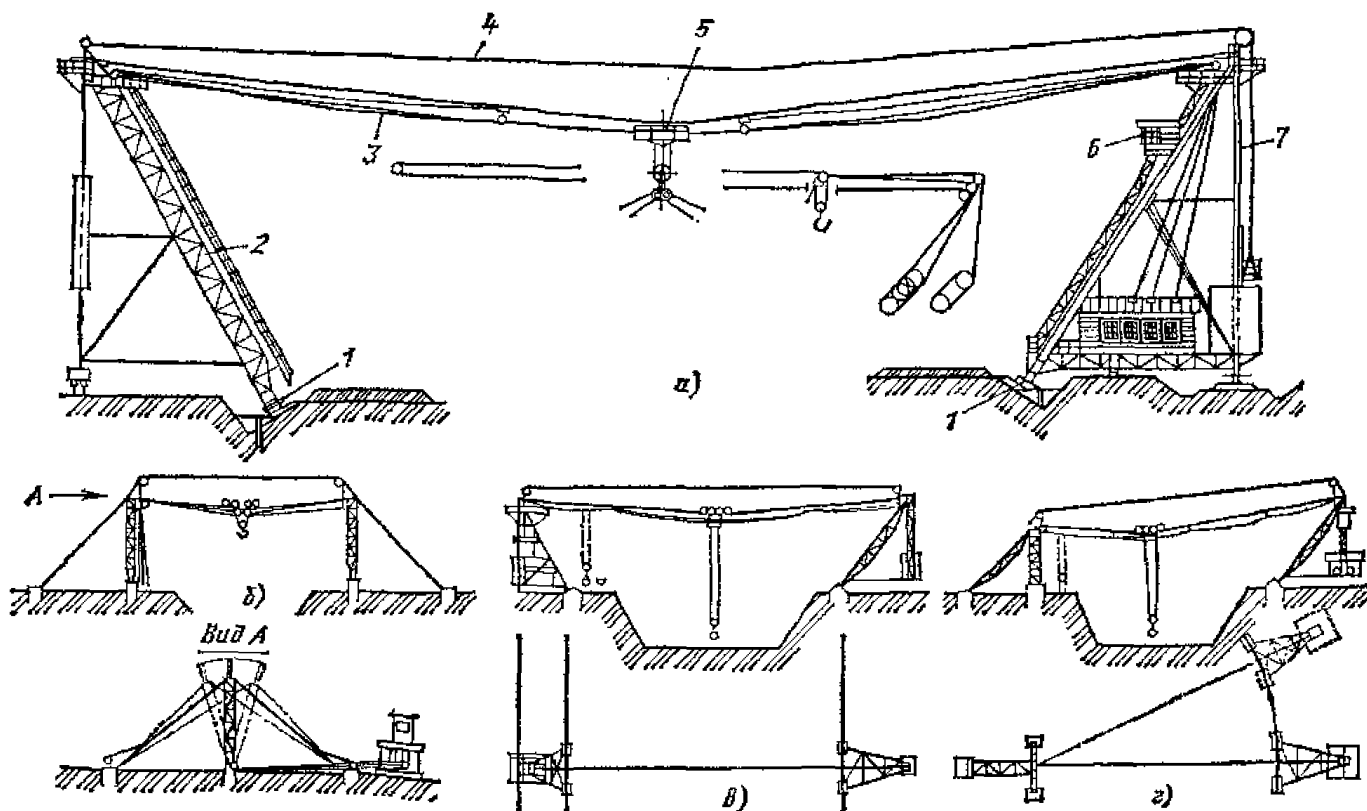


Рис. 146. Кабельные краны:

а – общий вид; б – мачтовый; в – продольно подвижный; г – радиально подвижный

Наличие качающейся башни обеспечивает почти постоянное натяжение несущего каната.

Кран оборудован дополнительными канатами 4 для подвески соединительных электропроводов; для перемещения кранов служат тележки 1. Применяют различные типы кранов.

Стационарные мачтовые краны (рис. 146, б) обслуживают линию; как вариант этой системы могут быть применены качающиеся мачты, расчаленные вантами, которые могут быть наклонены в каждую сторону на угол до 8° . Зона обслуживания – прямоугольник. Мачты наклоняют периодически при переходе с одной линии работ на другую. Ширина площадки, обслуживаемой краном, тем больше, чем выше мачты.

В **продольно-подвижных кранах** (рис. 146, в) обе башни располагаются на тележках, передвигающихся по параллельным рельсовым путям. Кран обслуживает прямоугольную площадку. Правая башня может быть качающейся.

В **радиально подвижных кранах** (рис. 146, г) одна из башен неподвижная, вторая передвигается по дуге окружности. Обслуживаемая площадь – сектор круга.

Грузоподъемность кабельных кранов 5...15 т, в отдельных случаях на строительстве применяют краны грузоподъемностью до 25 т. В связи с использованием на строительстве ГЭС крупных железобетонных элементов и закладных деталей для размещения и сборки их могут быть применены кабельные краны грузоподъемностью 100 т и более.

В зависимости от рода перегружаемых материалов кабельные краны оборудуют крюком, грейфером, бадьями для бетона или специальными захватами. Пролеты кабельных кранов 250...500 м, в отдельных случаях до 1000 м. Высота подъема зависит от рельефа местности и габаритов обслуживаемого

сооружения и определяется исходя из того, чтобы при максимально возможном провесе несущего каната, равном приблизительно 3...4 % пролета, можно было пронести груз над объектами, находящимися на трассе тележки. Скорости движения механизмов назначают в зависимости от основных параметров крана – грузоподъемности, высоты подъема и пролета; при этом скорость подъема груза 1...2 м/с, передвижения грузовой тележки 3,2...8 м/с (при больших пролетах – до 10 м/с), передвижения крана (башен) 0,16...0,5 м/с.

Горизонтальная составляющая натяжения несущего каната воспринимается опорной поверхностью за счет возникающей силы трения. Известны конструкции кранов, в которых используются наклонные опорные тележки.

Ходовые тележки кабельных кранов имеют ту же конструкцию, что и тележки башенных и козловых кранов. **Привод ходовых тележек каждой башни индивидуальный.** Так как несущий канат провисает, незначительные нарушения равномерности хода обеих тележек особенного значения не имеют. Согласование движения башен производится крановщиком по данным визуального наблюдения или сельсинами, выключающими двигатель забегающей башни.

В грузовой тележке, выполненной в виде легкой металлической конструкции, для равномерного распределения нагрузки все ходовые колеса устанавливаются на балансирах.

Несущие (один или несколько) канаты закрытой конструкции; подъемный и тяговый – многопрядевые крестовой двойной свивки; канаты для подвески многожильного электрокабеля питания, управления и связи между обеими башнями и канаты для размещения поддержек – одвопрядные.

Поддержки в кабельных кранах служат для удерживания всех канатов на определенном расстоянии между ними и относительно несущего каната, провес которого значительно меняется при изменении нагрузки на крюке. Поддержки могут быть кулачковыми, раскрывающимися и самоходными. Наиболее распространены раскрывающиеся поддержки. Их прикрепляют к несущему канату лапками, охватывающими его с боков так, чтобы не препятствовать прохождению по канату колес грузовой тележки. При надвигании на поддержку грузовая тележка специальными шинами нажимает на ролики, в результате чего, поворачиваясь вокруг шарниров, рычаги поворачивают щеки, обеспечивая пропуск тележечных блоков. После прохода тележки щеки под действием собственного веса и пружин закрываются, подхватывая роликами подъемный и тяговый канаты. Поддержки размещаются с шагом около 50 м.

Лебедки кабельных кранов (подъемные и для передвижения тележки) размещаются на одной из башен, не отличаются от обычных и характеризуются лишь большими диаметрами и длинами барабанов, ввиду большой длины навиваемого каната. Навивка канатов однослойная.

Тема 1.18. Строительные подъемники

§1.18.1. Классификация и общая характеристика

Подъемниками называют грузоподъемные машины, перемещающие грузы в кабинах или на площадках (штучные грузы), или в ковшах (сыпучие или пластичные материалы), движущихся в жестких направляющих.

Подъем обычно производится в вертикальном (вертикальные подъемники) и редко в наклонном направлении, близком к вертикальному (наклонные подъемники,

применяемые для загрузки печей и смесительного оборудования). В зависимости от устройства направляющих и их ограждения различают подъемники шахтные, в которых направляющие крепятся внутри шахты, являющейся ограждением для кабины (площадки), и мачтовые, у которых направляющие делают в виде мачт, прикрепляемых к возводимому сооружению. При малой высоте они могут быть свободно стоящими.

Строительные подъемники выполняют мачтовыми, грузовыми и, как правило, не используют для подъема людей. При строительстве высоких зданий применяют грузопассажирские строительные подъемники, используемые не только для подъема грузов, но и для подъема рабочих к месту работы.

На завершающих строительстве работах для передачи строительных материалов на верхние этажи можно использовать установленные внутри здания стационарные шахтные грузовые, пассажирские или грузопассажирские подъемники так называемые лифты, предназначенные в дальнейшем для обслуживания здания. Стационарные, установленные внутри зданий подъемники по своему устройству отличаются от строительных подъемников и представляют собой специальный класс подъемно-транспортных машин.

Технические требования к строительным подъемникам регламентированы правилами Правил по кранам, а основные параметры – ГОСТ 14092 (табл. 42).

Табл. 42. Основные параметры грузовых мачтовых подъемников (ГОСТ 14092)

Параметр	Грузоподъемность, т	
	0,35	0,5
Высота подъема, м	9, 17, 27	38, 50, 70, 100
Скорость подъема, м/с	0,35 ... 1,0	0,35 ... 1,0
Выдвижные площадки, м	1 ... 2	3 и более

Для подъема кабины (площадки) строительных подъемников используют, как правило, однобарабанные лебедки с индивидуальным электроприводом, устанавливаемые на раме подъемника или на земле, в стороне от подъемника; канат направляется отводными блоками. В некоторых типах подъемников применяют лебедки с канатоведущим шкивом.

Для уменьшения требуемого вращающего момента на барабане и снижения расхода энергии кабину (площадку) подъемника можно уравнивать противовесом (контргрузом). В строительных подъемниках противовесы применяются крайне редко, что определяется усложнением конструкции и неудобствами при перебазировании подъемника.

Управление строительным подъемником может быть автоматизировано, на соответствующем этаже устанавливают конечные выключатели, отключающие двигатель лебедки по достижении площадкой нужного уровня. В этом случае применяют кнопочное управление электродвигателями на вспомогательном токе с использованием магнитных пускателей.

Привод подъемника оборудуют устройством для автоматического выключения двигателя в крайних рабочих положениях кабины. Управление строительным подъемником может производиться только с одной площадки. Аппараты управления, расположенные на других площадках, на это время должны выключаться. Кроме того, должна быть устроена сигнализация к местам управления со всех этажей.

Скорость подъема грузовой кабины в строительных подъемниках должна быть не более 1 м/с, а ускорение – не более 0,5 м/с².

Подъемники менее удобны в эксплуатации, чем краны, поскольку поднимаемые грузы подаются в одно место. Поэтому их применяют только в местах с особо напряженными вертикальными грузопотоками, а также в тех случаях, когда необходима подача материала внутрь здания (для отделочных работ) через оконные проемы, так как краном этого сделать нельзя.

§1.18.2. Конструкции подъемников

Мачтовые грузовые подъемники устанавливают снаружи возводимого здания, но если здания имеют ступенчатую форму, то их можно размещать внутри. Грузоподъемность малых подъемников 0,32 т, высота подъема до 25 м. При строительстве высотных зданий применяют подъемники грузоподъемностью до 1,6 т и высотой подъема до 200 м, а если необходимо и большей. *Мачты подъемника состоят из отдельных, наращиваемых по мере возведения зданий секций. В малых подъемниках мачта может поворачиваться и устанавливаться в наклонное положение, а раму оборудуют пневмоколесами для перемещения прицепом к автомобилю.*

Средние и большие подъемники при перемещении с одного объекта на другой должны разбираться и перевозиться отдельными частями.

На рис. 147, а представлен **строительный подъемник** грузоподъемностью 0,5 т. Он выполнен в виде решетчатой мачты 6 квадратного сечения, прикрепленной к зданию элементами 1 и установленной на раме 2, на которой размещены подъемная лебедка 4, электрооборудование и пульт управления 3. Рама установлена вдоль возводимого здания. По передней стороне мачты перемещается подъемная каретка 8 (рис. 147, б) на опорных колесах 9 при помощи каната 6, обведенного вокруг головки мачты и навиваемого на барабан лебедки 4.

Каретка 8 выполнена в виде вертикальной рамки 10 с поперечной консолью, несущей опорные ролики 14, по которым с помощью тягового механизма 21 (рис. 147, в) перемещается выдвижная балка-рама 11 (рис. 147, а, б). Тяговый механизм имеет канатопроводящие шкивы 20. Канаты 13 огибают концевые канатные блоки 12 на торцах балки и закрепляются на раме тягового механизма.

Реверсивное вращение канатопроводящих шкивов обеспечивает ввод балки в здание через оконный проем и вывод ее из здания. На балке размещен подъемный механизм 16 (рис. 147, б, г) для грузовой площадки 25. Он выполнен в виде электротали 19, размещенной в торце рамы 11, приводящей тяговым канатом 22 вспомогательный барабан 24, соосно с которым размещены барабаны 23, на которых навиты канаты 15, несущие площадку 25. Опускается площадка 25 при реверсировании барабана электротали 19. Механизм этот нужен для возможности опускания площадки 25 на пол этажа после подачи ее внутрь здания через оконный проем. Каретка 8 оборудована ловителями 18, связанными системой канатиков и пружин с подвеской 7 подъемного каната 6. К балке 11 подвешены тросы 17, используемые для поддержки длинномеров, поднимаемых на площадке.

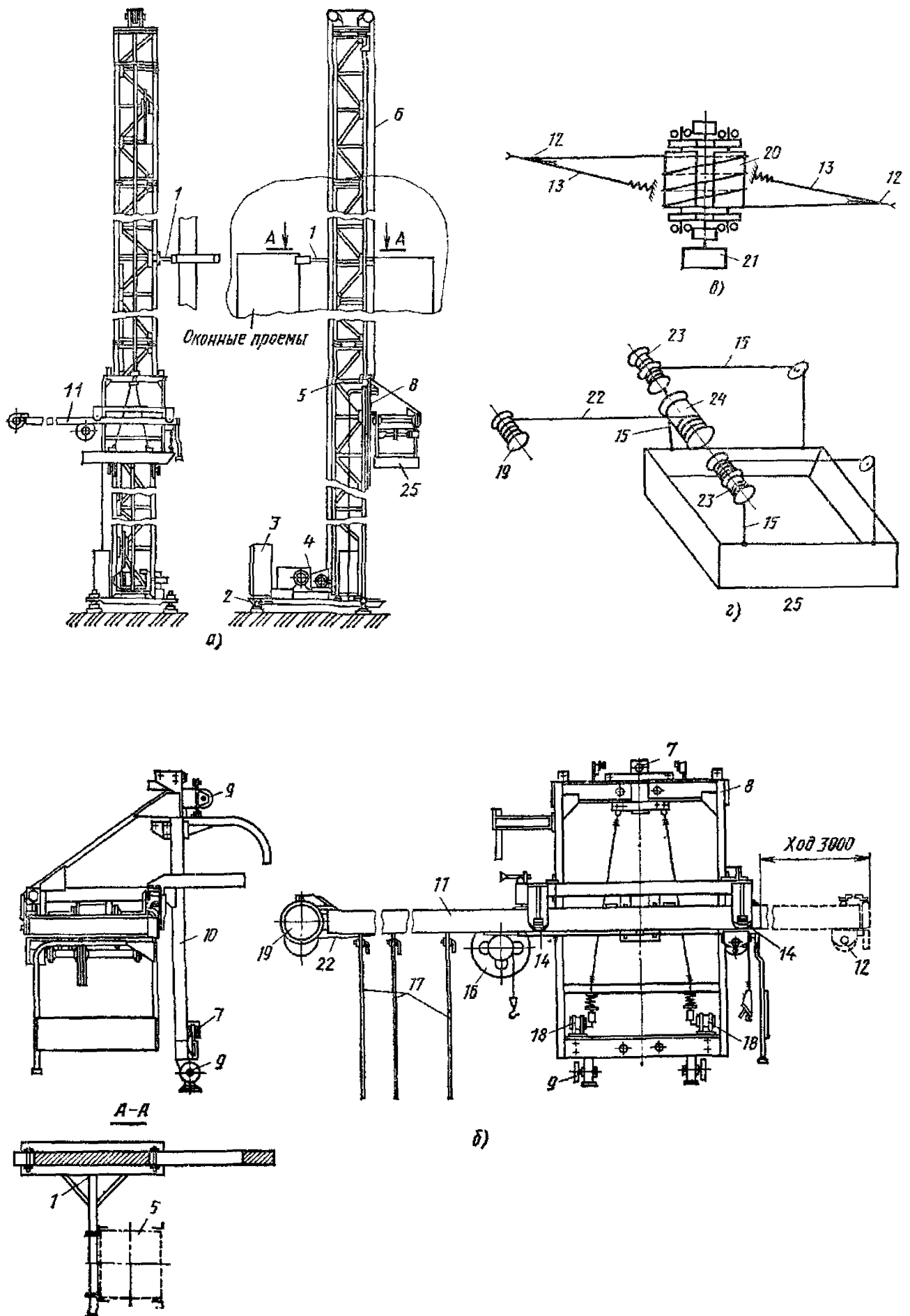


Рис. 147. Строительный подъемник:
 а – общий вид; б – грузовая каретка, в – схема механизма перемещения грузовой каретки; г –
 схема подъема-опускания грузовой площадки

Грузопассажирские подъемники (рис. 148) имеют большие грузоподъемность и высоту подъема (см. табл. 42) и характеризуются применением кабины вместо открытой платформы и отгороженной площадки на земле для посадки и высадки пассажиров, кроме того, применяются переходные мостики для перемещения людей из кабины в здание и обратно. Часто также в этих подъемниках применяют лебедку с канатоведущим шкивом и противовес, который перемещается по стороне мачты, противоположной стороне, на которой размещена кабина. От подъемников, установленных внутри зданий, они отличаются консольным относительно мачты размещением кабины и противовеса, а также системой управления.

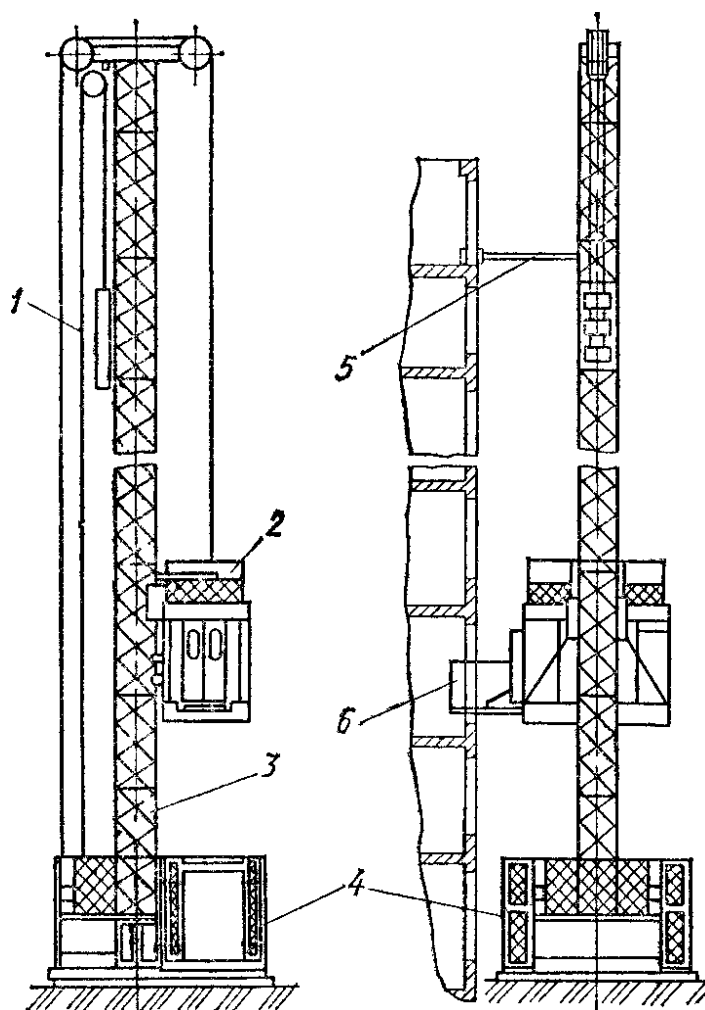


Рис. 148. Строительный грузопассажирский подъемник:

- 1 – противовес; 2 – подъемная кабина; 3 – мачта подъемника; 4 – посадочная площадка;
5 – крепление мачты к зданию; 6 – переходной мостик

Третьей разновидностью строительных подъемников являются многоклетевые шахтные подъемники (рис. 149), применяемые на строительстве монолитных железобетонных дымовых труб, градирен и других аналогичных сооружений большой высоты (до 250 м). Подъемник используется как базовый стержень, относительно которого перемещаются подмости для возведения кольцевого каркаса. Для жесткости шахта раскрепляется оттяжками. В отдельных шахтах устанавливают несвязанные между собой подъемники, из которых часть используют для подъема и спуска рабочих, остальные – для подъема строительных материалов. Барабанные подъемные лебедки устанавливают на земле. Противовесы не применяют.

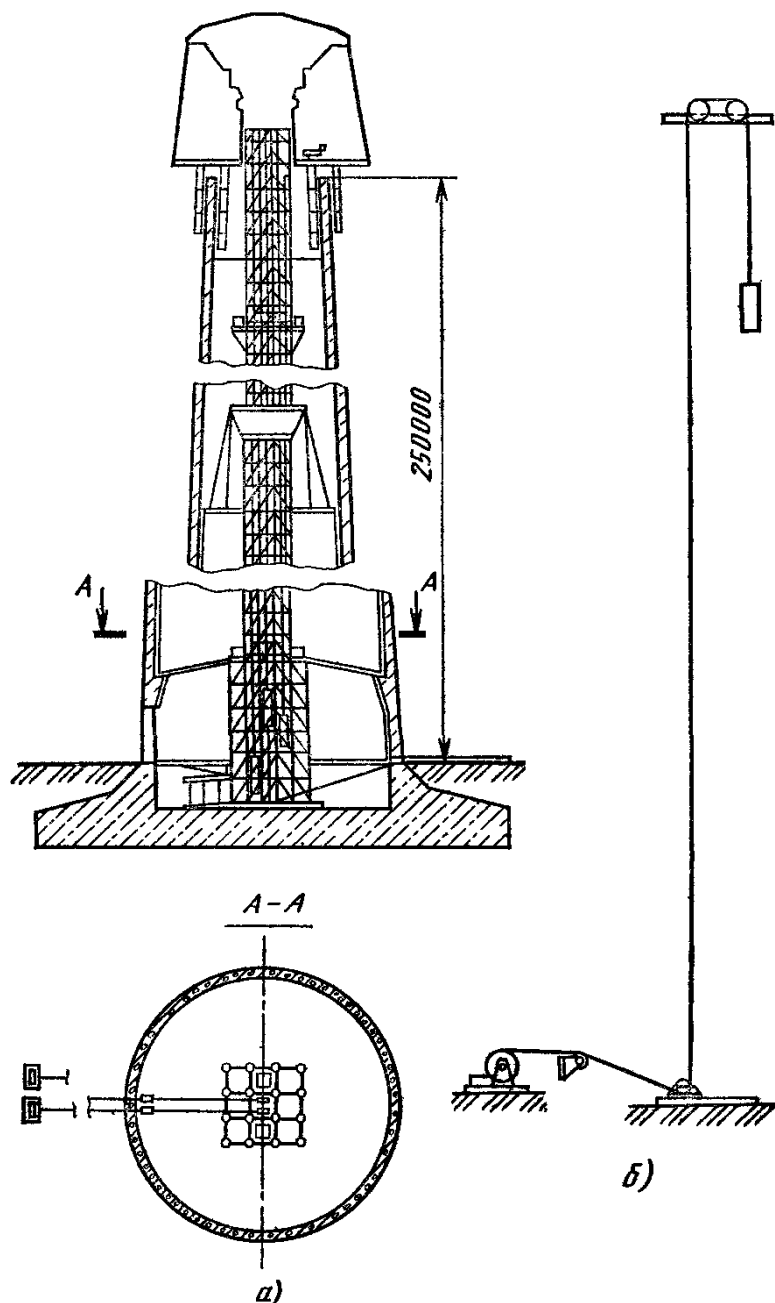


Рис. 149. Многоклетевой шахтный строительный подъемник для возведения высоких цилиндрических конструкций:
 а – подъемник; б – схема подъемного каната

Четвертой разновидностью мачтовых подъемников являются ковшовые подъемники (рис. 150), применяемые в строительстве в основном для подачи различных сыпучих материалов в бункера, а также на складах и предприятиях промышленности строительных материалов.

Ковш 1, оборудованный ходовыми колесами (роliками), перемещается по наклонным или наклонно-вертикальным направляющим рельсам 2. Передние колеса 3 имеют более узкую колею, чем задние 4. Пути для колес 3 в месте разгрузки плавно закругляются и переходят в горизонтальные. Ковш разгружается автоматически в результате опрокидывания при достижении передними колесами спрофилированного участка пути, а загружается из вагонеток непосредственно или через питающую воронку.

Строительные ковшовые подъемники изготовляют с ковшом вместимостью до 1 м^3 , скорость перемещения ковша $0,1 \dots 0,5 \text{ м/с}$ в зависимости от высоты подъема.

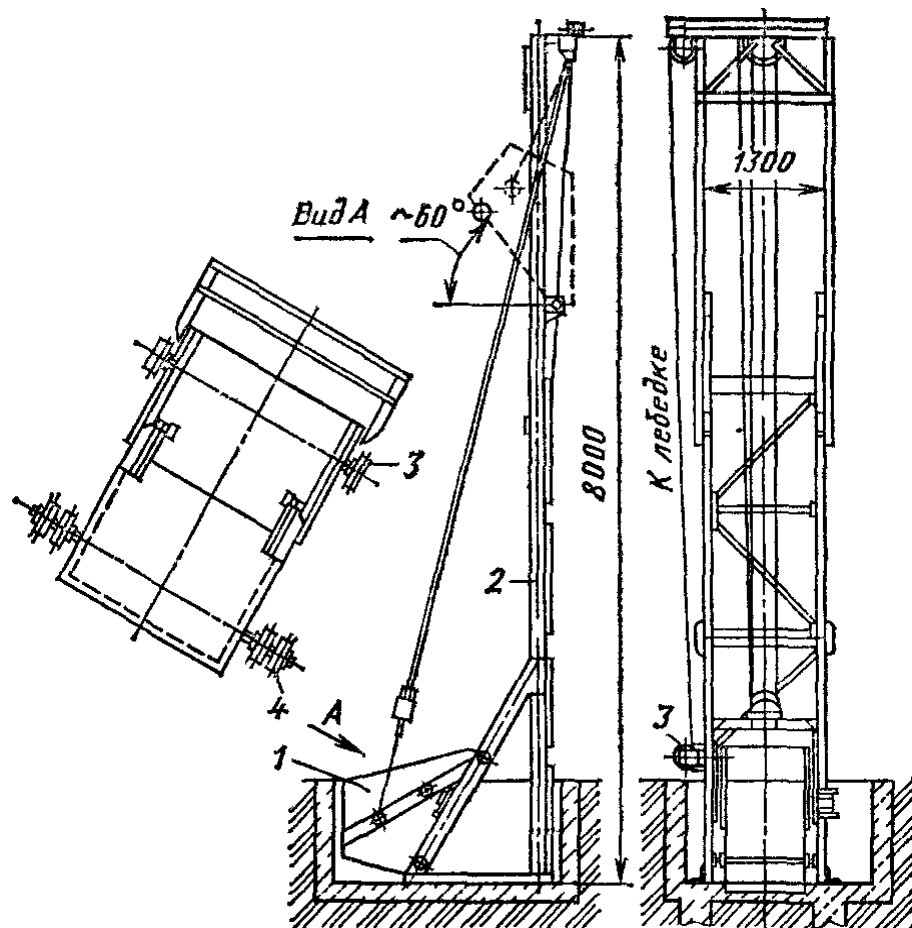


Рис. 150. Наклонный ковшевой подъемник для сыпучих грузов

В практику строительства начинают внедряться так называемые **зубчато-реечные (бесканатные) подъемники** (рис. 151, а), выполненные в виде одно- или двухстоечной мачты, к направляющим которой прикреплены зубчатые рейки 7. Над или под кабиной размещен приводной механизм с выходными шестернями 8, взаимодействующими с зубчатой рейкой (рис. 151, б). Направляющие ролики 9 обеспечивают правильное взаимоположение кабины и направляющих. Наличие двух приводных шестерен повышает надежность механизма, а смещение их на полшага - плавность работы.

Применяется и **червячный привод с одной ведущей шестерней** (рис. 151, г). Преимуществом бесканатных подъемников являются автономность и удобство наращивания мачты и направляющих до любой необходимой высоты. Как и в строительных подъемниках других типов, мачта через определенный шаг (6...12 м) крепится к зданию. Бесканатные подъемники применяют также в башенных кранах для подъема в кабину крана и спуска из нее обслуживающего персонала.

В зубчато-реечных подъемниках иногда применяют противовесы, уравнивающие вес подъемного механизма и половину веса кабины, что дает экономия электроэнергии, но усложняет монтаж и демонтаж подъемника.

В связи с расширением строительства зданий высотой 100 м и более подъемники для их обслуживания становятся все более тяжелыми и громоздкими, а монтаж и демонтаж их более длительным. *Поэтому целесообразно использовать безмачтовые подъемники с канатными направляющими, прикрепленными к верхней части построенного здания и удерживаемыми от раскачивания в нескольких точках по высоте раскрывающимися подпорками.*

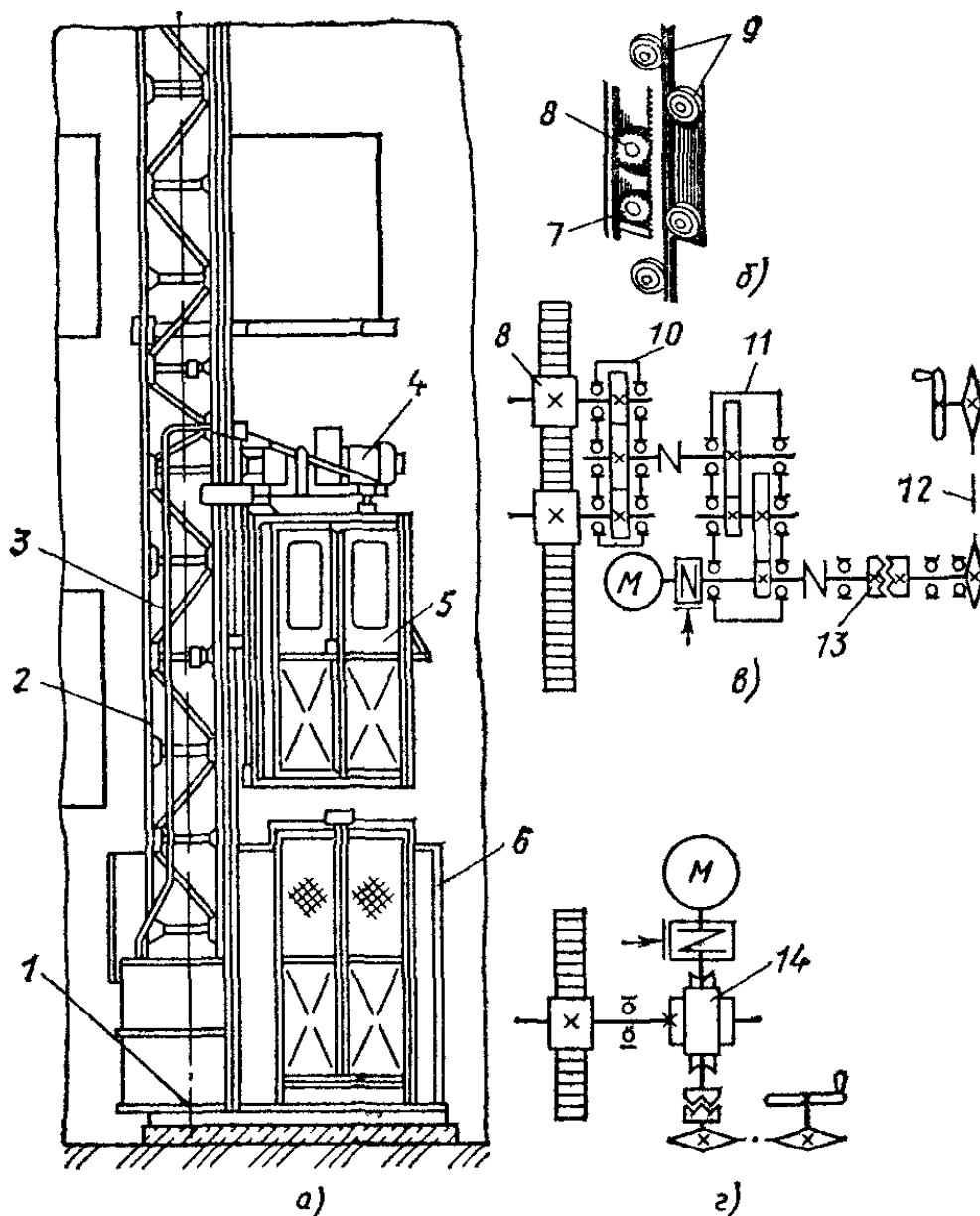


Рис. 151. Зубчато-реечный (бесканатный) подъемник:

а – общий вид, б – схема действия зубчато-реечного механизма; в – приводной механизм с цилиндрическими зубчатыми передачами, г – то же, с червячной передачей; 1 – опорная рама, 2 – мачта; 3 – электрокабель, 4 – подъемный механизм, 5 – кабина; 6 – загородка для кабины, 7 – рейка, 8 – шестерня, 9 – опорные ролики, 10 – раздаточный редуктор, 11 – привод, 12 – ручной привод; 13 – соединительная муфта, 14 – червячная передача

§1.18.3. Выжимные и рычажные подъемники

К строительным подъемникам относятся и специальные подъемники – выжимные и рычажные, используемые для производства наружных и внутренних строительно-ремонтных работ на фасадах зданий и в высоких внутренних помещениях (станциях метро, вокзалах, театрах, залах крупных общественных зданий и т. п.).

Выжимные подъемники предназначены для подъема рабочих с инструментами и ремонтным материалом на необходимую высоту. При передвижках они должны иметь небольшую высоту для большей устойчивости и возможности прохождения через дверные проемы. Поэтому их выполняют из нескольких телескопически раздвижных частей. Для передвижек выжимные подъемники оборудуют ходовыми колесами, при работе они должны быть дополнительно установлены на выносные опоры, повышающие их устойчивость.

Телескопические выжимные подъемники (рис. 152, а) состоят из ряда

решетчатых или трубчатых колонн, входящих одна в другую. На крайней внутренней части (колонне) размещена площадка для рабочих, имеющая кольцевое ограждение. По углам колонны установлены башмаки или ролики, которыми одна колонна опирается на другую. Чтобы обеспечить постоянную опору в двух точках по высоте, верхний башмак или ролик закрепляют на наружной колонне, а нижний – на внутренней. Эти же башмаки или ролики одновременно являются упорами, не допускающими выход внутренней колонны из наружной. Колонна поднимается канатом. Каждая колонна связана отрезком каната с предыдущей, причем канат огибает блок, закрепленный на предыдущей колонне. Подъем производится лебедкой.

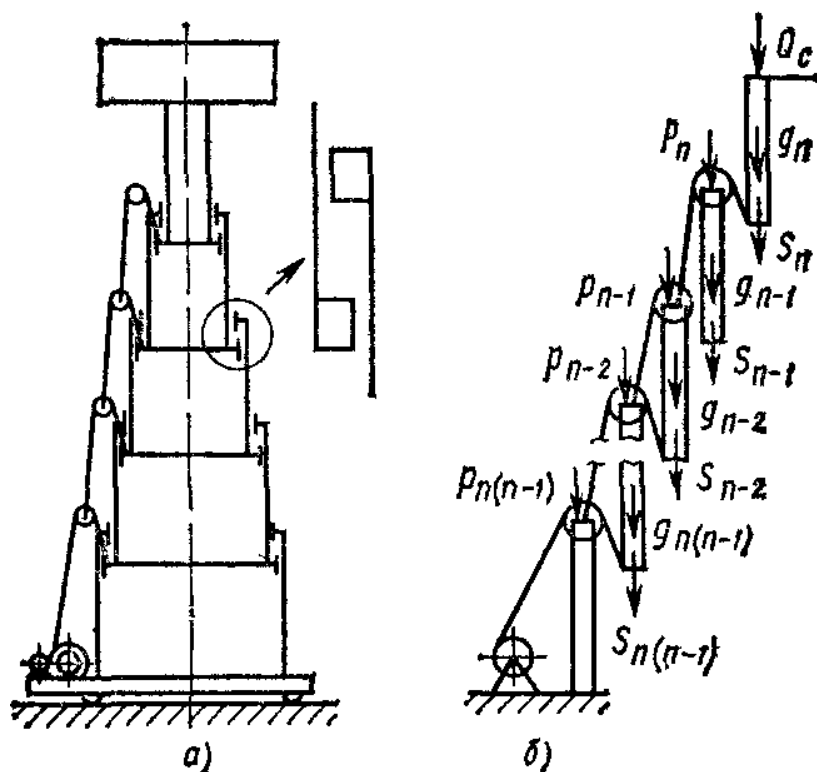


Рис. 152. Схемы телескопического выжимного подъемника с канатным выдвиганием секций:
а – общая, б – расчетная

Для выжимных подъемников можно применять сопряженную рычажную систему, так называемые **нюрнбергские ножницы** (рис. 153, а). В этих подъемниках при КПД рычажной пары η , учитывающем трение в шарнире, усилие, необходимое для подъема площадки, определяется из следующих соображений (рис. 153, б). Под действием внешней нагрузки Q_c , веса площадки q_c , а также веса P пары рычагов в нижних шарнирах рычажной пары возникнут опорные реакции, составляющие которых обозначим через R_i и T_i , и в центральном шарнире – опорная реакция N_i . На рис. 153, в показана схема нагружения одного рычага.

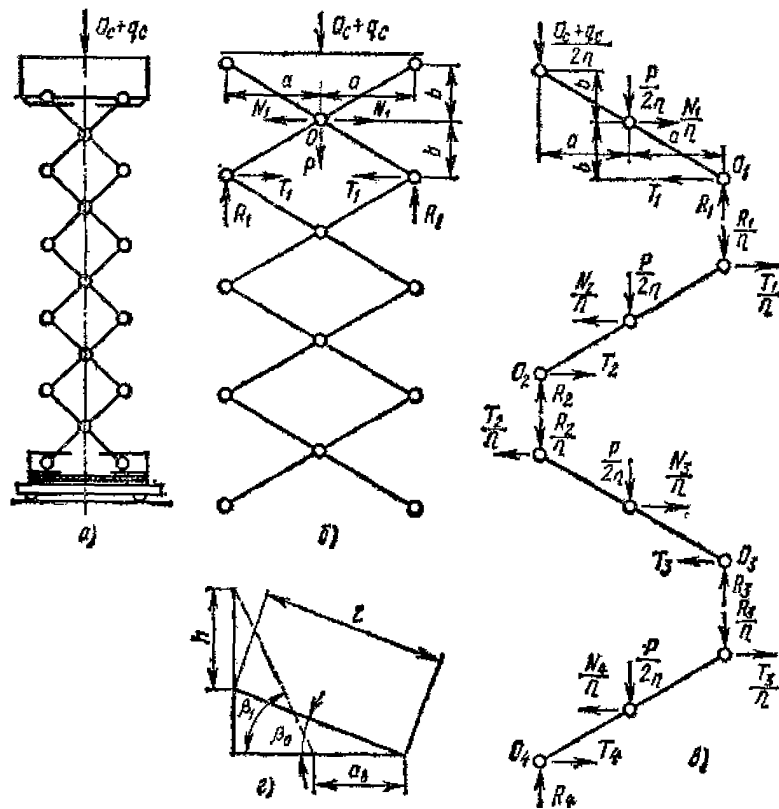


Рис. 153. Схема выжимного подъемника сопряженно-рычажного типа:
а – общая, б-г – расчетные

Для подъемных площадок с развитой поверхностью преимущественно в стационарных условиях, например для сценических устройств крупных общественных зданий, применяют **винтовые подъемники**, состоящие из двух или четырех совместно работающих винтовых устройств, имеющих общий привод (рис. 154). Выполняют их обычно с червячными и коническими передачами.

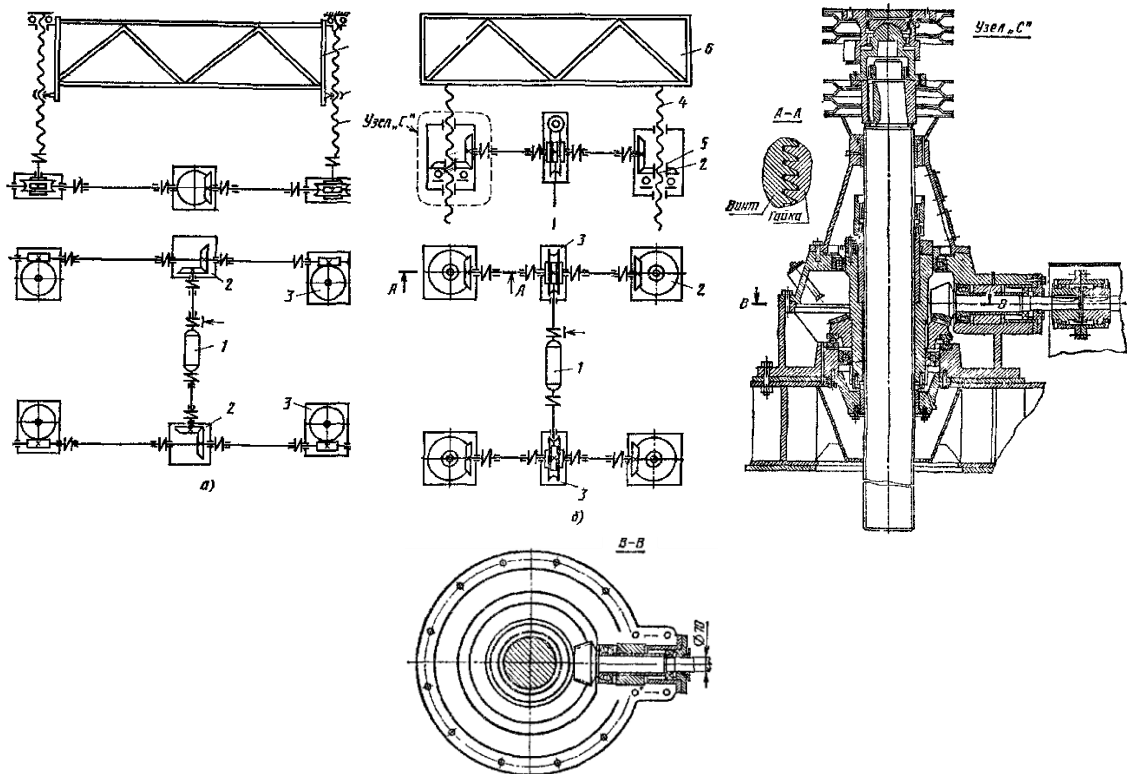


Рис. 154. Винтовой выжимной подъемник с площадкой, закрепленной:
а – на гайках; б – на винтах; 1 – двигатель; 2 – конические зубчатые передачи, 3 – червячные передачи; 4 – винты; 5 – гайки; 6 – площадки

Для производства наружных ремонтных работ с частой переменной места и некоторых монтажных работ на высоте применяют специальные **рычажные подъемники (автоподъемники)** с гидравлическим приводом, выполненные в виде двух 4 и 3 (рис. 155, а) последовательных сочлененных рычагов, монтируемых на поворотной платформе 5, установленной (с использованием ОПУ кранового типа) на автомобиле или тракторе, и управляемых гидроцилиндрами непосредственно или через канатные тяги.

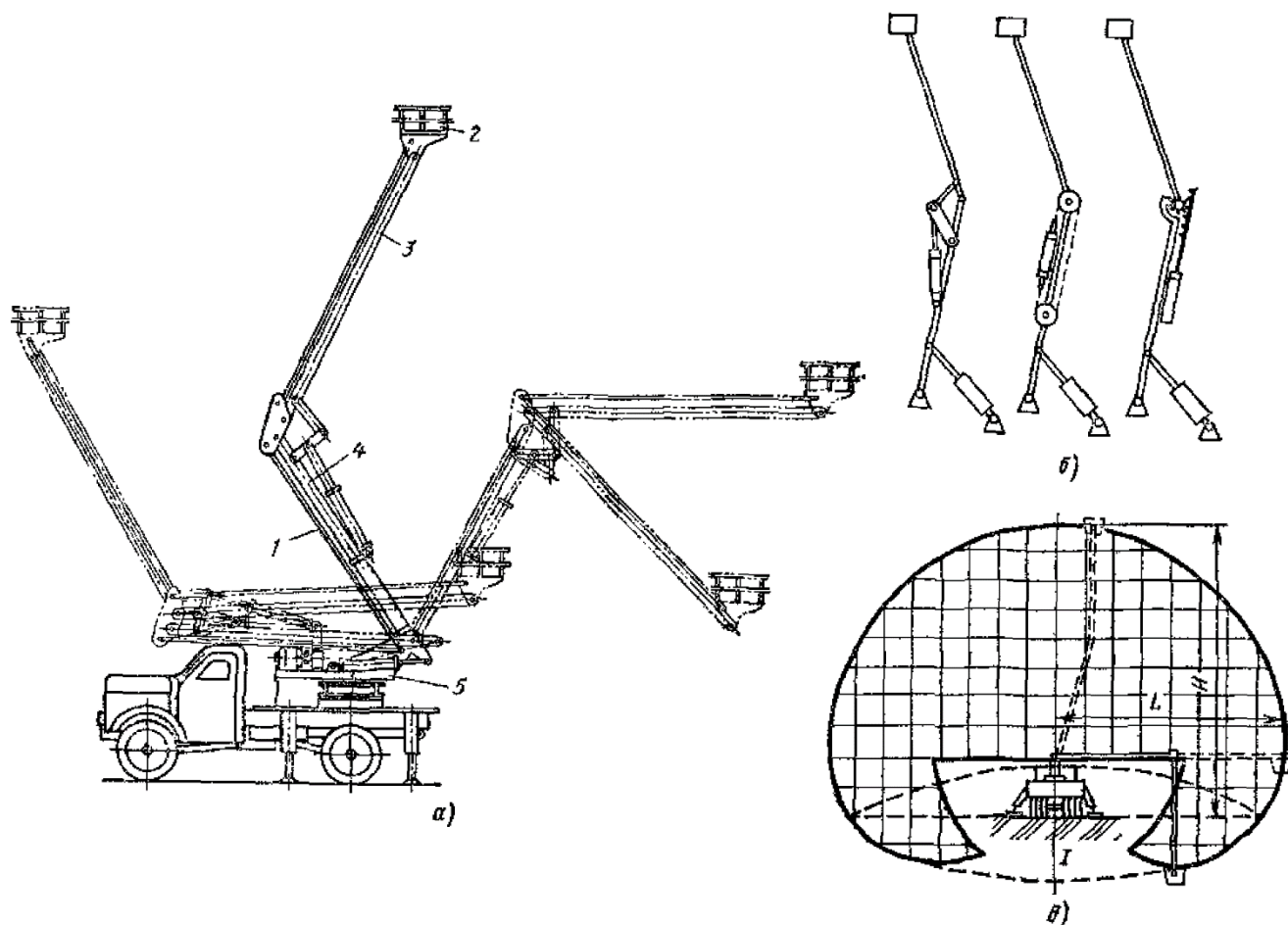


Рис. 155. Рычажный гидроподъемник (автоподъемник):
а – общий вид; б – схемы привода рычажной системы; в – обслуживаемая зона

На свободном конце рычага размещена площадка 2 для рабочих с инструментом и ремонтными материалами. При любом положении рычагов площадка остается горизонтальной, что обеспечивается вспомогательными рычагами 1, образующими совместно с основными и площадкой шарнирный параллелограмм; неповоротная рама оборудована выносными опорами кранового типа. Таким подъемником можно обслужить большое пространство. Основные параметры автоподъемников приведены в табл. 43.

Кроме автопогрузчиков применяют также **шарнирно-рычажные вышки** с электроприводом от внешней электросети, монтируемые на прицепной тележке (рис. 156) к автомобилю, с высотой подъема $H = 6...18$ м и вылетом 4...10 м.

Табл. 43. Основные параметры некоторых рычажных подъемников (автоподъемников) с гидравлическим приводом

Параметр	АГП-12А	МШТС-3А	ВС-26-МС	АПК-30	МШТС-2Т
	Базовая машина				
	автомобиль				трактор ТАТ-75
ГАЗ53А	ЗИЛ-130	ЗИЛ-130Г	Урал 375		
Число рычажных секций	2	2	2	3	2
Высота подъема рабочей площадки наибольшая, Н·м	12	20	26	30	18
Вылет L рабочей площадки наибольший, м	9	18,5	11	15	15
Грузоподъемность наибольшая, т	0,2	0,32	0,25	0,32	0,4
Давление в гидросистеме наибольшее, МПа	10				
Место управления	Рабочая площадка	Пульт на нижней площадке поворотной части			
Масса общая (совместно с базовой машиной), т	6,05	9,15	8,5	16,4	15,4

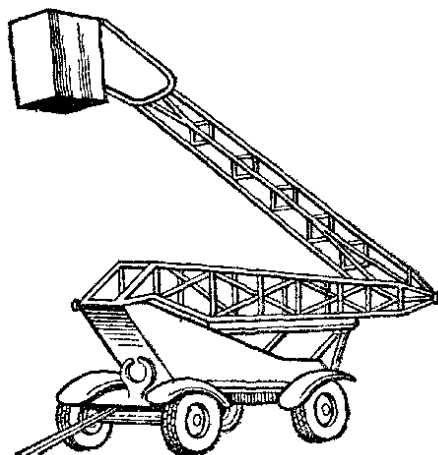


Рис. 156. Шарнирно-рычажная вышка с электроприводом

§1.18.4. Конструктивные особенности пассажирских и грузопассажирских подъемников

В пассажирских и грузопассажирских подъемниках кабина может частично уравниваться противовесом, движущимся в жестких направляющих; в качестве *тягового механизма* при наличии контргруза используют лебедку с канатоведущим шкивом, расположенным над подъемником. Кабину и противовес подвешивают на нескольких параллельных канатах, связанных между собой балансиром. Двери кабины и шахты имеют контакты, включенные в электрическую цепь управления двигателем так, чтобы при открытых дверях не допускалось включение электродвигателя.

Кабину пассажирского подъемника обязательно оборудуют ловителями, т. е. особыми захватами, которыми она в случае обрыва подъемного каната жестко соединяется с направляющими. Такие ловители устанавливают и на грузовых строительных подъемниках в тех случаях, когда рабочий должен находиться на

площадке при загрузке или выгрузке.

У подъемников с барабанной лебедкой ловители приводятся в действие от пружины механизма подвески кабины к канатам и от ограничителя скорости, для чего используется устройство с центробежным тормозом, задерживающим вспомогательный канат при превышении нормальной скорости на 15 %. Ловители подъемников, приводимых лебедкой с канатоведущим шкивом, и грузопассажирских должны приводиться в действие только от ограничителя скорости.

Ловители должны действовать быстро, но плавно. Путь свободного падения кабины до начала действия ловителей не должен превышать 250 мм. Путь, на котором происходит замедленное движение кабины до полной ее остановки, зависит от номинальной скорости кабины, а также от типа ловителей. В результате действия ловителей поглощается кинетическая энергия, накопленная кабиной при движении. Динамическая нагрузка тем больше, чем короче путь торможения кабины ловителями.

Если m (кг) – масса загруженной кабины или площадки и v (м/с) – ее скорость, то кинетическая энергия кабины $K = mv^2/2$. При пути торможения h динамическая нагрузка (без учета упругости системы) будет действовать на $P_{дин} = K/h = mv^2/(2h)$ направляющие, что необходимо учитывать при их расчете.

Ускорение при посадке кабины на ловители не должно превышать 25 м/с^2 ($2,5g$). Однако если ускорение действует меньше 0,04 с, то оно может иметь большее значение. По экспериментальным данным пиковое ускорение при резкой посадке на ловители может достигать до $4,5g$

Тема 1.19. Приборы и устройства безопасности

Строительные краны как башенные и самоходные, так и других типов, в особенности краны больших грузоподъемностей, представляют собой сложные комплексные устройства, нормальная эксплуатация которых может осуществляться только в условиях, когда машинист непрерывно контролирует как внешнюю обстановку, так и работу крана и его отдельных механизмов и элементов.

Машинист должен иметь данные о силе ветра, вылете крюка (стрелы), наклоне местности или путей, на которых стоит кран, массе поднимаемого груза, по возможности и количества грузов, переработанных краном, должен видеть места захвата и укладки грузов, а также иметь связь с производственным персоналом, участвующим в процессе строительных работ – такелажниками и монтажниками. **Кран должен быть оборудован устройствами молниезащиты и указателями приближения стрелы к линиям электропередач (ЛЭП), устройствами, предотвращающими угон крана при ураганном ветре, и ограничителями, не допускающими выход крана из регламентированной зоны работы, приборами, указывающими вылет крюка и стрелы и крен крана, ограничителями, не допускающими перегрузку крана.** Желательно оснащать кран устройствами, регистрирующими его производительность. В **тяжелонагруженных машинах** надо иметь **встроенные датчики, сигнализирующие о степени износа отдельных деталей и степени загрязнения жидких сред – смазочных масел в редукторах и рабочих жидкостей гидросистем.** Весь комплекс поставленных проблем решается применением **микропроцессорной техники** и установкой ЭВМ, регистрирующей и анализирующей сигналы, выдающей необходимую информацию на табло машинисту и в случае отсутствия реакции с его стороны, подающей команду на аппаратуру системы управления, соответствующим образом реагирующую на эти сигналы.

РАЗДЕЛ II. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ

Тема 2.1. Общая характеристика транспортирующих машин и транспортируемых грузов

§2.1.1. Классификация и основные виды транспортирующих машин

К машинам непрерывного транспорта относятся *конвейеры, установки гидро- и пневмотранспорта* (для перемещения грузов в несущей среде). *Особую группу составляют работающие совместно с ними вспомогательные устройства: питатели, весы, погрузочные машины, бункера, дозаторы и др.*

Основное назначение машин непрерывного транспорта – *перемещение грузов по заданной трассе*. Одновременно с этим они могут распределять грузы по заданным пунктам, складировать их, накапливая в обусловленных местах, перемещать по технологическим операциям и обеспечивать необходимый ритм производственного процесса.

Машины непрерывного транспорта классифицируют по области применения, по способу передачи перемещаемому грузу движущей силы, по характеру приложения движущей силы и конструкции, по роду перемещаемых грузов, по назначению и положению на производственной площадке.

В зависимости от **области применения** различают машины **общего назначения** и **специальные**. Первые применяют во многих отраслях народного хозяйства (например, ленточные конвейеры общего назначения), а вторые – в какой-либо одной отрасли (например, подземные скребковые конвейеры в горной промышленности).

По способу передачи перемещаемому грузу движущей силы различают машины, действующие при помощи **механического привода** (электрического, гидравлического, пневматического), **самотечные** (гравитационные) устройства, в которых груз перемещается под действием собственной силы тяжести, **устройства пневматического и гидравлического транспорта**, в которых движущей силой являются соответственно поток воздуха или струя воды.

По характеру приложения движущей силы и конструкции машины непрерывного транспорта разделяют на машины с **тяговым элементом** (лентой, цепью, канатом и др.) для передачи движущей силы и **без него**.

Тяговый элемент имеют **ленточные, пластинчатые, скребковые, ковшовые, люлечные конвейеры и элеваторы**. К машинам без тягового элемента относятся **винтовые, инерционные, роликовые и шаговые конвейеры**, а также транспортирующие **вращающиеся трубы**.

По роду перемещаемых грузов различают машины для транспортирования **насыпных материалов** (ленточные, пластинчатые, ковшовые, скребковые, винтовые конвейеры, ковшовые элеваторы, транспортирующие трубы), **штучных грузов** (ленточные, пластинчатые, тележечные, люлечные, подвесные, роликовые, шаговые конвейеры, люлечные и полочные элеваторы) и **пассажира** (ленточные и пластинчатые конвейеры, эскалаторы).

По назначению и положению на производственной площадке различают машины **стационарные, подвижные-распределительные, с собственным попеременно возвратным точно фиксированным движением** («челноковые»), **переставные** (переставляемые по мере изменения мест выработки в шахте или карьере), **переносные и передвижные**.

Переносные и передвижные конвейеры относятся к погрузочным машинам, которые включают также заборный элемент – питатель, позволяющий непосредственно брать насыпной груз из штабеля без применения физического труда рабочих. Погрузочные машины предназначены для механизации операций погрузки насыпных и штучных грузов в средства железнодорожного, автомобильного, водного и воздушного транспорта, для разгрузочных операций.

Передвижные конвейеры отличаются от переносных наличием ходовых колес или гусениц. Переносные ленточные конвейеры аналогичны стационарным, но по конструктивному исполнению отличаются от них облегченными сборочными единицами, уменьшенными диаметрами барабанов и роликов. Для работы в трюмах судов со штучными грузами применяют переносные пластинчатые конвейеры, составленные из секций длиной 3...6 м. Для создания сложных трасс можно использовать криволинейные секции с углами поворота 45, 60 и 90°.

По принципу действия транспортирующие машины (рис. 157), применяемые в строительстве, классифицируют на конвейеры (ленточные, пластинчатые, ковшовые, скребковые и др.), в которых перемещаемому материалу движение сообщается механическим путем, и пневмотранспортные установки, в которых перемещение материала осуществляется в потоке движущего воздуха или с аэрацией материала воздухом.

Ленточные конвейеры (рис. 157, а) предназначены для транспортирования сыпучих, порошкообразных, мелко- и среднекусковых материалов, а также однотипных штучных грузов в горизонтальном и слабо наклонном направлении. Рабочим органом, на котором размещается транспортируемый материал, является резиноканевая лента, состоящая из тканевых прокладок со связывающими их резиновыми прокладками и обкладками. Применяют также ленты с завулканизированными стальными канатами (тросами) малых диаметров, так называемые резинотросовые ленты. Очень редко для транспортирования горячих материалов используют стальные ленты.

Пластинчатые конвейеры (рис. 157, б) применяют для транспортирования крупнокусковых, абразивных и нагретых материалов, а также крупных штучных грузов в горизонтальном и слабо наклонном направлениях. Рабочим органом является тяговая цепь с плоскими или фасонными пластинами, на которых размещается материал или отдельные штучные грузы.

Для транспортирования материалов в вертикальном и сильно наклонном направлении применяют ковшовые конвейеры – элеваторы (рис. 157, в). Скребковые конвейеры перемещают малоабразивный материал волоком по желобу. Рабочим органом их является пластинчатая тяговая цепь; к ее звеньям прикрепляются скребки, между которыми и размещается материал.

Винтовые конвейеры (рис. 157, г) транспортируют сыпучие и вязкие материалы в горизонтальном и слабо наклонном направлениях, а иногда и в вертикальном направлении. Рабочим органом является винт, вращающийся в желобе с полукруглым днищем.

Роликовые конвейеры (рис. 157, д) используют для перемещения однородных, с развитой поверхностью штучных грузов. Рабочим органом их являются неприводные или приводные вращающиеся ролики, на которых размещается транспортируемый груз.

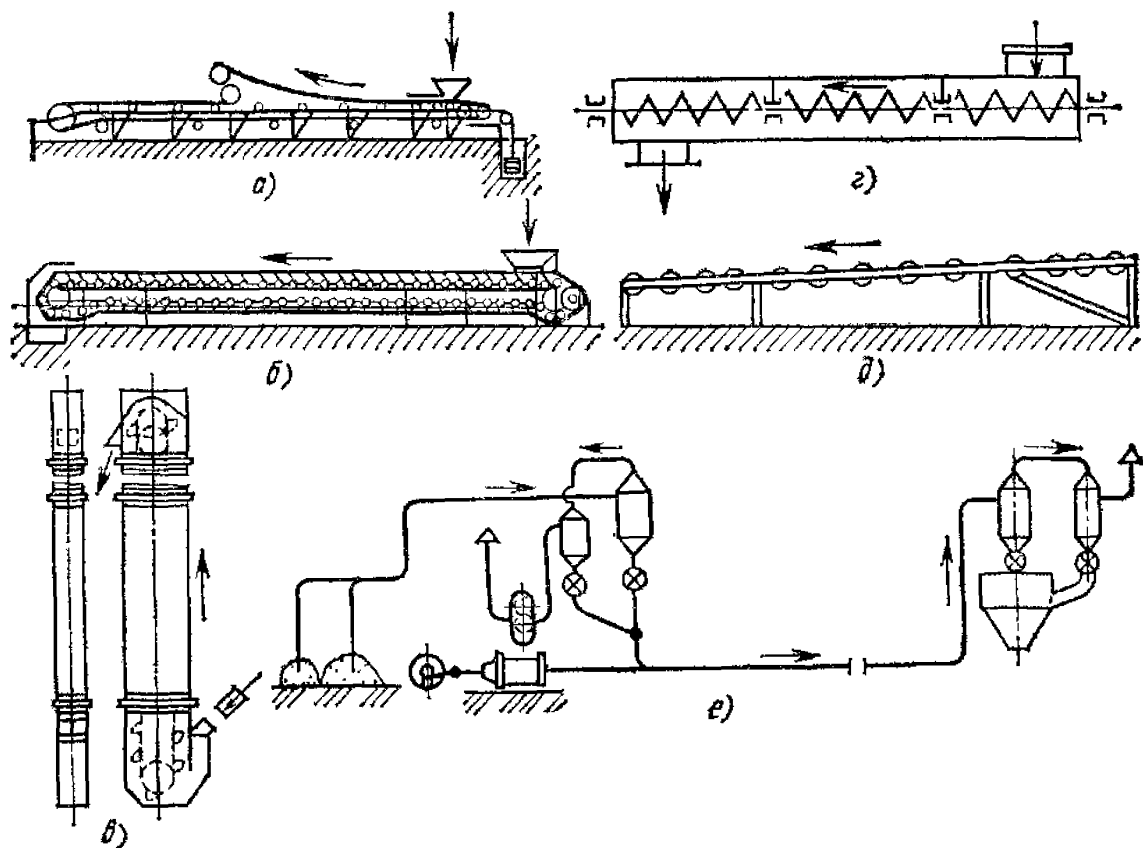


Рис. 157. Схема транспортирующих машин:

а – ленточного конвейера; б – пластинчатого конвейера; в – ковшевого элеватора; г – винтового конвейера; д – роликового конвейера; е – пневмотранспортной установки

Тяговым элементом ленточных, пластинчатых и ковшовых конвейеров служит лента или цепь, замкнутая в бесконечный контур. На концах конвейера они огибают приводные и натяжные барабаны (при лентах) или звездочки (при цепях), а на трассе опираются на ролики (при лентах) или колесами на направляющие (при цепях). Опорой является несущая рама конвейера (рис. 158).

Винтовые или роликовые конвейеры не имеют тягового элемента, материал перемещается рабочим элементом машины.

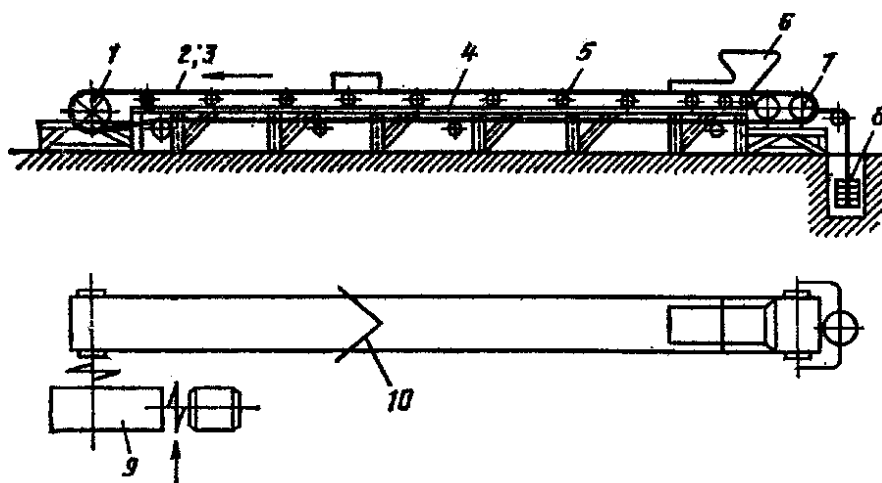


Рис. 158. Схема конвейера:

1 – приводной барабан или звездочка; 2 – грузонесущий элемент; 3 – тяговый элемент (в ленточном конвейере элементы 2 и 3 совмещены); 4 – несущая рама; 5 – опоры тягового органа; 6 – загрузочное устройство; 7 – натяжной барабан или звездочка; 8 – натяжное устройство; 9 – привод конвейера; 10 – разгрузочный плужок

В пневмотранспортных установках (рис. 157, е) материал, преимущественно порошкообразный и пылевидный, перемещается по трубопроводу под действием воздушного потока. В месте загрузки материал смешивается с воздухом в определенной концентрации, а в месте выгрузки отделяется от воздуха. Разновидностью пневмотранспортных установок являются пневмомеханические, в которых аэрированный материал приобретает свойство текучести и перемещается механическим путем.

§2.1.2. Условия и режимы работы конвейеров

При выборе типов и параметров конвейеров необходимо учитывать условия их работы и режим эксплуатации.

Условия работы конвейеров определяются числом часов работы в сутки и дней работы в году, характеристикой места установки, температурой окружающей среды, влажностью или запыленностью воздуха (табл. 44 и табл. 45).

Табл. 44. Условия работы конвейера в зависимости от характеристики его установки

Условия работы конвейера	Характеристика места установки
Легкие	Чистое, сухое, отопляемое, хорошо освещенное помещение; отсутствует абразивная пыль; конвейер доступен для обслуживания, осмотра и ремонта
Средние	Отопляемое помещение; небольшое количество абразивной пыли; временами влажный воздух; средние освещенность и доступность для обслуживания
Тяжелые	Неотопляемое помещение; возможны большое количество абразивной пыли или повышенная влажность воздуха; плохая освещенность и доступность для обслуживания
Весьма тяжелые	Очень пыльная атмосфера и наличие факторов, вредно влияющих на работу конвейера

Примечание. Хорошая освещенность помещения не влияет непосредственно на условия работы конвейера, но она способствует обслуживанию, наблюдению и ремонту, поэтому и отражена в таблице.

Табл. 45. Дополнительные параметры, определяющие условия работы конвейера

Параметр	Условия работы			
	легкие	средние	тяжелые	весьма тяжелые
Время работы в сутки, ч	До 6	6 ... 12	12 ... 18	Св. 18
Свойства груза:				
насыщенная плотность, т/м ³	До 0,6	0,6 ... 1,1	1,1 ... 2,0	Св. 2,0
размер куска, мм	До 20	20 ... 60	60 ... 160	Св. 160
абразивность и коррозионность	Нет	Средние	Средние	Повышенные
Влажность воздуха, %	До 50	50 ... 65	65 ... 90	Св. 90
Запыленность воздуха, мг/м ³	До 10	10 ... 100	100 ... 150	Св. 150
Температура окружающей среды, °С	+5 ... +25	0 ... +30	-20 ... +30	-40 ... +40

Примечание. Если условия работы по табл. 1.1 и 1.2 не совпадают, то следует принимать более тяжелые. Например, если определенные по табл. 1.1 условия относятся к легким, а работа длится более 18 ч, то следует считать что конвейер работает в весьма тяжелых условиях.

Режимы работы учитывают при расчете элементов конвейеров на прочность и долговечность. Различают *пять режимов работы*: весьма легкий (ВЛ), легкий (Л), средний (С), тяжелый (Т) и весьма тяжелый (ВТ), которые определяются сочетанием классов использования конвейеров по времени (В), производительности (П), грузоподъемности (Н) и натяжению гибкого органа (Ц) (табл. 46).

Табл. 46. Режимы работы конвейеров в зависимости от классов их использования

Режим работы	Класс использования конвейера			
	по времени	по производительности	по грузоподъемности	по натяжению тягового элемента
ВЛ	В1	П1, П2	Н1, Н2	Ц1
Л	В1 В2	П3 П1, П2	Н3 Н1, Н2	Ц2 Ц1, Ц2
С	В3	П1, П2	Н1, Н2	Ц1, Ц2
Т	В4 В5	П1, П2 П1	Н1, Н2 Н1	Ц1, Ц2 Ц1
ВТ	В5	П2, П3	Н2, Н3	Ц2, Ц3

Классы использования конвейеров по времени характеризуются продолжительностью их работы в сутки или в год:

Класс использования конвейера по времени	В1	В2	В3
Время фактической работы конвейера, ч:			
в сутки	До 5	От 5 до 7	От 7 до 16
в год	До 1600	От 1600 до 2500	От 2500 до 4000
Класс использования конвейера по времени	В4	В5	
Время фактической работы конвейера, ч:			
в сутки	От 16 до 24	24	
в год	От 4000 до 6300	От 6300 до 8000	

Классы использования конвейера по производительности характеризуются общим коэффициентом загрузки $K_p = Q_c / Q_{max}$, где Q_c и Q_{max} – средняя и максимальная производительности конвейера:

Класс использования конвейера по производительности	П1	П2	П3
Коэффициент K_p	До 0,25	Св. 0,25 до 0,63	Св. 0,63 до 1

Класс использования конвейера по грузоподъемности характеризуется отношением максимальной фактической нагрузки на грузонесущий орган к его номинальной грузоподъемной силе. К классу Н1 относятся конвейеры, для которых это отношение не выше 0,5, к классу Н2 – от 0,5 до 0,63, к классу Н3 – от 0,63 до 1.

Класс использования конвейера по нагружению (натяжению) тягового элемента определяется в зависимости от отношения максимального фактического натяжения к допускаемому. Для конвейеров класса Ц1 это отношение составляет не более 0,63, класса Ц2 – от 0,63 до 0,8, для класса Ц3 – от 0,8 до 1.

Классы использования конвейеров по грузоподъемности и нагружению тягового элемента при неравномерном его натяжении характеризуются также коэффициентами эквивалентной загрузки $K_{эkv}$ и натяжения $K'_{эkv}$:

$$K_{\text{экр}} = \frac{1}{F} \sqrt{\frac{1}{T_{\text{ц}}} \sum_{i=1}^n F_i^2 t_i}$$

$$K'_{\text{экр}} = \frac{1}{S_{\text{доп}} T_{\text{ц}}} \sum_{i=1}^n S_i t_i$$

где F_i – фактическая нагрузка на грузонесущий элемент на i -м участке трассы; t_i – время движения грузонесущего элемента с нагрузкой F_i ; F – расчетная нагрузка на грузонесущий элемент; $T_{\text{ц}}$ – время одного полного цикла (кругооборота конвейера); n – число расчетных участков трассы; S_i – натяжение тягового элемента на i -м участке трассы; t_i – время действия натяжения S_i ; $S_{\text{доп}}$ – допустимое натяжение тягового элемента.

§2.1.3. Характеристика транспортируемых материалов

Грузы, перемещаемые машинами непрерывного транспорта, разделяют на **штучные** и **насыпные**.

Штучные грузы. Размеры штучных грузов колеблются в широких пределах: от нескольких сантиметров (почтовые отправления) до нескольких метров (лесоматериалы, прокат), а масса их – от долей килограмма до десятков тонн.

Важной характеристикой штучных грузов является **коэффициент внешнего трения**, который при трении кирпича по стали составляет 0,53, чугуновой отливки по стали 0,57, стальных изделий по льду 0,027, сосновых и березовых поленьев по стали 0,61, осиновых поленьев по стали 0,49, пиломатериалов по стали 0,55...0,65, а по дереву (вдоль волокна) 0,62. К свойствам штучных грузов относятся **хрупкость** (например, изделий из стекла); **возможность перекатывания** из-за округлости формы (арбузы); **загрязненность**, склонность к **пылению** (мешки с цементом); **взрыво- и пожароопасность** (бочки с горючим); **наличие острых выступов**, повреждающих конвейерную ленту; наличие **опорной плоскости** или **опорных ребер**; **устойчивость** в транспортном положении и т. п.

Насыпные грузы. Насыпные грузы (цемент, руда и т. п.) состоят из частиц (кусков) различной формы. **Основными свойствами**, характеризующими груз как сыпучую среду, являются **крупность частиц**, **насыпная плотность**, **сыпучесть**, **коэффициент внешнего трения**.

Гранулометрический состав (крупность) определяют ситовым анализом, при котором регламентированный объем материала (пробы) просеивают последовательно через набор сит с калиброванными отверстиями различных размеров (номеров) (рис. 159).

По гранулометрическому составу различают материалы *пылевидные* (размер частиц до 0,05 мм), *порошкообразные* (0,05...0,50), *мелкозернистые* (0,5...2), *крупнозернистые* (2...10), *мелкокусковые* (11...60), *среднекусковые* (61...160), *крупнокусковые* (161...320), *особо крупные* (320...500).

Кусок размером более 500 мм считается «негабаритом» и перед транспортированием должен дробиться.

Если кусок в трех измерениях имеет размеры a_1, a_2, a_3 , то усредненный расчетный размер $a = \sqrt[3]{a_1 a_2 a_3}$.

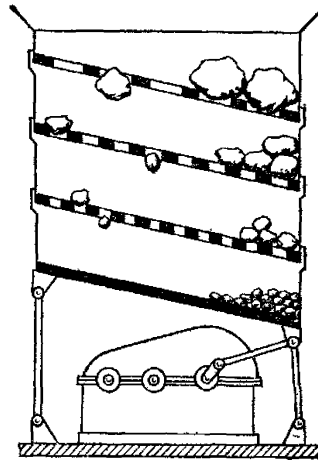


Рис. 159. Схема ситового анализа

Куски размером от a_{\max} до $0,8a_{\max}$ образуют группу наибольших кусков. Отношение массы m_0 группы наибольших кусков к массе m всей пробы ($c = m_0/m$) характеризует расчетную крупность материала. Куском с максимальным расчетным размером считают кусок размером a при $c > 0,1$ и размером $a' = 0,8a_{\max}$ при $c < 0,1$.

В зависимости от соотношения отдельных фракций различают **рядовой и сортированный** материал. Если a_{\max} и a_{\min} – размеры наибольшего и наименьшего кусков, то для рядового материала $a_{\max}/a_{\min} > 2,5$, для сортированного $a_{\max}/a_{\min} < 2,5$.

Для сортированного материала типичным куском считается кусок размером $a = 0,5 (a_{\max} + a_{\min})$.

Плотностью материала называется отношение его массы к занимаемому объему. Различают плотность груза свободно **насыпанного и уплотненного**. Для грузов, представляющих собой куски различной крупности, используют понятие **насыпной плотности**, представляющей отношение массы груза в насыпном состоянии к его объему.

Насыпная плотность зависит от плотности кусков (частиц) материала и его гранулометрического состава, от пористости и степени заполнения пор водой, что определяется влажностью материала. Для влажного кускового и зернистого материала насыпная плотность

$$\rho_{\text{вл}} = \rho_{\text{сух}} (1 + \omega),$$

где $\rho_{\text{сух}}$ – плотность сухого материала; ω – влажность, определяемая экспериментальным путем; $\omega = (m_1 - m_2)/m_2$, здесь m_1 и m_2 – массы проб до и после высушивания.

Подвижность является характерной особенностью сыпучих материалов. Степень подвижности зависит от внутренних сил трения и сцепления между частицами, определяемых в общем случае сопротивлением T сыпучего тела сдвигу:

$$T = Nf + cF,$$

где n – сила давления материала; $f = \text{tg } \varphi$ – коэффициент внутреннего трения сыпучего материала, равный тангенсу угла φ внутреннего трения; c – сила сцепления, приходящаяся на единицу площади F , по которой происходит сдвиг.

После деления всех членов этого уравнения на F получим

$$\tau = \sigma \text{tg } \varphi + c$$

где τ и σ – касательное и нормальное напряжения.

Различают **хорошо сыпучие** материалы, у которых сцепление отсутствует, и **плохо сыпучие (связные)**, обладающие сцеплением. Сила сцепления хорошо сыпучих материалов при их кратковременном слеживании ($c = 0,4 \dots 1 \text{ кПа}$)

значительно ниже силы сцепления таких грунтов, как супесь ($c = 10 \dots 20$ кПа), суглинков и глина ($c = 40 \dots 100$ кПа)

Если поры сыпучего материала заполнены цементирующим веществом (особенно при продолжительном слеживании) или капиллярной водой (создающей поверхностное натяжение), силы сцепления значительно возрастают. Возрастают они и в том случае, когда частицы сыпучего материала имеют неровности, которыми они сцепляются между собой.

Численные значения сил сцепления определены только для некоторых сыпучих материалов и для большинства из них (кроме грунтов) отсутствуют. Отсутствуют также экспериментальные данные о влиянии крупности и формы на сцепление кусковых материалов.

Подвижность сыпучих материалов определяется углом их **естественного откоса** в покое, т. е. углом наклона к горизонтальной плоскости, образующей конуса свободно насыпанного (без падения с высоты) материала (рис. 160). Для хорошо сыпучих материалов угол φ_1 естественного откоса равен углу внутреннего трения: $\varphi_1 = \varphi$.

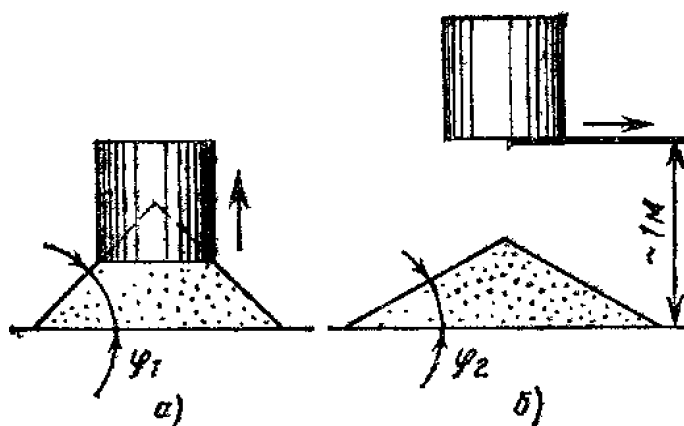


Рис. 160. Схема для определения угла естественного откоса материала:
а – в покое; б – в движении

Если материал насыпается при падении с некоторой высоты, угол φ_2 **естественного откоса** окажется уже углом **естественного откоса в движении**; он меньше угла φ_1 , так как потенциальная энергия падающего материала трансформируется в кинетическую энергию дополнительного движения материала. Угол φ_2 определяют при высоте падения около 1 м. На основании экспериментальных исследований принимают, что при этом условии $\varphi_2 \approx 0,7\varphi_1$.

Для связных насыпных материалов образующая поверхности откоса не прямолинейна; средний угол естественного откоса больше угла внутреннего трения и зависит от способа формирования откоса – насыпанием или обрушением.

Коэффициент внешнего трения f_b характеризует сопротивление насыпных грузов перемещению относительно поверхности твердых тел, вызываемое силой трения. Его определяют с помощью трибометра (см. рис. 161). На поверхность ab кладут полосу из испытываемого твердого материала (стали, дерева и т. п.), затем над этой полосой ставят рамку 3 и заполняют ее исследуемым насыпным грузом. Дальнейшие испытания проводят так же, как и при определении сил внутреннего трения. Коэффициент внешнего трения находят по формуле $f_b = (T_с - T_p)/G_m$.

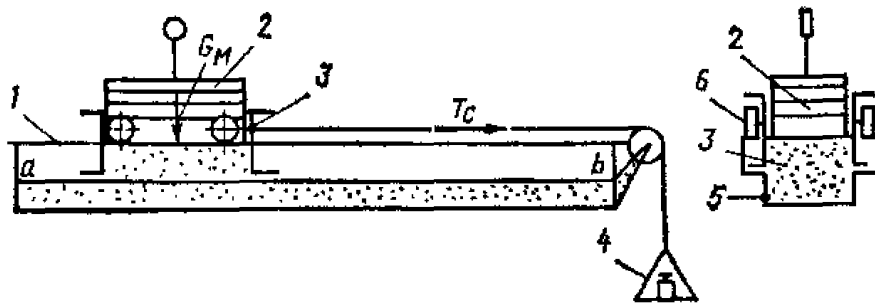


Рис. 161. Схема трибометра

Коэффициенты внутреннего и внешнего трения зависят один от другого.

Ориентировочно можно принимать, что коэффициент трения материала о сталь $f_{\sigma} = 0,75 \operatorname{tg} \varphi$ о резину $f_{\rho} = 0,85 \operatorname{tg} \varphi$ о бетон $f_{\delta} \approx \operatorname{tg} \varphi$.

Кроме основных свойств насыпные грузы характеризуются *липкостью*, *режущей способностью*, *коррозийностью*, *абразивностью*, *хрупкостью*, *самовозгораемостью*, *взрывоопасностью*, *гигроскопичностью*, *ядовитостью*, *слеplиваемостью* и *смерзаемостью*.

Липкостью насыпных грузов называется свойство прилипать к поверхности соприкасающегося с ним твердого тела. Липкими могут быть не только влажные грузы, но и сухие, например, сера и тальк липнут к стали, мел липнет к дереву.

Режущей способностью обладают грузы, состоящие из кусков с острыми кромками; к остrokромочным грузам можно отнести взорванную руду.

Коррозийность характеризует химическое взаимодействие влажных насыпных грузов (золы, песка), а также некоторых сухих грузов с материалом стенок бункеров.

Абразивность насыпных грузов представляет собой их способность изнашивать стенки спускных лотков и бункеров, рабочие органы затворов и питателей. Значительной абразивностью обладают апатитовый концентрат, боксит, бура, зола, кокс, окиси алюминия и кремния, руда, формовочная земля, цемент и др. Умеренно абразивными являются каменный уголь, зерно. Неабразивные грузы (чистые клубни картофеля) могут приобрести свойства абразивные при загрязнении песком и другими абразивными примесями.

Хрупкость характеризует свойство частиц грузов подвергаться разрушению (дроблению) в процессе перемещения, погрузки и выгрузки. Хрупкими грузами являются кокс, антрацит, семенное зерно и т. п.

Самовозгораемость – свойство некоторых насыпных грузов загораться под действием теплоты, выделяющейся при протекании в них химических процессов. К самовозгорающимся грузам относятся влажный уголь, опилки, стружки и древесные щепки, карбид кальция, сера, промасленные металлические опилки и т. п. **Взрывоопасность** – свойство собственно взрывчатых веществ (пороха и т. п.), а также грузов (крахмала, муки, опилок древесных, зерна, угля и т. д.), выделяющих пыль, способную взрываться, и грузов (селитры, бертолетовой соли), образующих взрывчатые смеси с другими материалами.

Гигроскопичность характеризует свойство грузов впитывать влагу. Гигроскопичными являются поваренная соль, аммиачная селитра, сухие древесные опилки, технический сульфат натрия, суперфосфат и др.

Ядовитость грузов учитывают по специальным техническим условиям, которые необходимо выполнять при проектировании машины. Кроме ядовитых грузов (свинцовых белил, мышьяковистокислого калия, соли мышьяка и порошкообразного мышьяка, фтористого натрия, семян клещевины и др.), к вредным для здоровья

рабочих, обслуживающих бункерные устройства, относятся пылящие грузы, способные вызывать заболевания глаз, органов дыхания и нервной системы (хлорная известь, пылевидный криолит, цемент и т. п.).

Слеживаемость, т.е. способность частиц некоторых грузов (например, глины, извести, флотационного колчедана, порошкообразной окиси цинка и кремния, соды, цемента и др.) терять подвижность при длительном хранении, неблагоприятно сказывается при хранении грузов в бункерах, кожухах конвейеров и других подобных емкостях.

При повышенной влажности особенно склонны к слеживанию сахарный песок, каменная соль. Хранение в течение нескольких суток связных грузов вызывает увеличение начального сопротивления сдвигу в 5...8 раз; хорошо сыпучие грузы (сухой песок), не имеющие начального сопротивления сдвигу в обычном состоянии, при долгом хранении приобретают начальное сопротивление сдвигу 150...200 Па.

Смерзаемость возникает при хранении влажных грузов при отрицательной температуре окружающей среды. Смерзаются бокситы, глина, гравий, загрязненный глиной; разрыхленный грунт, руда, коксовая мелочь, песок, серный колчедан, шлак, концентраты, флюсы. Смерзание усложняет погрузку и выгрузку грузов.

При перевозке черной и цветной руды, угля, бокситов и серного колчедана для предотвращения смерзания рекомендуется применять негашеную известь, поваренную соль, древесные опилки, солому, камыш, отходы сена, торфяную мелочь. Известь и соль надо рассыпать ровным слоем по полу вагона, а затем пересыпать ими отдельные слои груза через каждые полметра высоты. Применяемые для послойной пересыпки груза опилки, сечка соломы и камыш должны быть сухими. Чтобы пользоваться этими средствами, грузоотправители должны иметь сушилки, а также склады указанных профилактических средств с пятидневным запасом. На местах выгрузки применяются вибраторы, пневматические молотки, сверла, паровые пики и бурорыхлительные машины. Для предупреждения смерзания грузы предварительно промораживают или просушивают. Промораживание производится на открытых площадках при температуре -5°C и ниже до тех пор, пока грузы не превратятся в легко отделяющиеся один от другого куски или частицы. Этот способ требует затраты сил на перелопачивание.

Слежавшиеся и смерзшиеся грузы, образуя монолит, закупоривают отверстия бункеров, препятствуя их опорожнению.

Тема 2.2. Ленточные конвейеры

§2.2.1. Общие сведения

Ленточными конвейерами называют машины непрерывного транспорта, несущими и тяговыми элементами которых является гибкая лента. Ленточные конвейеры нашли широкое распространение. Их применяют для перемещения сыпучих и штучных грузов на короткие, средние и дальние расстояния во всех областях современного промышленного и сельскохозяйственного производства, при добыче полезных ископаемых, в металлургии, на складах и в портах, используют в качестве элементов погрузочных и перегрузочных устройств, а также машин, выполняющих технологические функции.

Существенным **преимуществом** ленточных конвейеров является *значительная производительность*, которая при больших скоростях движения (6...8 м/с) и ширине ленты может быть доведена до 20 000 и даже до 30 000 т/ч, что во много раз

превышает производительность других конвейеров. Ленточные конвейеры могут иметь *сложные трассы* с горизонтальными и наклонными участками, а также с *изгибами в горизонтальной плоскости*. Длина горизонтальных конвейеров может составлять 3...5 км для одной машины (става), а в отдельных случаях достигает 14 км. Благодаря *простоте конструкции* и эксплуатации, *удобству контроля* за работой и автоматизации управления ленточные конвейеры имеют *высокую надежность* даже при работе в тяжелых условиях.

Не менее 70 % всех ленточных конвейеров представляют собой установки с приводом мощностью до 400 кВт и длиной до 500 м. У конвейеров большой длины и высокой производительности общая мощность приводных двигателей достигает 10 000 кВт.

К **недостаткам** ленточных конвейеров относится *высокая стоимость ленты и роликов*, составляющая соответственно около 50 и 30 % общей стоимости конвейера. Следует отметить, что использование этих конвейеров затруднено при транспортировании *пылевидных, горячих и тяжелых штучных грузов*, а также при *углах наклона трассы, превышающих 18...20°*.

Затраты на перемещение грузов ленточными конвейерами на расстояние 5...30 км невелики и существенно меньше, чем затраты на перемещение грузов автомобильным транспортом. Во многокилометровых линиях, представляющих собой последовательно установленные друг за другом ленточные конвейеры, большое значение имеет сокращение их числа. Как показывают экономические расчеты, замена четырех одинаковых конвейеров длиной по 500 м на один длиной 2000 м заметно снижает удельные затраты на транспортирование 1 т груза на расстояние в 1 км.

Возрастающее использование ленточных конвейеров требует повышения их качества и технико-экономических показателей, ставит перед исследователями важные задачи: создание высокопрочных и теплостойких лент, повышение срока службы роликов опор, разработка уточненных методик расчета, создание надежно действующих загрузочных и перегрузочных устройств, приводов большой мощности, снижение материалоемкости конструкции и т. п.

Ленточные конвейеры **классифицируют** по следующим признакам:

по области применения – на конвейеры *общего назначения, специальные* (для погрузочных машин, транспортирования людей, передвижные, катучие) и *подземные*;

по форме трассы – на *простые* с одним прямолинейным участком (рис. 162, а–в) и *сложные* с ломаной трассой, состоящие из горизонтальных и наклонных участков (рис. 162, г–ж), соединенных перегибами, а также *криволинейные*, изгибающиеся в плоскости ленты (пространственные);

по направлению движения груза – на *подъемные* с уклоном вверх (рис. 162, б) и *спускные* с уклоном вниз (бремсберговые; рис. 162, в);

по форме ленты и размещению груза на ней – на конвейеры с *плоской* и *желобчатой* лентой, с верхней (основной тип) и нижней или с обеими несущими ветвями;

по типу тягового элемента – на конвейеры с *резиноканевой, резинопросовой, стальной* и *проволочной* лентами;

по углу наклона трассы – на *горизонтальные, пологонаклонные, крутонаклонные* (более 22°) и *вертикальные*;

по разделению тяговой и несущей функций между элементами – на *канатно-ленточные* и *ленточно-цепные*.

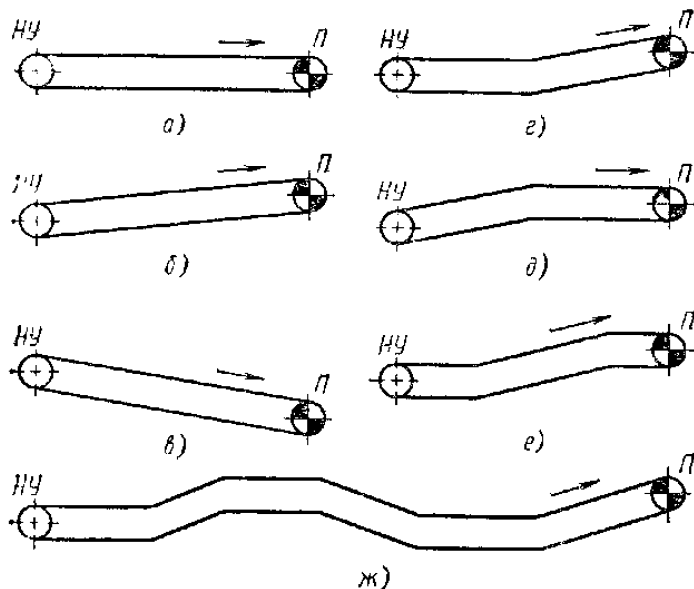


Рис. 162. Схемы трасс ленточных конвейеров:

а – горизонтального; б – наклонного с уклоном вверх; в – наклонного с уклоном вниз; г – горизонтально– наклонного; д – наклонно– горизонтального; е – горизонтально наклонно– горизонтального; ж – сложного с несколькими разноименными перегибами

§2.2.2. Конвейерные ленты

Применение гибкого тягового элемента в ленточных конвейерах обеспечивает транспортирование грузов с *высокими скоростями движения, плавность хода и высокую производительность* при сравнительно малой распределенной нагрузке; использование *фрикционного привода* (гладкого барабана), исключая зависимость тяговой способности от удлинения ленты; сравнительную *простоту конструкции и эксплуатации, малую собственную массу; сочетание* в одной ленте функций несущего и тягового элементов; *отсутствие шарниров и подобных им быстроизнашиваемых частей*. К **недостаткам** лент можно отнести *сложность изготовления и высокую стоимость* из-за использования дефицитных материалов (каучука, хлопчатобумажной и синтетической ткани); *невысокую прочность* наружной резиновой обкладки, подверженной быстрому разрушению при транспортировании остrokромочных твердых и тяжелых насыпных грузов; *сложность соединения концов ленты, текущего ремонта, очистки от липких грузов; повышенное первоначальное натяжение*, необходимое для нормальной работы фрикционного привода, и *значительное удлинение* (до 4%) при рабочих натяжениях, требующее большого хода натяжного устройства.

В ленточных конвейерах в основном применяют *резиноканевые и резинотросовые ленты*. **Резинотканевые** ленты имеют многопрокладочную конструкцию: послойный тяговый каркас состоит из прокладок синтетической (полиамид, полиэфир) или комбинированной (полиэфир, хлопок) ткани. Нарезные прокладки 3 (рис. 163, а) укладывают основой по длине ленты, пропитывают резиновой смесью и вулканизуют, соединяя их в единое целое – *тяговый каркас*, воспринимающий растягивающее усилие. *Прочность каркаса зависит от материала прокладок и их числа*. Для дополнительной защиты у лент, предназначенных для тяжелых условий, рабочую сторону тягового каркаса покрывают брекерной тканью 4, которая может быть завернута на борта каркаса. Сверху, снизу и с торцов каркас покрыт обкладками – слоем из резины, предохраняющим его от внешнего воздействия. Верхняя обкладка 1 ленты, обращенная к грузу называется *рабочей* и

имеет повышенную толщину $\delta_1 \leq 10$ мм, которую выбирают исходя из свойств транспортируемого груза. Нижняя *нерабочая* поверхность ленты, не соприкасающаяся с грузом и покрытая слоем 2 резины толщиной $\delta_2 = 1 \dots 3,5$ мм, на рабочей ветви конвейера опирается на ролики и взаимодействует с приводным и натяжным барабанами. У теплостойких лент верхняя сторона тягового каркаса под обкладкой имеет теплоизолирующий слой *асбеста*.

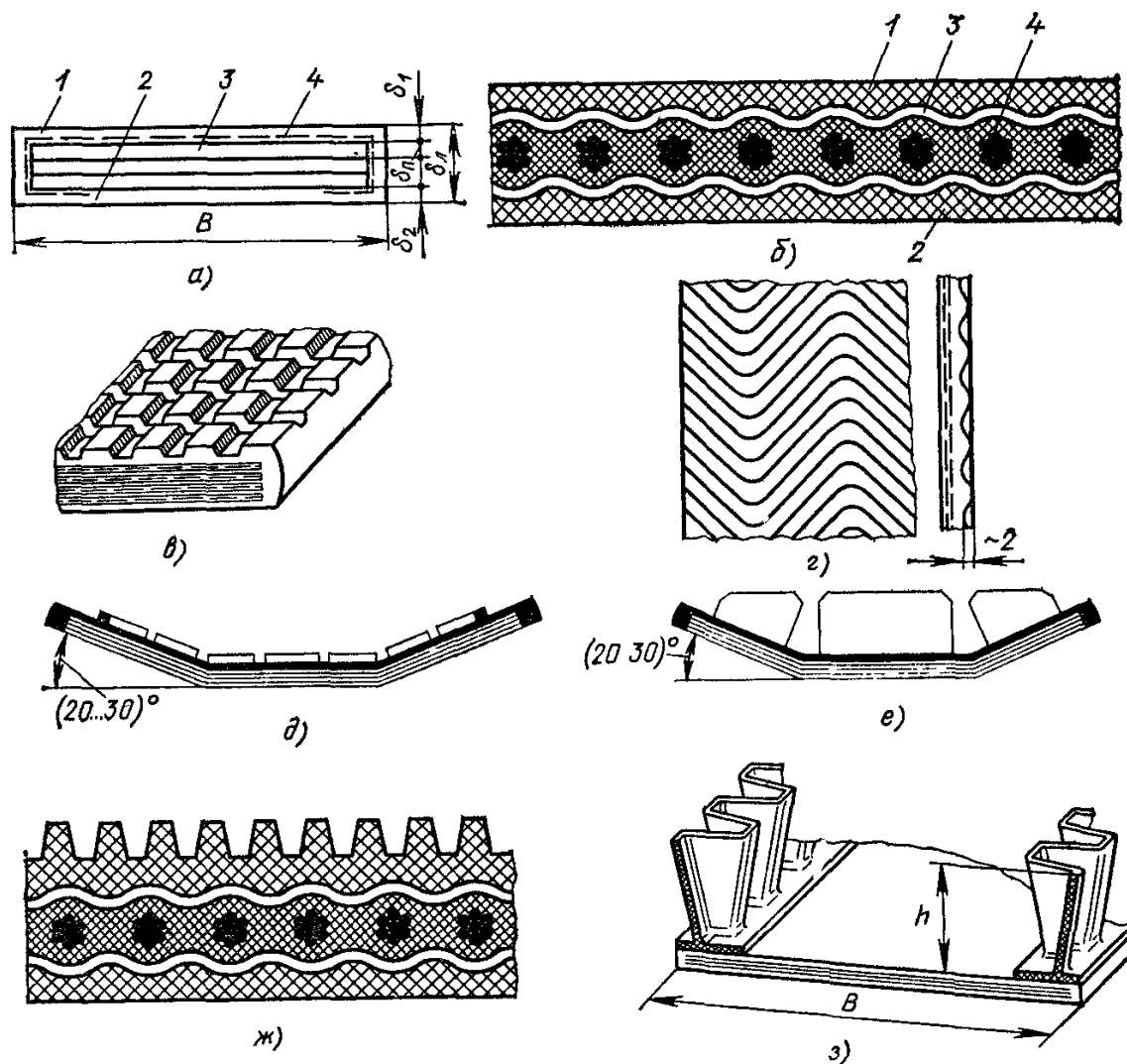


Рис. 163. Конвейерные ленты:

- а – резинотканевая; б – резинотросовая; в – с прямоугольной насечкой; г – с волнообразными низкими выступами; д – с низкими прерывистыми фасонными выступами; е – с высокими фасонными выступами; ж – с непрерывными продольными ребрами; з – с высокими гофрированными бортами

Резинотросовые ленты (рис. 163, б) состоят из резинометаллического сердечника – одного ряда стальных проволочных канатиков (тросов) и наружных резиновых обкладок. Для обеспечения каркасности применяют несколько тканевых прокладок. Эти ленты имеют высокую прочность. Их используют в подъемных конвейерах и в конвейерах с горизонтальными трассами большой длины до 5000 м и более. В случае применения ленты с менее прочными полиэфирно-хлопчатобумажными прокладками длина конвейера может достигать 400 м. *Синтетические ленты влагоустойчивы*, но при повреждении наружных обкладок тяговый каркас оказывается подверженным быстрому разрушению. Поэтому во всех случаях необходимо постоянно наблюдать за состоянием наружных резиновых обкладок, защищающих тяговый каркас от воздействия окружающей среды.

Обнаруженные порезы и порывы обкладок надо немедленно заделать резиновой смесью и завулканизировать.

Высокая стоимость конвейерных лент обуславливает особые требования к конструкции элементов конвейеров, непосредственно взаимодействующих с лентой и влияющих на ее долговечность: к загрузочным и перегрузочным устройствам, устройствам для очистки ленты, роликовым опорам, приводным, натяжным и отклоняющим барабанам, устройствам для промежуточной разгрузки и др. *Тип каркаса, материал и число прокладок должны строго соответствовать условиям работы и расчетному натяжению, а ширина ленты – потребной производительности.*

Конвейерные ленты выбирают по стандарту в зависимости от условий работы и свойств груза. Ленты общего назначения применяют при ограничении температуры окружающей среды или груза от -45 до $+60$ °С. *Специальные ленты* рассчитаны на особые условия эксплуатации; к ним относятся ленты теплостойкие ($+100$ °С), повышенной теплостойкости ($+150$ °С), морозостойкие (-60 °С), трудновоспламеняющиеся (огнестойкие), пищевые (для продуктов питания), маслостойкие, магнитомягкие, притягивающиеся к магниту, и магнитотвердые, способные к намагничиванию. *Специальные ленты* изготавливают из особых сортов резины. Они намного дороже лент общего назначения.

К *специальным лентам* относят также ленты с *негладкой рабочей поверхностью*, отличающейся повышенным сцеплением с грузом и обеспечивающей увеличение угла наклона конвейера. Существует множество разновидностей негладких лент с идентичным лентам общего назначения тяговым каркасом. Для штучных грузов удобна лента с *прямоугольной насечкой* – податливыми (рис. 163, в) или *волнообразными* (рис. 163, г) выступами, хорошо удерживающими за ребра или углы ящики и подобные им штучные грузы. Для сыпучих нелипких грузов можно применять ленты с *мелкими* (рис. 163, д) и *глубокими* (рис. 163, е) *фасонными выступами* (перегородками). При использовании лент с насечкой и выступающими перегородками необходимо соблюдать условия свободного движения ее рабочей стороны на поддерживающих опорах нижней ветви конвейера. *При транспортировании сыпучих грузов должна быть предусмотрена очистка негладкой рабочей поверхности ленты.*

Для обеспечения безопасности пассажиров при транспортировании ленточными конвейерами (движущимися тротуарами) рабочую сторону ленты выполняют с *непрерывными продольными ребрами* (рис. 163, ж).

При ограничении скорости перемещения груза высокая производительность достигается за счет применения ленты с *высокими гофрированными бортами* (рис. 163, з), привулканизированными к рабочей поверхности ленты и создающими существенное увеличение площади поперечного сечения груза (в 1,5... 2,5 раза). Размеры резиновых гофров выбраны из условия обеспечения свободного перегиба ленты на барабанах. На верхней ветви такая лента опирается на прямые или желобчатые опоры, на нижней ветви – на укороченные цилиндрические ролики.

Конвейерные ленты представляют собой сложные композиционные структуры, состоящие из нескольких элементов, значительно отличающихся друг от друга по своим свойствам. Собранные из этих элементов в единое целое ленты относятся к упруго-вязким анизотропным телам с нелинейными свойствами, изменяющимися по длине, ширине и толщине, зависящими от характера, значения, направления и времени действия нагрузок, а также других факторов. Только в первом приближении можно считать, что лента подчиняется закону Гука. На свойства ленты большое

влияние оказывают несовершенство технологии изготовления и качество используемых материалов.

Одним из важнейших параметров ленты является ее изгибная жесткость, характеризующая способность принимать форму желоба на опоре и сохранять эту форму в промежутке между опорами без заметного изменения (выполаживания). Жесткость ленты общего назначения зависит от числа прокладок; с их увеличением она возрастает и приводит к ухудшению вписываемости ленты в желобчатую опору. Число прокладок в ленте и не должно превышать шести.

Основные параметры конвейерных лент это Ширина ленты, Число прокладок, Расчетная масса, прочность тяговой прокладки, тип ткани, толщина тяговой прокладки, теплостойкость.

Массу 1 м резинотканевых лент (кг/м) определяют ориентировочно по средней плотности, приблизительно равной $(1...1,1) \times 10^3 \text{ кг/м}^3$:

$$q_0 = (1 \dots 1,15) 10^{-3} B \delta_n,$$

где B и δ_n – ширина и толщина ленты, мм.

Уточненные значения q_0 следует назначать по заводским данным или по ГОСТу. Расчетную толщину ленты можно найти на основе таблицы по зависимости

$$\delta_n = i_n \delta_n + \delta_1 + \delta_2,$$

где i_n и δ_n – число прокладок и расчетная толщина тягового каркаса; δ_1 и δ_2 – толщины рабочей и нерабочей обкладок (см. рис. 163, а).

Толщину наружных обкладок выбирают в зависимости от типа и условия использования ленты с учетом кусковатости и абразивности груза.

Необходимое число прокладок резинотканевой ленты рассчитывают по максимальной суммарной прочности каркаса (разрывному усилию), максимальному усилию S_{\max} и коэффициенту запаса прочности C_n

$$i_n = S_{\max} C_n / (k_p B).$$

Для горизонтальных и пологонаклонных конвейеров ($\beta \leq 10^\circ$) при $i_n = 5$ $C_n = 8$, при $i_n > 5$ $C_n = 9$; для наклонных конвейеров ($\beta = 10 \dots 18^\circ$) при $i_n \leq 5$ $C_n = 9$, при $i_n > 5$ $C_n = 10$. Для теплостойких лент $C_n = 15$ (температура груза не более 150°C) и $C_n = 20$ (температура груза не более 200°C).

Значительный коэффициент запаса прочности резинотканевых лент объясняется неравномерностью передачи растягивающего усилия всеми прокладками, ослаблением ленты в месте стыка, различием в характере вытягивания прокладок при огибании лентой барабанов, снижением однородности каркаса и коэффициента неравномерности работы прокладок при увеличении их числа. Особенно заметна неравномерность вытягивания прокладок у ленты на приводном барабане, когда основа, изгибающаяся по дуге большего радиуса для внешних прокладок, создает с утком состояние наибольшей взаимной нагруженности (рис. 164).

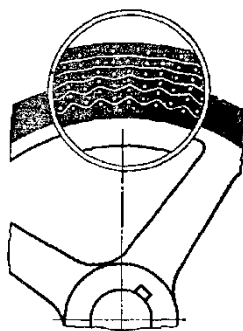


Рис. 164. Схема неравномерности перегиба прокладок ленты на приводном барабане

Резинотросовые ленты (РТЛ), тяговый каркас которых состоит из стальных проволочных канатиков диаметром 4,2...10,6 мм, рассчитывают также *по прочности* k_p (Н/мм) *ширины сердечника ленты*. Максимально допустимое усилие для лент РТЛ

$$S_{\text{доп}} = k_p B / C_n$$

где B – ширина ленты, мм; C_n – запас прочности, принимаемый в зависимости от характера трассы (наличия наклона); $C_n = 7 \dots 8,5$ при транспортировании груза, $C_n = 8 \dots 9,5$ при перемещении людей (для движущихся тротуаров).

Расчет стальных лент ($\delta_n = 0,6 \dots 1,2$ мм) также связан с определением *максимального растягивающего усилия*, но по допускаемому напряжению растяжения, принимаемому для стали 65Г $[\sigma]_p = 25$ МПа (холоднокатаная лента с временным сопротивлением разрыву $\sigma_B = 800$ МПа):

$$S_{\text{доп}} \leq B \delta_n [\sigma]_p$$

Напряжение изгиба стальной ленты на барабане зависит от соотношения между толщиной ленты δ_n и диаметром барабана D (обычно $\delta_n/D = 10^{-3}$):

$$\sigma_n = \frac{E \delta_n}{(1 - \mu^2) D},$$

где $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа и $\mu = 0,3$ – модуль упругости и коэффициент Пуассона для стали.

Суммарное напряжение в ленте

$$\sigma_{\Sigma} = [\sigma]_p + \sigma_n$$

Напряжение изгиба, в свою очередь, предопределяет ограничение минимального натяжения S_{min} в ленте. При малых натяжениях опирающаяся на роликовые опоры лента под действием собственного веса и веса груза сильно прогибается и может переломиться на роликах в месте действия наибольших напряжений изгиба. В этой связи

$$S_{\text{min}} \geq B \delta_n \sigma_{p \text{ min}},$$

где $\sigma_{p \text{ min}} = 10$ МПа – минимально допустимое напряжение растяжения.

Длина выпускаемых резинотканевых лент и лент типа РТЛ не превышает 300 м. На месте эксплуатации производится **соединение концов лент**. Это соединение должно иметь высокие прочность, гибкость и срок службы, близкие к аналогичным параметрам сплошного сечения ленты, беспрепятственно проходить по роликам, барабанам и разгрузочным устройствам.

Лучшим способом соединения концов резинотканевой ленты является *горячая вулканизация*, при которой подготовленные для стыковки концы ленты промывают, смазывают резиновым клеем, прокладывают прослойками из сырой резины и подвергают горячей вулканизации в прессах при температуре 140...150 °С в течение 25...60 мин. Такой способ дает высокую прочность соединения (до 0,9 сплошного сечения). Для *неответственных* конвейеров и дешевых лент применяют различные *механические способы* стыковки. При простоте и малой стоимости эти соединения обладают невысокой прочностью: 0,5 (от прочности сплошного сечения) – для *скоб и шарниров*; 0,35 – для *заклепок* и установки концов ленты внахлестку. Для получения высокой прочности соединения при вулканизации необходима разделка концов резинотканевых и тросовых лент. Ступенчатая по прокладкам, косая (под углом 20°) (рис. 165, а) разделка концов гарантирует прочность, гибкость и постепенный благоприятный для повышения долговечности переход при перегибе на барабанах и роликах. Для лент РТЛ используют двухступенчатую раскладку канатиков каждого из концов ленты (рис. 165, б).

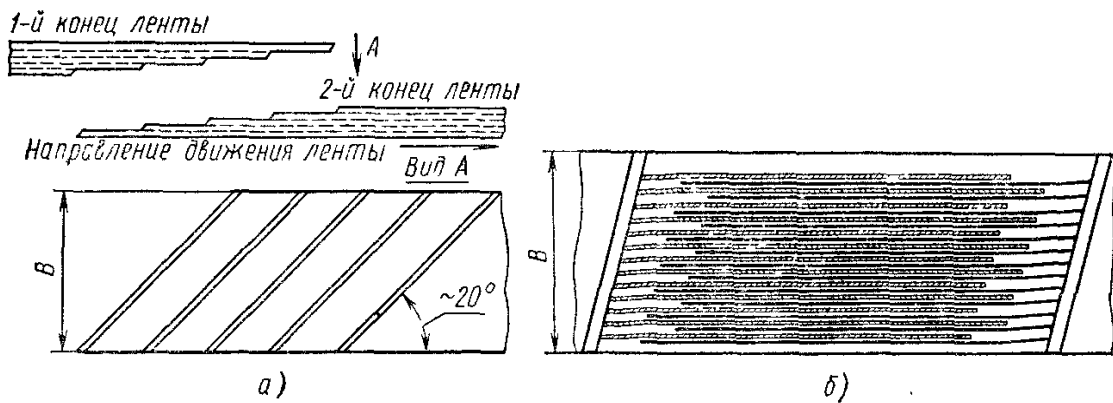


Рис. 165. Соединение концов ленты:
а – резиноканево́й; б – резиноканево́й

§2.2.3. Роликовые опоры и ролики

Роликовые опоры относятся к основным элементам ленточного конвейера. От их работы во многом зависят срок службы ленты, энергоёмкость и качество конвейера. К роlikоопорам и прежде всего к роликам предъявляют высокие требования. Они должны быть удобными при установке и эксплуатации, недорогими и долговечными, обладать малым сопротивлением вращению и обеспечивать необходимую устойчивость и желобчатость ленты.

Для рабочей ветви ленты при транспортировании сыпучих грузов применяют *многороликовые опоры*, а при перемещении штучных грузов так называемые *прямые опоры*, состоящие из одного ролика (рис. 166, а). Наибольшее распространение получили *трехроликовые опоры* (рис. 166, к). *Двухроликовые опоры* (рис. 166, б) применяют в передвижных конвейерах легкого типа, а *пятироликовые* (рис. 166, в) – в конвейерах с лентами большой ширины. При использовании *пятироликовых опор* увеличивается глубина желоба, улучшается *вписываемость* ленты между роликами из-за уменьшения относительных углов перегиба. Так как *пятироликовые опоры* имеют почти в 2 раза больше подшипников (по сравнению с *трехроликовыми*), условия эксплуатации конвейеров с этими опорами усложняются.

Гибкий каркас современных лент со сравнительно невысокой поперечной жесткостью позволяет применять *трехроликовые опоры* с повышенным углом наклона боковых роликов $\alpha = 30$ и 36° , благодаря чему существенно увеличиваются площадь поперечного сечения слоя груза на ленте и производительность конвейера. Нижняя ветвь ленты большей частью имеет *однороликовые опоры*, и только для конвейеров с широкими лентами возможно применение *двухроликовых опор*.

В конвейерах *общего назначения* используют роликовые опоры с *жестким креплением осей* (рис. 166, а, б). В горнодобывающей промышленности часто применяют конвейеры с *подвесными опорами*, которые прикрепляют к натянутым вдоль рамы стальным проволочным канатам. Податливость подвесных опор в продольном направлении снижает динамические нагрузки при наезде на ролики крупных кусков груза. Конструкция подвесных опор сложна, а их шарниры подвержены потере подвижности. Сопротивление движению ленты на этих опорах выше, чем на опорах с жесткими осями. Аналогичные недостатки свойственны подвесным опорам с гибкой осью из стального каната (рис. 166, г).

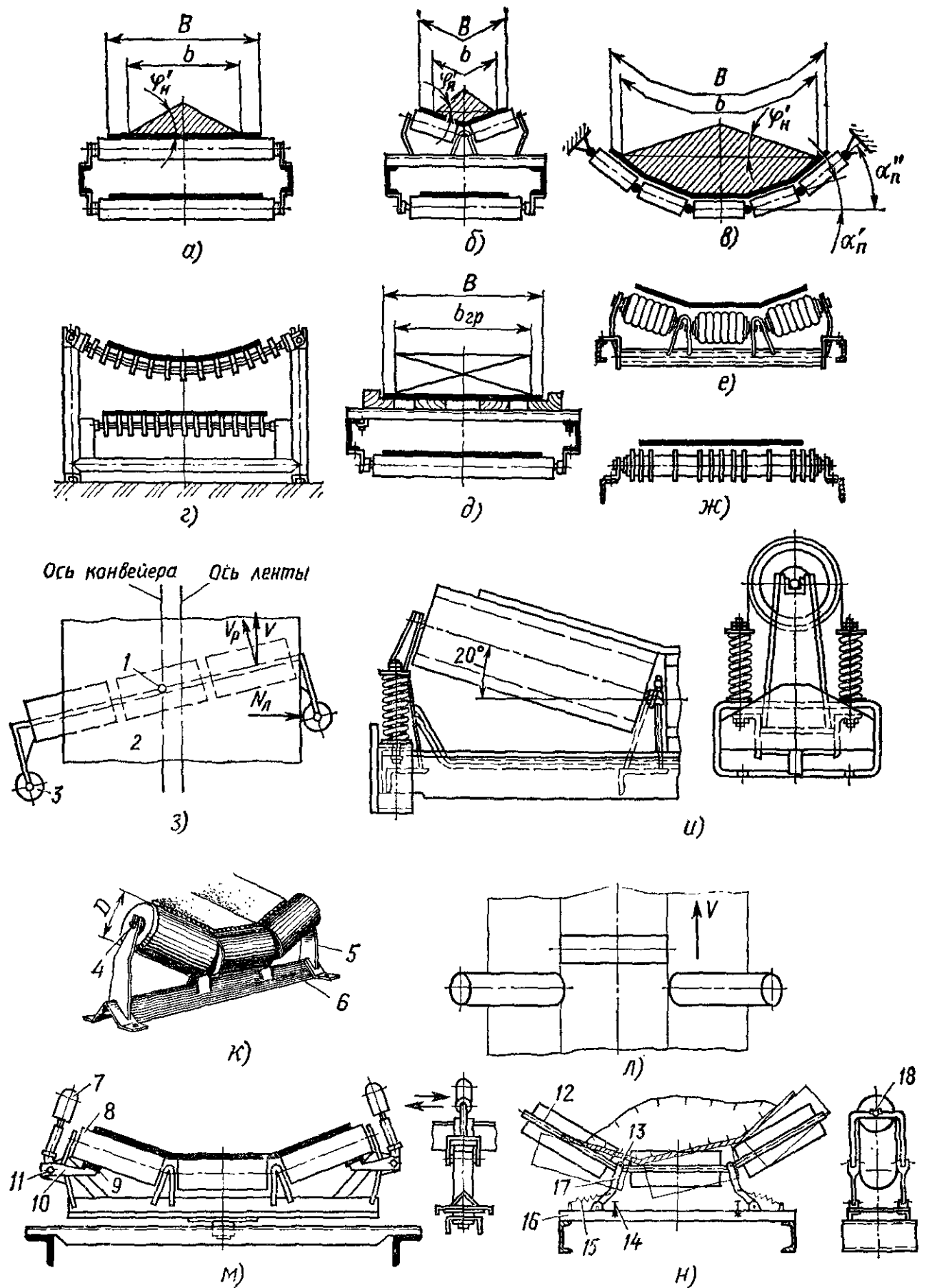


Рис. 166. Опоры ленточных конвейеров:

а – однорولیковая; б – двухроліковая; в – пятироліковая; г – с гибкой осью; д – скольжения по настилу; е – с роликами, футерованными резиновыми кольцами; ж – с резиновыми дисками на роликах; з – центрирующая; и – с подрессориванием; к – трехроліковая с роликами в одной плоскости; л – с вынесенным горизонтальным роликом (схема в плане); м – центрирующая при реверсивном движении ленты; н – самоустанавливающаяся с симметричным желобом

При жестком способе крепления оси 4 с лысками на концах (рис. 166, к) закладывают в прорези стоек 5 поперечины 6 из уголка или швеллера. Поперечины крепят к раме конвейера болтами. Как правило, все ролики опоры размещают в одной вертикальной плоскости. Такая установка роликов упрощает конструкцию поперечины со стойками, но может вызвать повреждение обкладок ленты в местах контакта ее с торцовыми кромками обечаек роликов.

Вынесение горизонтального ролика по ходу движения вперед или назад (рис. 166, л), улучшая условия перегиба ленты, усложняет конструкцию поперечины со стойками. Какого-либо убедительного объяснения целесообразности установки ролика за пределами плоскости опоры пока еще не получено, поэтому имеющиеся рекомендации носят противоречивый характер. Решение этой задачи повлияет на создание рациональной конструкции поперечины. Масса поперечины со стойками для некоторых конвейеров все еще велика и в среднем больше массы вращающихся частей стальных роликов трехроликовой опоры в 1,2...1,5 раза.

Появившиеся в последнее время опоры с роликами на выносных подшипниках имеют уширенные в верхней части стойки для установки в широкий паз всего корпуса подшипника.

На протяжении верхней и нижней ветвей трассы устанавливают так называемые *рядовые опоры*. *Специальные опоры* располагают лишь в отдельных местах конвейера для выполнения дополнительных функций. К *специальным* опорам относятся *переходные опоры*, размещаемые у приводного барабана, *центрирующие опоры* различных типов, *опоры с подрессориванием* для смягчения ударов падающих кусков груза в пункте загрузки, *пружинные опоры* (рис. 166, и) и *опоры из резинометаллических блоков* (рис. 166, е), *опоры с ободом из резиновых дисков, служащих для очистки ленты на нижней ветви конвейера* (рис. 166, ж).

При разработке и эксплуатации конвейеров особое внимание необходимо уделять центрированию хода ленты. Во время работы конвейера из-за неточной стыковки концов ленты, серповидности, неравномерной вытяжки по ширине и несимметричного размещения груза лента постоянно смещается в поперечном направлении. На поперечное смещение большое влияние оказывают точность монтажа опор и установка специальных центрирующих устройств. Принцип действия одной из самоцентрирующих опор заключается в том, что сместившаяся в сторону лента 2 (рис. 166, з) поворачивает всю опору вокруг вертикальной оси 1 в направлении вектора скорости V ленты со стороны ее смещения на некоторый угол. Эффект поворота центрирующей опоры повышается при использовании дополнительных с вертикальными осями дефлекторных роликов 3. Сместившаяся лента, воздействуя на дефлекторный ролик с усилием N_d , увеличивает момент поворота опоры. При этом лента возвращается к середине конвейера из-за несовпадения векторов скорости ленты и окружной скорости роликов v_p в точках контакта. Дефлекторные ролики в рассмотренной системе устанавливаются с учетом хода ленты перед опорой. При необходимости реверсирования хода ленты дефлекторные ролики не применяют вообще или, совмещая с плоскостью опоры (рис. 166, м), закрепляют на поворотной стойке. При воздействии ленты на шарнирно закрепленный на стойке опоры дефлекторный ролик 7 его рычаг 10 совершает небольшой поворот вокруг оси 11 шарнира и фрикционная накладка 9 притормаживает боковой ролик 8, вызывая поворот всей опоры. В последнее время применяют центрирующие станции с несколькими сблокированными опорами, автоматически включающимися от привода со следящей системой.

Интерес представляют самоустанавливающиеся роликоопоры. Одна из конструкций (рис. 166, н) состоит из изогнутой по форме желоба рамы 12 с гнездами 18 для осей роликов, опирающейся с помощью шарниров 13 на качающиеся рычаги 17 поперечины 16, нагруженные для устойчивости регулируемые пружинами 15 и снабженные упорами 14. При поперечном смещении ленты и повышении давления на встречный боковой ролик происходит поворот и смещение всей системы в плоскости опоры с сохранением углов установки между осями роликов. Увеличение угла наклона встречного ролика вызывает возрастающее противодействие дальнейшему смещению ленты. Опору можно использовать в качестве центрирующей на горизонтальных криволинейных участках изгибающихся в плоскости ленты конвейеров, при установке рамы конвейера с различным креном.

Ролики опор относятся к наиболее массовым элементам конвейеров вообще и ленточных в частности. В СССР на ленточных конвейерах в настоящее время в непрерывной эксплуатации находится не менее 40 млн. роликов.

Несмотря на многообразие конструктивных разновидностей роликов, можно выделить *два принципиально различных типа*: ролики *со сквозной осью и встроенными подшипниками* и ролики *моноблочные с выносными подшипниками на полуосях*.

Наиболее распространенными являются ролики со сквозными осями и вращающимися цилиндрическими обечайками, как правило, на двух подшипниках качения (рис. 167). Для конвейеров общего назначения разработано шесть типов унифицированных роликов этой конструкции, каждый из них отличается размером диаметра обечайки и типом подшипника. При изготовлении обечаек предполагалось использовать высокоточные электросварные трубы с дополнительным волочением по внутренней части. Унифицированные ролики имеют диаметры 89, 108, 133, 159 и 194 мм. Для роликов диаметрами 89, 108 и 133 мм используют шариковые подшипники (рис. 167, а), диаметром 159 мм – шариковые и роликовые, диаметром 194 мм – роликовые (рис. 167, в). Подшипники роликов снабжают системой штампованных колец, образующих бесконтактные лабиринтные уплотнения, которые характеризуются минимальным сопротивлением вращению и обеспечивают надежную защиту подшипников. Разработаны также ролики с дополнительным блочным уплотнением (рис. 167, б). Для подшипников применяют долговременную смазку. У роликов с коническими подшипниками предусмотрено периодическое возобновление смазывающего материала, подаваемого через пресс-масленку.

Опоры, устанавливаемые под загрузочным устройством, воспринимают *значительные удары* от падающих на ленту кусков груза. Практика эксплуатации показала, что высокую надежность имеют опоры с роликами, *футерованными слоем резины или сплошными кольцами* (см. рис. 167, е и рис. 167, г). Высокой амортизирующей способностью обладают резиновые *пустотелые кольца* (рис. 167, д). Ленточные конвейеры, рассчитанные для подачи тяжелых крупнокусковых грузов, можно оборудовать роликами с увеличенным до 219 и даже 245 мм диаметром.

Ролики со сквозной осью представляют собой законченные и независимо работающие от места установки узлы. Однако они отличаются повышенной металлоемкостью из-за использования тяжелой сквозной оси и трудоемкостью изготовления, сравнительной сложностью конструкции, обслуживания и высокой стоимостью. Срок службы этих роликов зависит от качества изготовления. Наличие многих сопрягаемых деталей при допускаемых технологией погрешностях изготовления в ряде случаев приводит к недопустимым упругим перекосам колец

встроенных подшипников, что вызывает резкое сокращение срока их службы и повышение коэффициента сопротивления вращению.

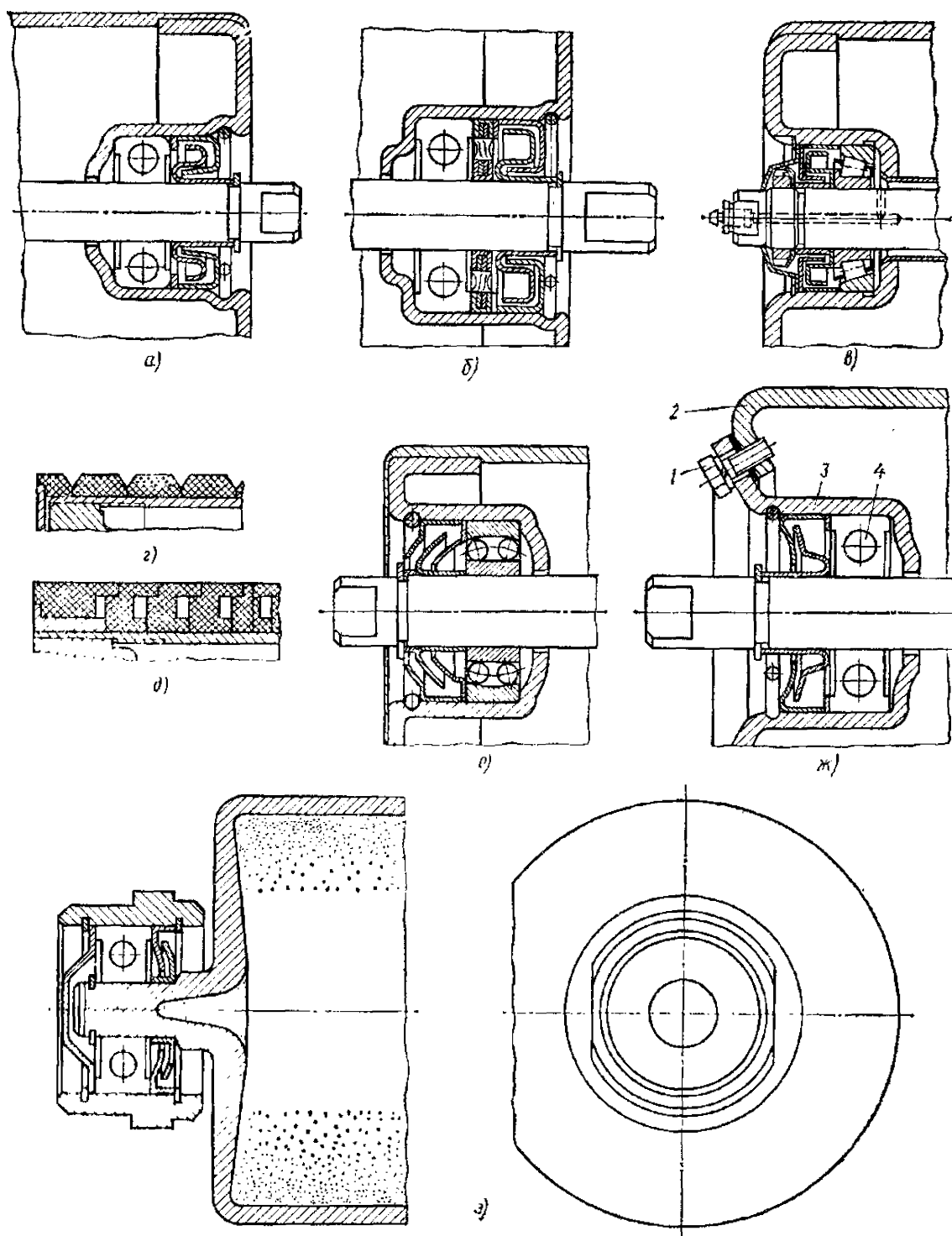


Рис. 167. Ролики опор ленточных конвейеров;

а, б – с шариковыми подшипниками; в – с коническими роликовыми подшипниками; е – с футерованными резиновыми кольцами; д – с пустотелыми кольцами; е – с самоустанавливающимися подшипниками; ж – с самоустанавливающимися вкладышами; з – моноблочные с выносными подшипниками

В результате исследований, проведенных в МВТУ им. Н. Э. Баумана, установлено, что существенное увеличение срока службы роликов можно получить при использовании самоустанавливающихся сферических подшипников (рис. 167, е), допускающих нормальную работу при углах перекоса до $2...3^\circ$. При этом необходимо предусмотреть установку сферических лабиринтных уплотнений с постоянными зазорами между их частями.

Для роликов больших диаметров технологические перекосы подшипников можно устранить с помощью вкладыша 3 (рис. 167, ж) со сферической отбортовкой и обечайки 2 с отогнутым сферическим торцом. При соединении двух сопрягаемых сферических деталей болтами 1 достигается хорошая соосность радиальных шариковых или конических подшипников 4 за счет использования при сборке специального приспособления.

Нашедшие в последнее время распространение моноблочные ролики состоят из единого с полуосями корпуса (рис. 167, з), полученного горячей обкаткой трубчатой заготовки калиброванным инструментом. По сравнению с известной конструкцией новые ролики отличаются меньшей массой (на 10...15 %), малой трудоемкостью изготовления, меньшей себестоимостью (на 15...25 %), возможностью полной автоматизации их производства. Вынесенные подшипники, работая в более благоприятных кинематических условиях (вращается внутреннее кольцо), могут работать без перекосов только при установке на высокоточные поперечины. В других случаях неизбежно возникают недопустимый перекоп и резкое снижение срока службы подшипников. Переход на новые ролики не обеспечивает взаимозаменяемости и поэтому не исключает необходимости продолжения изготовления роликов со сквозной осью в качестве запасных частей для действующих конвейеров.

§2.2.2. Приводные и натяжные устройства

Приводные устройства. Ленточные конвейеры снабжены фрикционными приводными устройствами. *Передача тягового усилия и движения ленте осуществляется за счет сил трения от приводных барабанов.* Фрикционный привод обеспечивает высокие скорости движения ленты и независимость ее работы от упругого удлинения и неизбежного вытягивания. *Обязательным условием действия этого привода без проскальзывания (пробуксовывания) ленты является создание в ней предварительного натяжения.*

Расчет фрикционного привода основан на решении, полученном еще Эйлером для неупругой гибкой нити. Впоследствии теория передачи силы трения была уточнена Н. П. Петровым и Н. Е. Жуковским. Оба ученых независимо друг от друга и почти одновременно рассмотрели взаимодействие блока с гибкой нитью, обладающей определенной упругостью. Идентичный подход к расчету конвейерной ленты при обхвате ею приводного барабана (рис. 168, а) на дуге с углом обхвата α позволил выявить на ней наличие двух участков: дуги упругого скольжения (α_c) и дуги покоя (α_n). На дуге упругого скольжения натяжение в ленте изменяется по закону логарифмической спирали. При повороте вместе с барабаном любого выделенного отрезка ленты наблюдается сокращение его длины благодаря уменьшению натяжения. Возникает так называемое упругое скольжение ленты по барабану, действующее всегда в сторону большего натяжения для состояния, как покоя, так и вращения в обоих направлениях.

На дуге покоя натяжение ленты и ее деформация не изменяются. Наличие дуги покоя свидетельствует о необходимом для нормальной работы привода запасе сил сцепления между лентой и барабаном. Для каждого фрикционного привода соотношение между дугами покоя и упругого скольжения должно быть таким, чтобы при пуске конвейера не возникало пробуксовывания ленты.

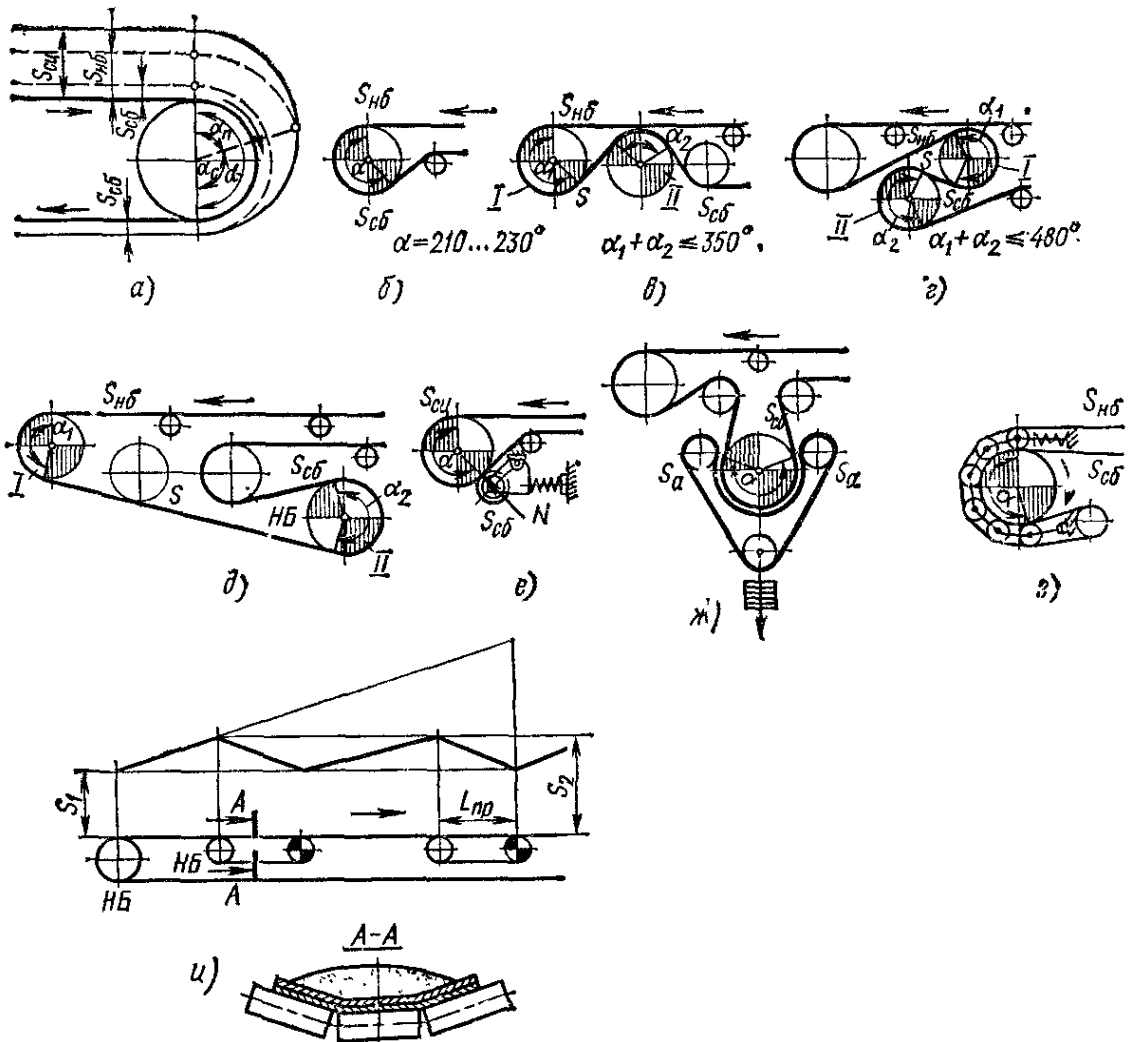


Рис. 168. Схемы фрикционных приводов ленточных конвейеров:

- а – с одним приводным барабаном; б – с одним приводным и отклоняющим барабанами; в-д – с двумя приводными барабанами; е – с прижимным роликом; ж – с прижимной лентой; з – с прижимной конвейерной лентой (самозатягивающиеся); и – с промежуточными приводными конвейерами

При полном использовании силы сцепления для натяжений в набегающей $S_{сн}$ и сбегающей $S_{сб}$ ветвях ленты существует зависимость

$$S_{сн} = S_{сб} e^{\mu_0 \alpha},$$

где $e^{\mu_0 \alpha}$ – полный тяговый коэффициент приводного барабана; μ_0 – коэффициент сцепления ленты с поверхностью барабана.

Максимальное тяговое усилие, которое способен передать приводной барабан без пробуксовывания ленты при известном натяжении в сбегающей ветви:

$$F_{0 \max} = S_{сн} - S_{сб} = S_{сб} (e^{\mu_0 \alpha} - 1).$$

Для исключения пробуксовывания ленты при всех режимах работы конвейера коэффициент запаса привода по сцеплению $k_{сн}$ должен быть равен 1,3...1,4. С учетом этого коэффициента рекомендуемое тяговое усилие (кН) при расчетном значении $S_{нб}$

$$F_0 = S_{нб} - S_{сб} = \frac{1}{k_{сн}} F_{0 \max} = \frac{1}{k_{сн}} S_{сб} (e^{\mu_0 \alpha} - 1).$$

В момент пуска ленточного конвейера в результате действия сил инерции от поступательно движущейся ленты с грузом и вращающихся частей роликов натяжение в набегающей ветви возрастает: $S_{нб. п} > S_{нб}$, а в сбегающей ветви уменьшается:

$$S_{сб. п} < S_{сб}.$$

Во избежание пробуксовывания и в этом случае угол цуги упругого скольжения при пуске должен быть $\alpha'_c < \alpha$. Тогда

$$S_{\text{нб. п}} = S_{\text{сб. п}} e^{\mu_0 \alpha'} < S_{\text{сц}}$$

Эффективность фрикционного привода определяется значением тягового коэффициента: чем оно больше, тем меньше расчетное натяжение ленты. Увеличить тяговый коэффициент можно, повысив путем применения фрикционных материалов для футеровки барабана, таких, как древесина, резина и др. Фрикционные обкладки применяют главным образом на однобарабанных приводах. При установке двух приводных барабанов с фрикционными обкладками (футеровкой) необходима тщательная синхронизация скорости их вращения. Резиновую футеровку используют только для конвейеров большой мощности. Толщина резинового слоя обкладки $h_{\text{ф}}$ (см) определяется допустимой деформацией сдвига $[\delta]$ ее поверхности, зависящей от жесткости материала футеровки, на сдвиг G_{τ} (Па/м), а также от максимального касательного напряжения τ_{max} (Па), т. е.

$$[\delta] \leq 0,1 h_{\text{ф}} = \tau_{\text{max}} / G_{\tau}.$$

Так как для барабана, имеющего радиус R ,

$$\tau_{\text{max}} = S_{\text{сц}} \mu_0 / (RB),$$

можно определить модуль сдвига и по нему выбрать марку резины для обкладки барабана. Футеровки, обладающие высокой эластичностью, позволяют заменить упругое скольжение ленты упругим сдвигом слоев самой футеровки и тем самым повысить долговечность тягового элемента конвейера.

Значительное увеличение тягового коэффициента дает повышение угла *обхват* α путем установки отклоняющего (рис. 168, б) и нескольких, обычно двух, приводных барабанов (рис. 168, в–д). Как видно из схем, такие приводы позволяют получить значительный суммарный угол обхвата $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2 \leq 480^\circ$. Расположение приводных барабанов влияет не только на значение α , но и на надежность работы привода. На схемах, показанных на рис. 168, в, г, лента огибает второй приводной барабан, соприкасаясь с ободом своей рабочей поверхностью. Несмотря на обязательную очистку этой поверхности, отдельные частицы *груза* оказываются *между лентой и барабаном*. В результате может произойти загрязнение обода, уменьшение коэффициента сцепления с лентой и ее *пробуксовывание* на обоих барабанах. Для устранения указанного недостатка увеличивают расстояние между приводными барабанами (рис. 168, д) и располагают второй приводной барабан таким образом, чтобы исключить его контакт с рабочей стороной ленты. В отдельных случаях (рис. 168, г) при установке двух барабанов привода под лентой целесообразно использовать третий выносной барабан для разгрузки.

Двухбарабанные приводы отличаются сложностью конструкции и эксплуатации, значительными габаритными размерами, высокой стоимостью и большой массой.

Максимально допустимое натяжение набегающей ветви ленты определяется по формулам Эйлера

$$\text{для первого барабана } S_{\text{св}} = S e^{\mu_0 \alpha_1};$$

$$\text{для второго барабана } S = S_{\text{св}} e^{\mu_0 \alpha_2};$$

$$\text{для привода в целом } S_{\text{сц}} = S_{\text{св}} e^{\mu_0 (\alpha_1 + \alpha_2)}.$$

Определение допустимого суммарного тягового усилия двух барабанов основано на зависимости, где $\alpha = \alpha_1 + \alpha_2$

Повышенное упругое скольжение ленты на первом барабане вызывает дополнительный износ обкладки обода, приводящий к уменьшению радиуса этого барабана, неравенству окружных скоростей на первом и втором барабанах и пробуксовыванию ленты. В связи с этим при жесткой кинематической связи приводных барабанов их обкладку необходимо изготавливать из износостойких

материалов или применять барабаны без футеровки. Приводные барабаны должны иметь минимальные отклонения по биению и овальности. При близком расположении приводные барабаны могут иметь жесткую кинематическую связь в виде зубчатой передачи с дифференциалом.

При использовании отдельных приводов с электродвигателями повышенного скольжения, что является характерным для ленточных конвейеров большой мощности (рис. 168, д), приводные барабаны покрывают податливой резиновой футеровкой. Для отдельных приводов наиболее важным считается определение такого соотношения между тяговыми усилиями приводных барабанов, при котором пробуксовывание на барабанах будет наименьшим. Обычно тяговое усилие на втором барабане

$$F_{02} \approx 0,5F_0,$$

где F_0 – полное тяговое усилие привода.

Увеличение тягового усилия дает также приводной барабан с прижимным роликом (рис. 168, е), создающим дополнительное усилие N нажатия ленты, для которого

$$S_{сц} = (S_{сб} + N\mu_0) e^{\mu_0\alpha}$$

и

$$F_0 = (1/k_{сц}) [S_{сб} (e^{\mu_0\alpha} - 1) + N\mu_0 e^{\mu_0\alpha}].$$

Недостатки этого привода заключаются в необходимости тщательной очистки ленты перед роликом и в ограничении силы нажатия из-за сокращения срока службы ленты.

Привод с прижимной лентой (рис. 168, ж) не имеет второго недостатка предыдущей схемы. Для него благодаря действию дополнительного натяжения S_a по всей дуге контакта

$$S_{сц} = (S_{сб} + S_a) e^{\mu_0\alpha} - S_a$$

и

$$F_0 = (1/k_{сц}) (S_{сб} + S_a) (e^{\mu_0\alpha} - 1).$$

У привода с прижимной конвейерной лентой (рис. 168, з) в пределе при бесконечно большом числе прижимных роликов и без учета сопротивления вращению

$$2S_{сц} = (S_{сц} + S_{сб}) e^{\mu_0\alpha};$$

$$S_{сц} = \frac{S_{сб} e^{\mu_0\alpha}}{2 - e^{\mu_0\alpha}}.$$

Анализ выражения показывает, что при большом числе роликов система может быть самозатягивающейся. Срок службы лент этих конвейеров невысок. Их применение целесообразно в тех случаях, когда основным условием считается необходимость получения значительного тягового усилия при малом $S_{сб}$ и малых габаритных размерах привода, а срок службы ленты имеет второстепенное значение (для подземных конвейеров). Приводы, изображенные на рис. 168, е–з, широкого применения не получили.

В конвейерах большой длины наряду с приводными барабанами иногда используют линейные промежуточные приводные ленточные конвейеры (рис. 168, и) длиной $L_{пр} = 30 \dots 50$ м, которые имеют собственные приводные и натяжные барабаны и общие с основным конвейером верхние роликовые опоры. Тяговое усилие от ленты приводного конвейера на ленту основного конвейера передается за счет сил сцепления между ними. Установка приводных конвейеров позволяет значительно снизить расчетное натяжение в ленте основного конвейера, ограничив его заданным значением S_2 . Тяговое усилие, передаваемое приводным конвейером:

$$F_{\text{пр}} = (q_0 + q) g L_{\text{уп}} \mu_{\text{сц}} - W_{\text{с}},$$

где q_0 и q – массы ленты и груза, приходящиеся на 1 м длины ленты; $\mu_{\text{сц}}$ – коэффициент сцепления между лентами; $W_{\text{с}}$ – сопротивление движению от веса обеих лент и груза на общих опорах.

Натяжные устройства. Нормальная работа фрикционных приводов обеспечивается благодаря действию установленных натяжных устройств. На коротких стационарных (до 60 м), катучных, передвижных и переносных конвейерах применяют винтовые натяжные устройства. На конвейерах, длина которых превышает 40 м, следует устанавливать грузовые натяжные устройства, а на конвейерах большой мощности – автоматически работающие устройства лебедочного типа. Последние могут изменять натяжение в ленте – увеличивать в период пуска и поддерживать необходимое соотношение между натяжениями $S_{\text{нб}}$ и $S_{\text{сб}}$ на приводном барабане в соответствии с фактической загрузкой, способствуя общему снижению натяжения в ленте. Ход натяжного барабана X (ход натяжного устройства) зависит от упругого и остаточного удлинений ленты. Ход X натяжного барабана выбираю) с учетом материала прокладок каркаса ленты:

$$\text{для тканевых лент } X = (1 \dots 2) B + 0,015L_{\text{к}},$$

$$\text{для лент типа РТЛ } X = (1 \dots 2) B + 0,002L_{\text{к}},$$

где $L_{\text{к}}$ – длина конвейера (расстояние по контуру трассы между концевыми барабанами),

В качестве натяжного барабана используют концевой барабан, установленный в начале конвейера. Для горизонтальных и слабонаклонных конвейеров большой длины натяжное устройство следует размещать в непосредственной близости от приводных барабанов. Такое расположение натяжного барабана обеспечит постоянство натяжения на сбегавшей ветви ленты, исключив влияние на него изменяющейся силы сопротивления движению ленты на роликовых опорах, находящихся на холостой ветви между приводным и натяжным барабанами. В этих случаях можно использовать горизонтальное грузовое натяжное, а для конвейеров сравнительно небольшой длины – вертикальное грузовое устройство. В последние годы на конвейерах, применяемых в горнодобывающей промышленности, получили распространение уравнивательные натяжные устройства, размещенные между двумя приводными барабанами.

При определении усилия, создаваемого натяжным устройством, вводят ограничения стрелы провеса ленты в местах трассы с наименьшими натяжениями на верхней (рабочей) и нижней (холостой) ветвях ленты. Сильно провисающая лента при одновременном сокращении глубины желоба между опорами может задевать за неподвижные элементы рамы конвейера, что приводит к увеличению динамических нагрузок на опоры при транспортировании крупнокусковых грузов. Для определения допустимого провеса ленты, зависящего от расстояния между опорами и распределенной массы, выводят уравнение кривой провеса – параболы.

На рис. 169 изображена наклонная лента без груза, опертая в точках А и В. На нее действует равномерно распределенная по хорде нагрузка $q_0 g$. Ось y проходит посередине пролета АВ перпендикулярно к прямой АВ. Уравнения проекций сил, приложенных к выделенному участку ОС ленты, имеют вид

$$S_x \sin \beta' = q_0 g x \cos \beta;$$

$$S_x \cos \beta' = S,$$

где S – натяжение ленты в точке 0; S_x – натяжение ленты в точке С.

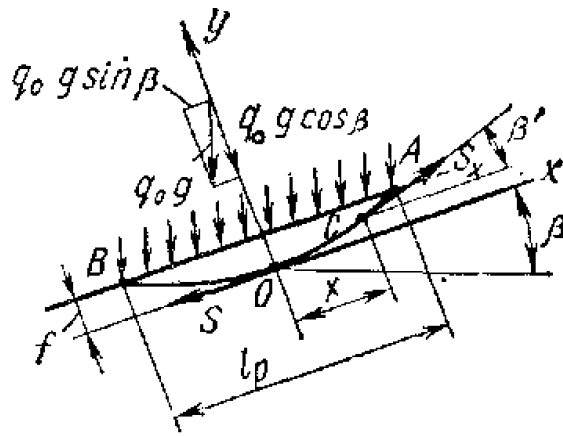


Рис. 169. Схема для определения стрелы провеса ленты

Тогда $\operatorname{tg} \beta' = q_0 g x \cos \beta / S$.

Так как $\operatorname{tg} \beta' = dy/dx$, подставив это значение в последнее уравнение, получим

$$dy/dx = \frac{q_0 g x}{S} \cos \beta.$$

Интегрируя последнее выражение, находим

$$y = \int \frac{q_0 g x}{S} \cos \beta dx = \frac{q_0 g x^2}{2S} \cos \beta + C.$$

При $x = 0, y = 0$, а поэтому постоянная $C = 0$. Следовательно,

$$y = \frac{q_0 g x^2}{2S} \cos \beta.$$

Стрела провеса при $x = l_p/2$

$$f_{\max} = \frac{q_0 g l_p^2}{8S} \cos \beta.$$

Соответственно для верхней ветви при минимальном натяжении $S_{p \min}$ ленты и $\cos \beta \approx 1$ (обычно $\beta \leq 20^\circ$)

$$f_{\max} = \frac{g (q_0 + q) l_p^2}{8S_{p \min}}.$$

Обычно принимают

$$f_{\max} = (0,0125 \dots 0,025) l_p.$$

Тогда

$$S_{p \min} = (10 \dots 5) (q_0 + q) g l_p.$$

При больших скоростях движения ленты с крупнокусковыми грузами рекомендуется назначать большее значение S_{\min} . Выражение используют и для ограничения натяжения на нижней ветви ($q = 0$) ленты.

Натяжение, создаваемое любым натяжным устройством, можно рассчитать по приближенной формуле.

В ленточных конвейерах применяют приводные, натяжные и отклоняющие барабаны, имеющие в основном сварную конструкцию. Приводные барабаны (рис. 170, а), как правило, выполняют с выносными опорами и сферическими самоустанавливающимися подшипниками. Большинство натяжных и отклоняющих барабанов имеют встроенные подшипники (рис. 170, б), установка которых на раме конвейера отличается простотой и удобством. Вальцованную обечайку сварного барабана обтачивают по наружному диаметру и покрывают резиной (рис. 170, в).

Рациональным является применение рифленой канавками футеровки (рис. 170, г), которая при малом собственном износе обеспечивает постоянное значение коэффициента сцепления

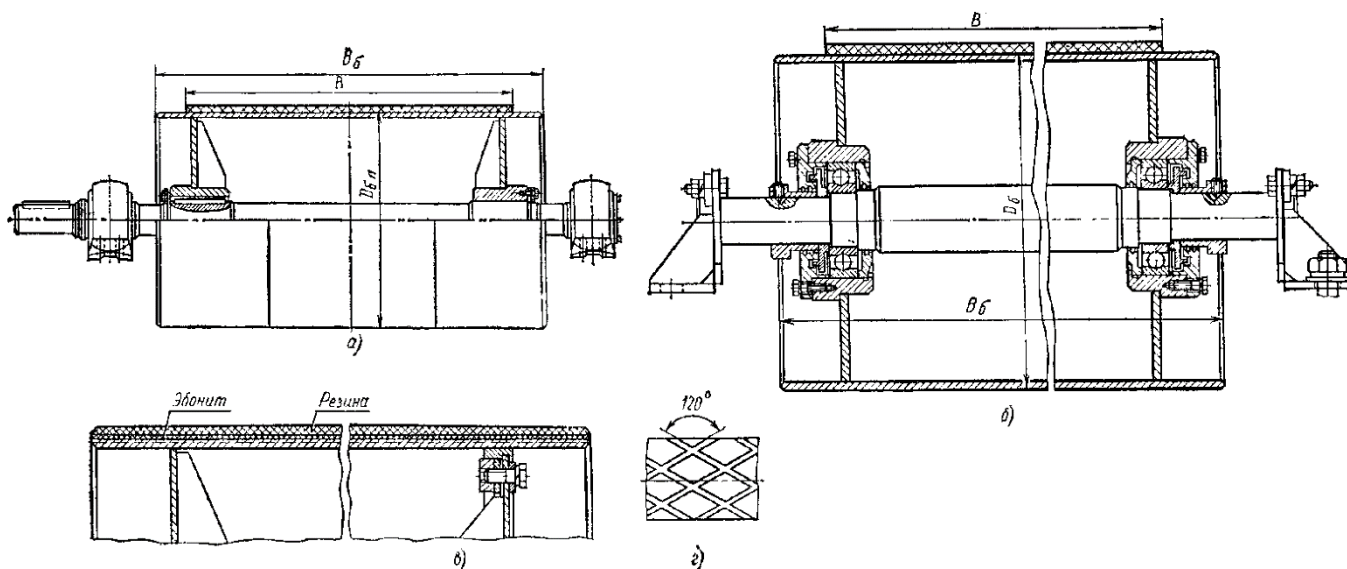


Рис. 170. Барабаны ленточных конвейеров:

а – приводной; б – отклоняющий; в – с гладкой резиновой футеровкой; г – с рифленой резиновой футеровкой

Диаметр приводного барабана $D_{б.п}$ (мм) выбирают в зависимости от числа прокладок по условию обеспечения срока службы ленты, испытывающей на барабане значительные изгибные напряжения, для лент из комбинированных тканей $D_{б.п} = (100 \dots 150) i_{л}$; для лент из синтетических материалов $D_{б.п} = (150 \dots 300) i_{л}$. Диаметр головного разгрузочного барабана $D_{р} = D_{б.п}$, конечного, натяжного и отклоняющего, установленного рядом с приводным, $D_{б.к} = 0,85D_{б.п}$; отклоняющего на трассе $D_{б.о} = 0,5D_{б.п}$.

Длину барабанов принимают разной $B_{б} = B + (150 \dots 200)$ мм. Выбранные размеры диаметров барабанов округляют до ближайшего значения по ряду 630, 800, 1000, 1250, 1600, 2000 и 2500 мм (ГОСТ 22644*). Барабаны изготавливают с цилиндрическим и бочкообразным ободами. Бочкообразный обод повышает способность барабана к центрированию ленты. В основном этот обод используют для нефутерованных барабанов.

Тема 2.3. Пластинчатые конвейеры

§2.3.1. Общие сведения

Принцип действия, разновидности. Пластинчатыми называют конвейеры, перемещающие грузы 1 (рис. 171, а) на настиле 2, образованном из отдельных пластин 3 (рис. 171, б), как правило, неподвижно прикрепленных к гибкому тяговому элементу 4 (рис. 171, б–н) или составляющих одно целое с ним (рис. 171, б).

Для транспортирования штучных и волокнистых грузов на короткие расстояния и с малой скоростью применяют конвейеры с плоским разомкнутым (тип ПР по ГОСТ 22281) настилом без бортов (рис. 171, б), а также с настилом в виде расставленных узких планок или прутков. Такие конвейеры можно использовать и для перемещения насыпных кусковых грузов, например, корнеплодов, если зазор между пластинами (прутками, планками) меньше минимального размера куска груза.

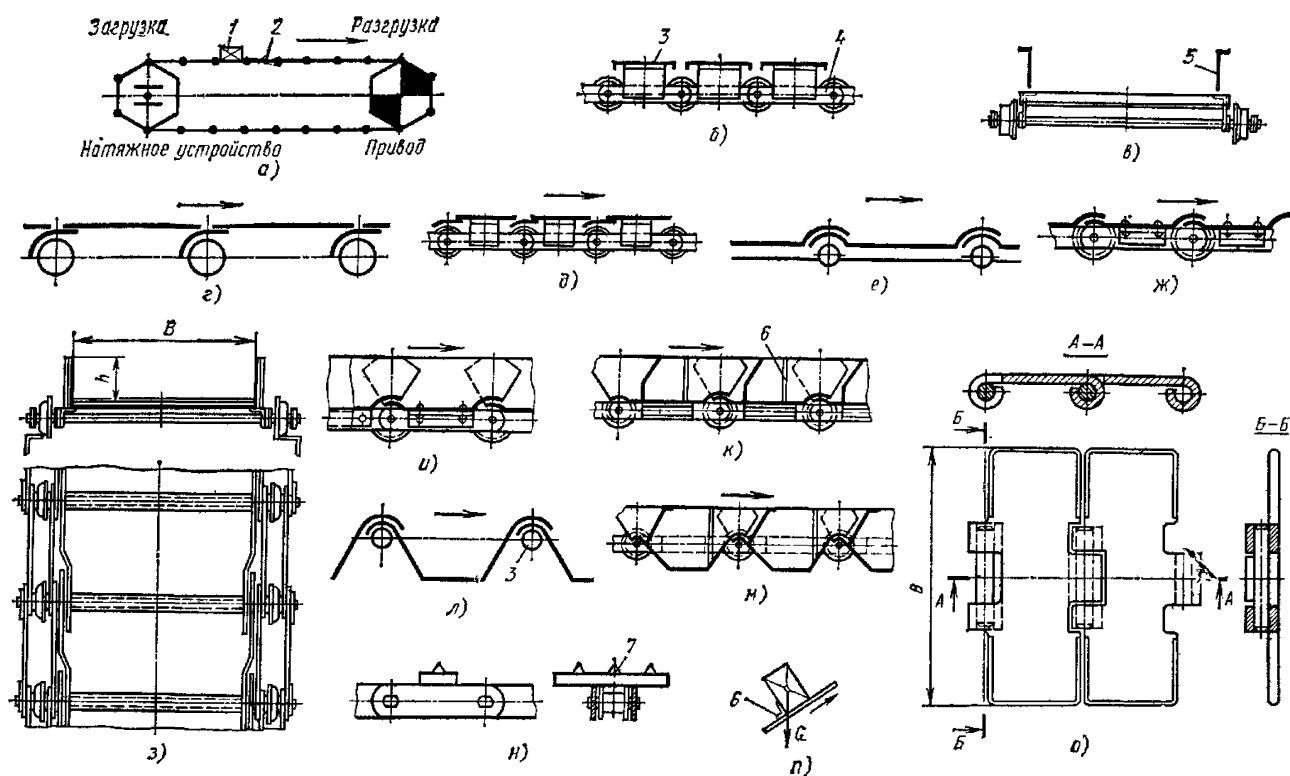


Рис. 171. Схемы пластинчатых конвейеров:

а – общая схема; б – с плоским разомкнутым настилом (тип ПР) (в – с неподвижными бортовыми направляющими (бортами); г, д – с плоским сомкнутым настилом (тип ПС); е, ж – с безбортовым волнистым настилом; з – с бортовым настилом (общий вид); и – с бортовым волнистым настилом (тип БВ); к – то же с перегородками; л, м – с коробчатым соответственно мелким (тип КМ) и глубоким (тип КГ) настилом; н – с шипами на пластинах; о – петлевым настилом; п – схема для расчета угла наклона настила с ребрами для штучных грузов

С увеличением скорости и дальности транспортирования появляется опасность падения груза в сторону. Во избежание этого конвейеры снабжают *неподвижными бортовыми направляющими* – бортами 5 (рис. 171, в).

Установка неподвижных бортов и применение *плоского сомкнутого* (тип ПС рис. 171, г, д) или *безбортового волнистого* (тип В, рис. 171, е, ж) настилов позволяют уменьшить просыпание груза под полотно и в стороны, благодаря чему подобные конвейеры можно использовать не только для штучных, но и для широкого диапазона насыпных кусковых грузов. Однако и при таком исполнении мелкие частицы груза просыпаются в щели между неподвижными бортами, заклиниваются в них. *Возникает также добавочное сопротивление движению от трения груза о неподвижные борта.*

Этих недостатков не имеют конвейеры с *бортовым* (лотковым) настилом (рис. 171, з–м), применяемые для *транспортирования как штучных, так и насыпных грузов любой крупности*. Бортовой волнистый настил (тип БВ, рис. 171, и) образуется из пластин, перекрывающих друг друга по дну и по бокам. Такой настил имеет повышенную прочность и жесткость, устраняет просыпание груза в стороны. Увеличиваются также сцепление груза с настилом и допустимый угол наклона конвейера. Несмотря на то, что при использовании бортового волнистого настила несколько увеличивается масса последнего, его применение вполне оправданно при транспортировании больших масс насыпного груза.

Еще большее сцепление насыпного груза с настилом и дальнейшее увеличение допустимого угла наклона конвейера *обеспечивают бортовые волнистые настилы с перегородками б* (рис. 171, к), а также *коробчатые мелкий* (тип КМ) и *глубокий* (тип

КГ, рис. 171, л, м) *настилы*. Коробчатая форма и перегородки, выполняющие роль ребер жесткости, повышают прочность настила, поэтому конвейеры с ними более приспособлены для перемещения крупнокусковых, тяжелых и острокромочных сыпучих грузов.

По принципу транспортирования (переносом на полотне) к пластинчатым относятся конвейеры для *длинномерных штучных грузов*, перемещаемых на седлообразных пластинах с шипами 7, прикрепленных к цепи на большом расстоянии друг от друга (рис. 171, н). Такие конвейеры, широко применяемые в лесной промышленности, называют *бревнотасками*. По этому же принципу к пластинчатым конвейерам можно отнести *планочные* и *прутковые* конвейерные устройства широко распространенных сельскохозяйственных машин, в которых их используют для транспортирования волокнистых грузов (планочные в зерно- и силосоуборочных комбайнах) и корнеплодов (прутковые в картофелеуборочных комбайнах).

К пластинчатым конвейерам условно относят также *эскалаторы*, хотя их правильнее считать самостоятельным классом машин или относить к тележечным конвейерам, поскольку несущие элементы эскалаторов (ступени) соединены с тяговыми элементами (цепями) шарнирно, а не неподвижно, как обычно в пластинчатых конвейерах.

Пластинчатые конвейеры бывают *стационарные* и *передвижные* с собственным приводом, а также *встроенные* в технологические машины с приводом от этих машин. В качестве *тяговых элементов* конвейеров чаще всего используют *цепи* различных типов, преимущественно пластинчатые (ГОСТ 588). Известны пластинчатые конвейеры с плоским петлевым настилом (рис. 171, о), выполняющим функции грузонесущего и тягового элемента, а также конвейеры с тяговым элементом в виде ленты, к которой прикреплены несущие пластины.

По конфигурации трассы пластинчатые конвейеры бывают *горизонтальными*, *наклонными* и *комбинированными* (с несколькими горизонтальными и наклонными участками); по расположению тягового элемента в пространстве обычно *вертикально замкнутыми*, реже *горизонтально замкнутыми* (например, конвейеры для транспортировки багажа в аэропортах) и *изгибающимися в вертикальной и горизонтальной плоскостях*. *Вертикально замкнутые* конвейеры обычно выполняют двухцепными (с двумя параллельными цепными контурами), а горизонтально замкнутые и пространственные – одноцепными. При большой ширине полотна пластинчатые конвейеры делают трех- и четырехцепными (планочные транспортеры сельхозмашин). Пластинчатые конвейеры в основном изготавливают *одноприводными*, реже *многоприводными* с концевым или концевым и промежуточным расположением приводов.

Основные параметры. В связи с применением цепей в качестве тяговых элементов скорость движения настила пластинчатых конвейеров обычно не превышает 0,35 м/с, редко достигает 1 м/с. Однако благодаря желобчатой форме и большой ширине настилов их производительность может составить 2000 т/ч и более. Дальность расстояния бесперегрузочного транспортирования многоприводными конвейерами практически не ограничена. Известны установки длиной до 2 км. Угол наклона пластинчатого полотна может быть 35...60°, а в отдельных случаях (коробчатые настилы с поперечными перегородками) – 70°, хотя при углах наклона свыше 35° производительность конвейера заметно снижается, так как насыпной груз надежно удерживается лишь в пределах высоты перегородки (рис. 171, к, м). При транспортировании штучных грузов максимальный угол наклона определяется из

условия, чтобы линия действия силы тяжести G груза находилась внутри контура, ограниченного соседними ребрами b настила (рис. 171, п).

В пластинчатых конвейерах допустимы значительно меньшие по сравнению с ленточными конвейерами радиусы закругления на вогнутых участках (3...5 м).

Преимущества и недостатки. *Преимуществами* пластинчатых конвейеров по сравнению с ленточными являются их *большая приспособленность для транспортирования крупнокусковых, острокромочных, горячих* и других подобных грузов, вызывающих повреждение лент; *работоспособность* как при нормальных, так и при *высоких или низких температурах*; возможность транспортирования более *широкого ассортимента* насыпных, навалочных и штучных грузов; *большое разнообразие трасс транспортирования* (включая горизонтально замкнутые и пространственные с более крутыми подъемами и меньшими радиусами переходов с одного направления на другое, что обеспечивает компактность конвейеров и уменьшение до минимума потерь производственных площадей на участках подъема); *возможность установки промежуточных приводов* (что практически не решено для конвейеров других типов), обеспечивающих бесперегрузочное транспортирование на дальние расстояния; *большая площадь сечения груза на полотне* (при лотковой форме настила) и *высокая производительность при относительно небольшой скорости движения*; *возможность выполнения настила со специальными устройствами* для крепления грузов с учетом использования конвейеров в технологических поточных линиях; *возможность загрузки непосредственно из бункера* (без специальных питателей), обеспечиваемая конструкцией полотна и малой скоростью его движения.

К *недостаткам* пластинчатых конвейеров относятся *большая масса, сложность изготовления и высокая стоимость ходовой части* (пластинчатый настил с цепями); *меньшая скорость движения полотна* по сравнению со скоростью ленточных конвейеров; *сложность промежуточной разгрузки конвейеров с бортовым настилом*; *усложнение эксплуатации* из-за большого числа шарнирных соединений, требующих постоянного наблюдения и ухода (очистки, смазывания) и подверженных повышенному износу; *сложность замены изношенных катков*; *значительно большие сопротивления движению* (по сравнению с ленточными конвейерами, в связи с большей собственной массой несущего полотна).

Области применения. Пластинчатые конвейеры используют для перемещения разнообразных *штучных, насыпных и навалочных грузов, преимущественно тяжелых, крупнокусковых, абразивных, острокромочных и горячих*. Наиболее широкое применение получили *стационарные вертикально замкнутые конвейеры с прямолинейными трассами, которые называют конвейерами общего назначения*. В *металлургической промышленности* их используют для подачи крупнокусковой руды и горячего агломерата, на химических заводах и предприятиях стройматериалов – для перемещения крупнокусковых нерудных материалов (например, известняка), на *тепловых электростанциях* – для подачи крупнокускового (недробленого) угля. Они нашли широкое применение в *машиностроении* для транспортирования горячих поковок, отливок, острокромочных отходов штамповочного производства, а также на поточных линиях сборки, охлаждения, сушки, сортирования и термической обработки. Передвижные пластинчатые конвейеры используют *на складах, погрузочно-разгрузочных, сортировочных и упаковочных пунктах* для перемещения тарно-штучных грузов.

Специальные пластинчатые конвейеры, в том числе изгибающиеся с пространственными трассами, применяют в *горнорудной и угольной*

промышленности для транспортирования на дальние (до 2 км) расстояния крупнокусковых, тяжелых и острокромочных грузов (руды, угля). В пищевой промышленности широко используют пластинчатые конвейеры с плоским петлевым настилом (рис. 171, о) для перемещения бутылок, банок и пр.

Планочные и прутковые конвейерные устройства применяют в различных сельскохозяйственных машинах. Бревнотасками оснащают склады лесных материалов в лесной и деревообрабатывающей промышленности.

§2.3.2. Конструкция основных элементов

Устройство и основные параметры. Конвейер (рис. 172) имеет ходовую часть с двумя тяговыми цепями 3, снабженными в каждом шарнире опорными катками. Цепи приводятся в движение приводными звездочками 7 от электродвигателя 11 через редуктор 12 и открытую зубчатую передачу 9. На противоположном конце конвейера установлены натяжные звездочки 10 с натяжным устройством 1. Катки тяговых цепей катятся по направляющим путям (рельсам) 6, прикрепленным к станине 5. Настил 4 конвейера образован из бортовых (лотковых) пластин. Конвейер загружают в любом месте рабочей ветви через одну или несколько рядом расположенных загрузочных воронок 2, а разгружают через концевую разгрузочную коробку с разгрузочной воронкой 8.

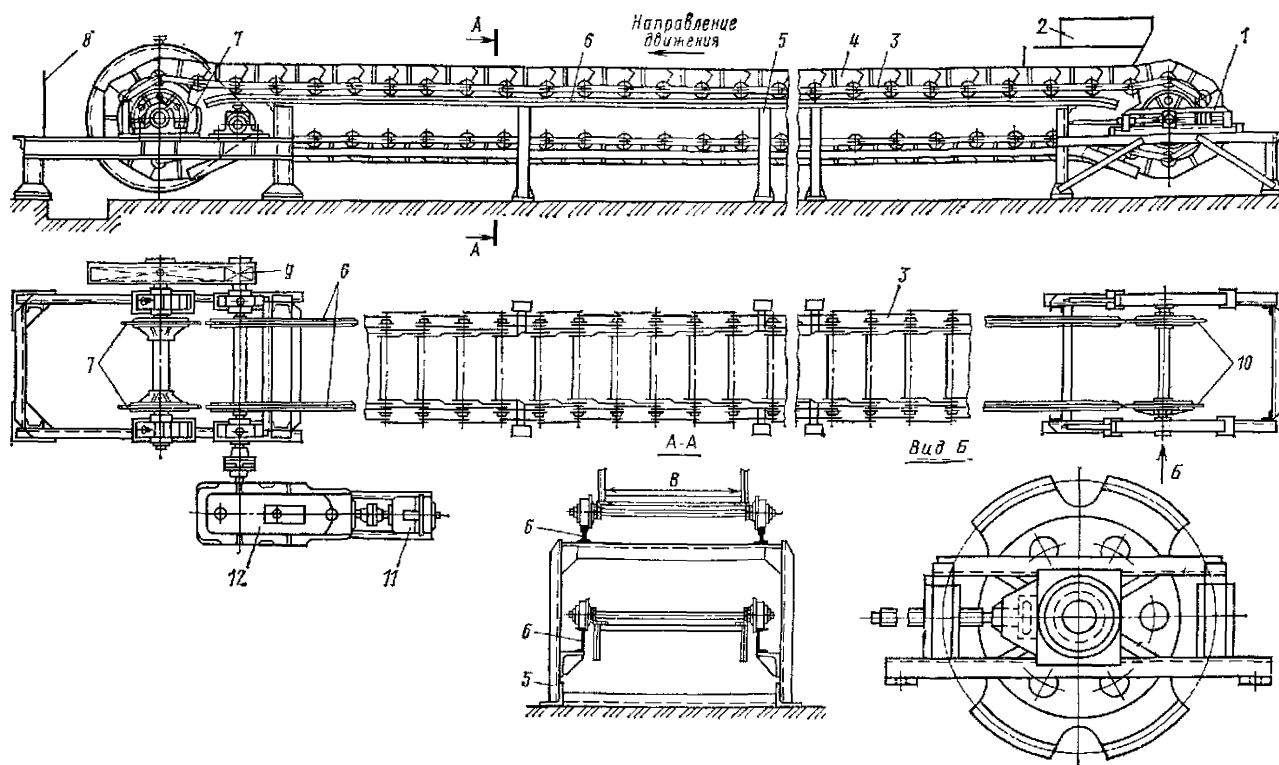


Рис. 172. Пластинчатый конвейер общего назначения

Основные параметры и размеры пластинчатых конвейеров общего назначения должны соответствовать ГОСТ 22281. Их выбирают из следующих предусмотренных стандартом рядов:

ширина настила B – 400; 500; 650; 800; 1000; 1200; 1400 и 1600 мм;

высота борта (внутренний размер) h – 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 355; 400; 450 и 500 мм;

шаг тяговой цепи (он принят равным шагу настила) t – 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500; 630 и 800 мм; число зубьев звездочек z_0 – 6; 7; 8; 9; 10; 11; 12 и 13;

скорость v движения ходовой части – 0,01; 0,016; 0,025; 0,04; 0,05; 0,063; 0,08; 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8 и 1 м/с;

номинальная производительность Q по насыпному грузу – 10; 16; 25; 32; 40; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 320; 400; 500; 630; 800; 1000; 1250; 1600 и 2000 м³/ч.

В производстве освоена более узкая номенклатура конвейера данного типа. Поэтому при их выборе следует руководствоваться не только ГОСТ 22281, а прежде всего данными отраслевых каталогов и номенклатурных справочников.

Настилы. В конвейерах общего назначения применяют настилы шести типов, показанные на рис. 171. *Плоские разомкнутые настилы* (тип ПР, см. рис. 171, б) используют в конвейерах для штучных грузов; *плоские сомкнутые* (тип ПС, см. рис. 171, г, д) и *безбортовые волнистые* (тип В, см. рис. 171, е, ж) – для штучных и насыпных кусковых грузов; *бортовые волнистые* (тип БВ, см. рис. 171, з, и) – для насыпных и штучных грузов; *коробчатые мелкие* (тип КМ) и *глубокие* (тип КГ, см. рис. 171, м) – в основном для насыпных грузов.

Бортам настила придают трапецидальную форму, благодаря чему увеличивается их взаимное перекрытие от основания к вершине борта. Требуемый размер перекрытия определяют из условия предотвращения просыпания груза в сторону при развороте полотна на звездочке.

Направление движения настила должно соответствовать стрелкам, показанным на рис. 171, во избежание заклинивания груза между пластинами и их повреждения.

В пластинчатых конвейерах применяют также *настилы с гнездами* для круглых изделий (рис. 173, а), с *выпуклыми пластинами* (рис. 173, б), облегчающими очистку дна, и др. Плоские настилы выполняют иногда *деревянными* или из *полимерных материалов*, но преимущественное применение получили *стальные штампованные и штамповарные* (см. рис. 171, г) настилы. Для мелко- и среднекусовых грузов пластины изготавливают холодной и горячей штамповкой из листовой стали толщиной до 4 мм, а для конвейеров, перемещающих тяжелые крупнокусовые грузы – из стали толщиной 5...8 мм.

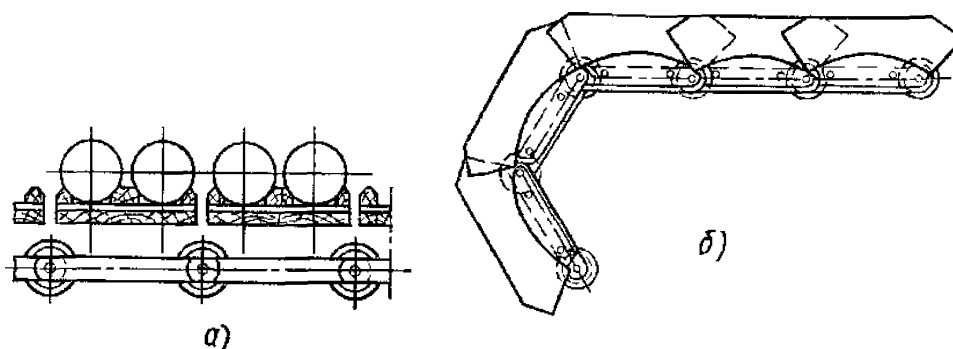


Рис. 173. Настилы:

а – плоский с гнездами для круглых грузов; б – с выпуклыми пластинами

Жесткость пластин повышают штамповкой ребер и приваркой поперечных перегородок. Оптимальной (по отношению массы к полезному объему транспортируемого груза) является скругленная (корытообразная) форма поперечного сечения пластины, но она неудобна по условиям крепления цепей. Поэтому наибольшее распространение получили прямоугольная и трапецидальная формы поперечного сечения. Последняя более удобна и по условиям очистки настила (минимальное налипание в углах).

Цепи, опорные катки и ролики. В качестве тяговых элементов в конвейерах общего назначения в основном используют пластинчатые цепи по ГОСТ 588. Крепление бортового волнистого настила 1 к двум пластинчатым катковым цепям 2 показано на рис. 174, а. Наиболее нагруженными элементами такой цепи являются катки 3. Они воспринимают силы тяжести ходовой части и транспортируемого груза и передают их на направляющие пути. Катки непрерывно вращаются при качении по направляющим, а при захвате зубьями приводной звездочки передают полное усилие натяжения цепи, которое в крутонаклонных конвейерах тяжелого типа может быть весьма большим, что ограничивает возможность применения для катков более надежных и технологичных в эксплуатации подшипников качения, так как их необходимо рассчитывать на полное тяговое усилие.

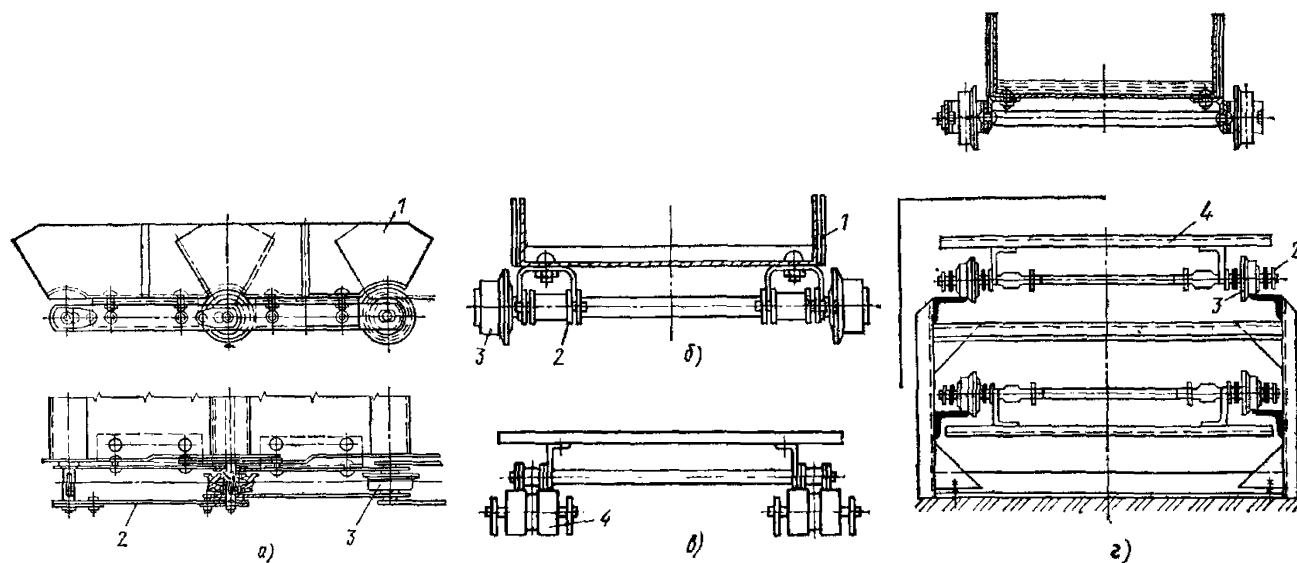


Рис. 174. Расположение элементов пластинчатого конвейера:

- а – размещение катков в шарнире цепи, а цепей по бокам настила; б – размещение катков за пределами шарнира цепи; в – размещение стационарных поддерживающих роликов; г – размещение цепей и катков под настилом

Поэтому катки обычно снабжают подшипниками скольжения (стальными термически обработанными, чугунными втулками) и втулками из спеченных материалов. Необходимость частой смазки и быстрое изнашивание таких катков усложняют и удорожают их эксплуатацию. Кроме того, во многих случаях направляющие засоряются частицами транспортируемого груза, препятствующими вращению катка, что приводит к образованию лысок на его ободке. Замена дефектных катков с лысками затруднена, так как требуется разборка нескольких звеньев цепи.

По условиям обслуживания и замены катков предпочтительно их консольное размещение за пределами шарнира цепи (рис. 174, б). В этом случае вместо катковой используют более простые роликовую, втулочную или открытошарнирную цепи.

Каток не входит в зацепление со звездочкой, воспринимает небольшую нагрузку и может быть снабжен подшипниками качения. Такие катки легче смазывать, ремонтировать и заменять, а катки с подшипниками качения к тому же имеют долговременную смазку, не загрязняющую направляющие пути.

В благоприятных условиях находятся и поддерживающие устройства конвейеров, выполненных по схеме рис. 174, в. В них вообще нет катков и направляющих путей, а верхнюю и нижнюю ветви полотна поддерживают стационарные ролики 4. В качестве тягового элемента в этом случае также используют две роликовые, втулочные или открытошарнирные цепи; при этом

рабочая ветвь полотна опирается на ролики через цепи, а холостая – через гладкий настил.

Тяговые цепи размещают по бокам настила (рис. 174, а) или непосредственно под ним (рис. 174, в). В последнем случае уменьшается ширина конвейера и настил испытывает меньшие напряжения изгиба, что особенно важно при установке конвейера под бункером.

Привод. Пластинчатые конвейеры общего назначения обычно имеют *один привод*, расположенный в головной части. При необходимости плавного бесступенчатого изменения скорости (например, в линиях термообработки) между электродвигателем и редуктором устанавливают вариатор скорости. Для предотвращения самопроизвольного движения загруженного полотна назад при случайном отключении электродвигателя или нарушении кинематической связи в передаточном механизме привод конвейеров с крутонаклонными участками снабжают *храповым или роликовым остановом или колодочным тормозом*. Звездочки для пластинчатых цепей изготавливают с профилем зубьев по ГОСТ 592. При установке приводных звездочек на вал, во избежание перекоса полотна при движении, необходимо обеспечить одинаковое взаимное расположение их зубьев. Для повышения износостойкости зубья подвергают термической обработке (закалка с нагревом ТВЧ или газопламенная).

Натяжные устройства. В *легких конвейерах* обычно устанавливают жесткие винтовые натяжные устройства (см. рис. 172), а в *тяжелонагруженных большой длины* – пружинно-винтовые устройства. Ход натяжного устройства составляет 1,6...2 шага цепи (с учетом возможности укорочения цепи на 2...4 звена). Натяжные звездочки устанавливают на подшипниках качения на невращающейся оси (в сочетании с пружинно-винтовым натяжным устройством) или на вращающейся. В последнем случае одну из звездочек закрепляют на оси шпонкой, а вторую устанавливают свободно. Это обеспечивает одновременное зацепление обеих натяжных звездочек с цепями независимо от некоторой разницы в длине цепей.

Опорные конструкции. Опорные станины для привода и натяжного устройства конвейера выполняют в виде отдельных металлических конструкций, сваренных из прокатных профилей. Среднюю часть опорной металлической конструкции (рамы) конвейера собирают из унифицированных секций длиной 4...6 м (рис. 175, а). Направляющие пути 1 для катков изготавливают из уголковых профилей, а для тяжелых конвейеров – из швеллеров или узкоколейных рельсов. На вогнутых криволинейных участках (переход с нижнего горизонтального участка на наклонный) над направляющими путями 1 устанавливают контршины 2 (рис. 175, б), препятствующие подъему пластинчатого полотна.

Контршины размещают также на прямолинейных участках крутонаклонных конвейеров в качестве предохранительных устройств, препятствующих складыванию цепей при обрыве. Радиусы криволинейных участков направляющих путей выбирают по зависимости.

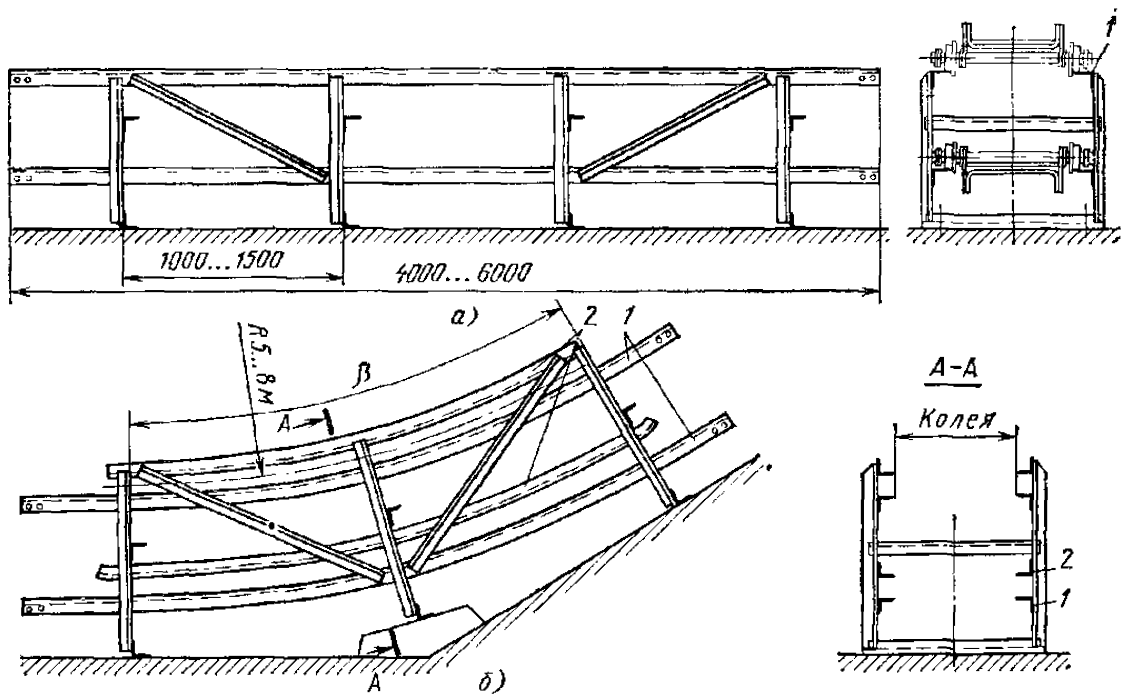


Рис. 175. Опорные металлические конструкции пластинчатого конвейера:
а – секция средней части; б – секция криволинейной части

Тема 2.4. Ковшовые конвейеры-элеваторы

§2.4.1. Общие сведения об элеваторах

Классификация. Элеваторы имеют гибкие тяговые элементы (цепи, ленты, канат), огибающие приводные и натяжные элементы (звездочки, барабаны, блоки). К гибким тяговым элементам крепят грузонесущие элементы: ковши, полки, люльки. Кроме того, элеваторы включают привод, натяжное, загрузочное и разгрузочное устройства, а также кожух, закрывающий движущиеся части. Приводы оснащают стопорными устройствами для устранения опасности обратного движения тягового элемента под действием силы тяжести поднимаемого груза при выключении двигателя.

По способу перемещения грузов элеваторы относятся к *грузонесущим конвейерам*, перемещающим порции насыпного груза или штучные грузы с помощью грузонесущих элементов: ковшей, полок или люлек.

По роду грузонесущего элемента различают следующие типы элеваторов: *ковшовые* (ГОСТ 2036), *люлочные* и *полочные*. Ковшовые элеваторы служат для подъема насыпных грузов, а люлочные и полочные – штучных.

По виду тягового элемента различают *ленточные* и *цепные* ковшовые элеваторы. Последние по числу цепей, к которым крепятся ковши, разделяют на одно- и двухцепные.

По расположению в пространстве элеваторы бывают *вертикальные* (рис. 176, а) и *наклонные* (угол наклона $60...82^\circ$ к горизонту). Наклонные элеваторы могут быть со свободно свисающей (рис. 176, б) или движущейся по направляющим роlikоопорам холостой ветвью. Рабочая ветвь ленточных наклонных элеваторов опирается на стационарные ролики, а рабочая ветвь цепных наклонных элеваторов может опираться как на стационарные ролики, так и на направляющие шины при наличии ходовых катков в цепи.

Элеваторы с *расставленными* ковшами применяют для транспортирования мелкофракционных грузов. Они имеют в качестве тягового элемента ленту или цепь (одноцепные и двухцепные). Загрузка ковшей этих элеваторов осуществляется зачерпыванием груза, просыпающегося в значительном количестве в башмак из-за наличия промежутков между ковшами. Элеваторы с расставленными ковшами часто выполняют быстроходными. Ковши таких элеваторов разгружаются преимущественно под действием центробежной силы, возникающей при обходе ковшами верхнего барабана (звездочки).

Основные параметры. Основными параметрами элеваторов являются производительность Q для насыпных грузов или Z – для штучных; высота элеватора H , измеряемая между центрами верхней и нижней звездочек (барабанов, блоков); скорость v гибкого тягового элемента; мощность P (кВт) приводного двигателя.

Преимущества и недостатки. Преимуществами элеваторов являются сохранность транспортируемого груза, простота конструкции, надежность при эксплуатации, возможность создания герметичного и звукоизолирующего кожуха, обеспечивающего защиту окружающей среды от пыли и шума, малые габаритные размеры в поперечном направлении, возможность подачи груза на значительную высоту (60...90 м и более до 200 м), большой диапазон производительности (5...500 м³/ч и до 1000 т/ч). К *недостаткам* относятся имеющие место отрывы ковшей при перегрузках и необходимость равномерной подачи груза.

Области применения. Элеваторы применяют во многих отраслях промышленности. На предприятиях пищевой промышленности их используют для транспортирования зерна, муки и других продуктов помола, химической промышленности и промышленности строительных материалов – для перемещения пылевидных, зернистых и кусковых грузов. Элеваторы транспортируют ящики, бочки, барабаны, мешки, детали машин. В крупных библиотеках их используют для подачи книг из книгохранилищ в читальные залы.

§2.4.2. Ковшовые элеваторы

Устройство. Для подъема насыпных грузов предназначены ковшовые элеваторы (см. рис. 176, а), имеющие тяговый элемент 5 (ленты или цепи), к которому прикреплены ковши 9. Лента приводится в движение барабаном 1 (а цепь звездочкой), соединенным муфтой с приводом 12. Необходимое прижатие ленты к барабану создается силой тяжести движущихся частей элеватора и транспортируемого груза, а также усилием натяжного устройства 7. Насыпной груз через загрузочный патрубок 8 засыпается в ковш или подается в нижнюю часть (башмак) элеватора и зачерпывается ковшами, поднимается вверх и выдается через разгрузочный патрубок, расположенный в головной части 2. В кожухе элеватора имеются люки 10 для осмотра и ремонта рабочих элементов.

Расположение загрузочного патрубка 8 на нижней части кожуха 4 может быть высоким и низким. Высокий патрубок имеет днище под углом 60° к горизонтали и предназначен для загрузки влажных плохосыпучих грузов. У низкого патрубка днище расположено под углом 45°, и через него подаются сухие хорошо сыпучие грузы.

Разгрузочные патрубки прикреплены к верхней части кожуха (головке) элеваторов и снабжены боковыми люками 3 для осмотра и очистки. Нижние кромки разгрузочного патрубка окантованы уголками, образующими фланец, к которому крепят самотечные трубы приемных устройств.

При перерыве в подаче электрического тока загруженное полотно с ковшами элеваторов, не имеющих предохранительных устройств, может переместиться вниз под действием силы тяжести груза, что в тяжелых элеваторах приводит к аварии. Для предотвращения этого применяют тормоза 11 и стопорные устройства. Закрытые колодочные тормоза выполняют электромагнитными или с гидротолкателями и устанавливают на входном валу редуктора 14, а остановы – непосредственно на валу приводного барабана (звездочки). *Применяют центробежно-храповые и роликовые остановы.*

К противоаварийным устройствам относятся также сигнализаторы завала грузочного патрубка транспортируемым грузом. Для предохранения элементов элеватора от поломок в случае застопоривания тягового элемента (завал приемной части грузом или попадание в ковши посторонних предметов вроде лома и т. п.) применяют срезные пальцы, встраиваемые в элементы привода.

Выпускаются ленточные и цепные элеваторы производительностью 3...70 т/ч. Ленточные элеваторы модели ЛГ-160 оснащены глубокими расставленными ковшами шириной 160 мм с шагом $a = 320$ мм и имеют производительность 8...13 т/ч. Ту же производительность дают цепные элеваторы модели ЦГ-160 с аналогичными ковшами вместимостью 1,1 л. Производительность соответствующих элеваторов с мелкими ковшами моделей ЛМ-160 и ЦМ-160 меньше *ни* 3...5 т/ч при тех же скоростях движения 0,8...1,6 м/с. Более мощные элеваторы моделей ЛГ-400 и ЦТ-400 обеспечивают производительность 52...70 т/ч при скорости 1...2 м/с; производительность аналогичных элеваторов с мелкими ковшами моделей ЛМ-400 и ЦМ-400 равна 36...50 т/ч.

В ГОСТ 10190 приведены параметры ковшовых элеваторов для зерна и муки (эти элеваторы носят название норий) производительностью 5...500 т/ч, используемых на зернохранилищах, а также на мукомольных, комбикормовых предприятиях при высоте подъема до 60 м и скорости ковшей до 4 м/с.

Способы наполнения и разгрузки. Существуют два способа наполнения ковшей: *зачерпыванием и насыпанием*. Процесс зачерпывания протекает при обходе ковшами нижнего барабана элеватора и создает дополнительную нагрузку на ковши и тяговый элемент. Силу сопротивления (Н) зачерпыванию определяют по эмпирической формуле

$$W_{зач} = qk_{зач},$$

где q – распределенная масса груза, кг/м; $k_{зач}$ – удельная работа зачерпывания, Н*м/кг, $k_{зач} = 1,25...2,5$ для мелкофракционных грузов (до мелкокусковых) и $k_{зач} = 17,5...4,0$ для среднекусковых грузов при скорости ковшей 1...1,25 м/с, причем меньшие значения $k_{зач}$ принимают для двухцепных элеваторов, а большие – для одноцепных и ленточных.

По способу разгрузки ковшей различают элеваторы с *центробежной, самотечной свободной и самотечной направленной разгрузкой*. Центробежную разгрузку применяют в быстроходных элеваторах. При обходе ковшами верхнего барабана (звездочек) происходит выбрасывание насыпного груза из ковшей под действием центробежной силы.

Центробежная разгрузка может быть как у наклонных, так и у вертикальных элеваторов. *Самотечную свободную разгрузку* применяют только в элеваторах, холостая ветвь которых наклонена (в наклонных элеваторах, комбинированных вертикально-наклонных или двухцепных элеваторах с отклоняющими звездочками, см. рис. 176, в). *Самотечная направленная разгрузка* (см. рис. 176, г) осуществляется

при помощи лотка, образованного торцевой стенкой с бортами впереди идущего опрокинутого, вплотную расположенного ковша. Эту разгрузку применяют в тихоходных элеваторах, которые могут быть как вертикальными, так и наклонными.

Тихоходные элеваторы с расставленными ковшами могут иметь только самотечную свободную разгрузку, а поэтому должны быть наклонными, хотя бы в верхней части. При использовании двухцепных элеваторов в зоне разгрузки необходимо устанавливать отклоняющие звездочки.

Элеваторы с сомкнутыми ковшами выполняют только тихоходными, они имеют самотечную направленную разгрузку, могут быть вертикальными и наклонными.

Ковши загружаются насыпанием. В качестве тяговых органов этих элеваторов обычно используют одну или две цепи, по можно применять и ленту.

Тяговые элементы. В качестве тягового элемента ленточных элеваторов используют *тканевую прорезиненную многопрокладочную ленту* (ГОСТ 20), реже *проволочно-сетчатую ленту*. В *цепных* элеваторах применяют *пластинчатые* (ГОСТ 588, с шагом 100...630 мм) и *круглозвенные сварные* (ГОСТ 2319) *цепи* из стали диаметром 16...28 мм с термической обработкой. В *вертикальных элеваторах* используют *втулочные и втулочно-роликовые цепи*, а в *наклонных элеваторах* – *втулочно-катковые*. Круглозвенные сварные цепи, а также специальные пластинчатые цепи с увеличенными зазорами (0,4...0,6 мм) между пальцем и втулкой применяют при транспортировании грузов, содержащих абразивную пыль или вызывающих коррозию деталей цепей.

Ковши. В элеваторах применяют ковши с *цилиндрическим днищем* (рис. 178, б), *остроугольные* или с *полукруглым днищем с бортами на торцевой стенке* (ГОСТ 2036) и *жалюзийные* (рис. 178, а).

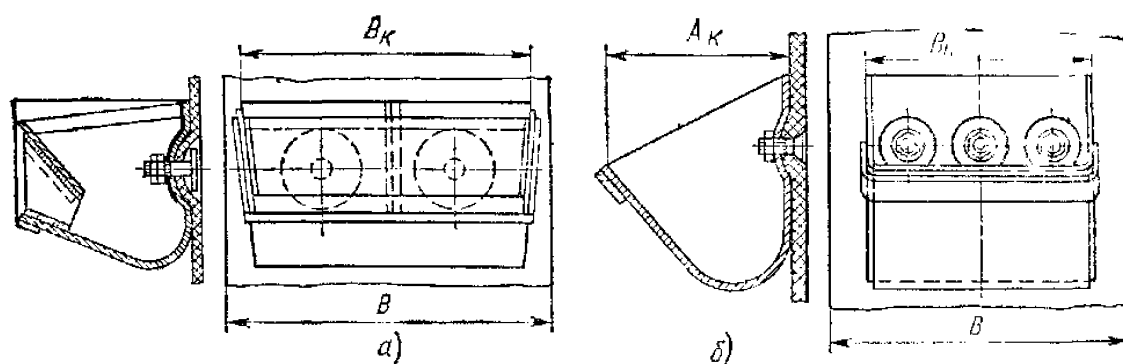


Рис. 178. Ковши:

а – жалюзийный; б – с цилиндрическим днищем

Ковши с *цилиндрическим днищем* бывают глубокие и мелкие. Глубокие ковши применяют для подъема сухих хорошо сыпучих грузов (песка, зерна и т.п.), а мелкие – для влажных плохо-сыпучих и слеживающихся грузов. *Остроугольные* и с *полукруглым днищем с бортами* ковши предназначены для тяжелых кусковых абразивных грузов. Ковши крепят к тяговым органам болтами и гайками, причем с лентой их соединяют специальными болтами с плоской головкой. Ковши изготовляют из листового металла толщиной до 6 мм или отливают из ковкого чугуна.

Привод. Привод ковшового элеватора состоит из электродвигателя 13 (см. рис. 176, а), редуктора 14 и муфт 15. Вал электродвигателя соединен с входным валом редуктора упругой муфтой, а выходной вал редуктора с приводным валом элеватора – зубчатой муфтой.

Приводные барабаны и звездочки ковшовых элеваторов расположены в верхней секции кожуха (головке). В исключительных случаях, когда привод элеватора невозможно разместить наверху, допустимо располагать приводные барабаны и в нижней части кожуха, но следует иметь в виду, что это ведет к увеличению натяжения гибкого органа и потерь в подшипниках.

Диаметр (мм) приводного барабана принимают в зависимости от скорости движения и способа разгрузки ковшей с учетом, рекомендуемого соотношения

$$D_6 = (125 \dots 150) i_{\text{п}},$$

где $i_{\text{п}}$ – число прокладок ленты.

Диаметр приводного барабана округляют до ближайшего большего или меньшего размера из ряда размеров барабанов по ГОСТ 22644. Числа z_0 зубьев звездочек выбирают из следующего ряда: 6, 8, 10, 12, 13, 14, 16, 20.

Натяжные устройства. В ковшовых элеваторах применяют *винтовые и пружинно-винтовые натяжные устройства*. Ход натяжного устройства 200...500 мм. Натяжные барабаны ленточных элеваторов выполняют с решетчатым ободом для предохранения от налипания на обод частиц насыпного груза. В ленточных ковшовых элеваторах применяют также *рычажно-грузовое натяжное устройство*, автоматически поддерживающее постоянное натяжение ленты, что важно при наличии фрикционного привода.

В двухцепных элеваторах одна из звездочек крепится на натяжной оси шпонкой, а вторая может свободно поворачиваться вокруг оси для самоустановки и компенсации неточностей изготовления и сборки комплекта приводного вала и цепей.

Направляющие шины. Направляющие шины 6 (см. рис. 176, а) крепят к кожуху наклонных и вертикальных элеваторов. В наклонных элеваторах они расположены по всей высоте и служат опорой катков цепей. По концам шины имеют приемные скругления, обеспечивающие плавный вход на них катков пластинчатой цепи. В вертикальных элеваторах направляющие шины выполнены в виде коротких отрезков и служат для ограничения поперечного раскачивания лент или цепей с ковшами.

Тема 2.5. Скребковые конвейеры

§2.5.1. Общие сведения

Принцип действия, разновидности. Скребковые конвейеры составляют значительную группу машин непрерывного транспорта, основанных на принципе волочения транспортируемого груза 1 (рис. 179) по желобу 2, плоскому настилу или подстилке из груза при помощи скребков 3, прикрепленных к тяговому элементу 4. В скребковых конвейерах реализовано несколько модификаций этого принципа (рис. 180), отличающихся по характеру взаимодействия скребкового полотна с грузом и конструкции скребков, желоба и тягового элемента.

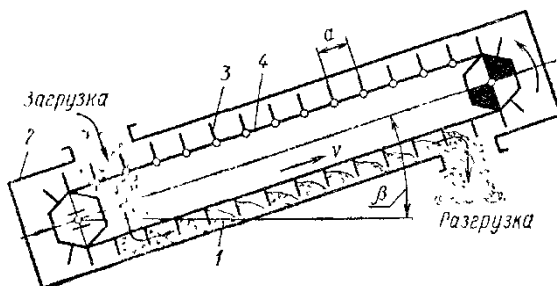


Рис. 179. Схема скребкового конвейера

При одной из них (рис. 180, а) груз δ перемещают сплошные прикрепленные к цепи 4 высокие скребки 1, опирающиеся катками 3 на направляющие 2. Высокими называют скребки высотой, равной высоте боковых стенок (бортов) желоба или превышающей ее. Груз при этом движется отдельными порциями перед каждым скребком. При перемещении происходит её трение о днище и боковые стенки желоба 5, перемешивание и измельчение, что связано со значительными затратами энергии. Высота порции груза, называемой телом волочения, в этом случае ограничена высотой борта желоба (которая меньше высоты скребков), так как с превышением ее груз пересыпается через борта. Конвейеры, выполненные по данной схеме, называют **конвейерами порционного волочения с высокими сплошными скребками**.

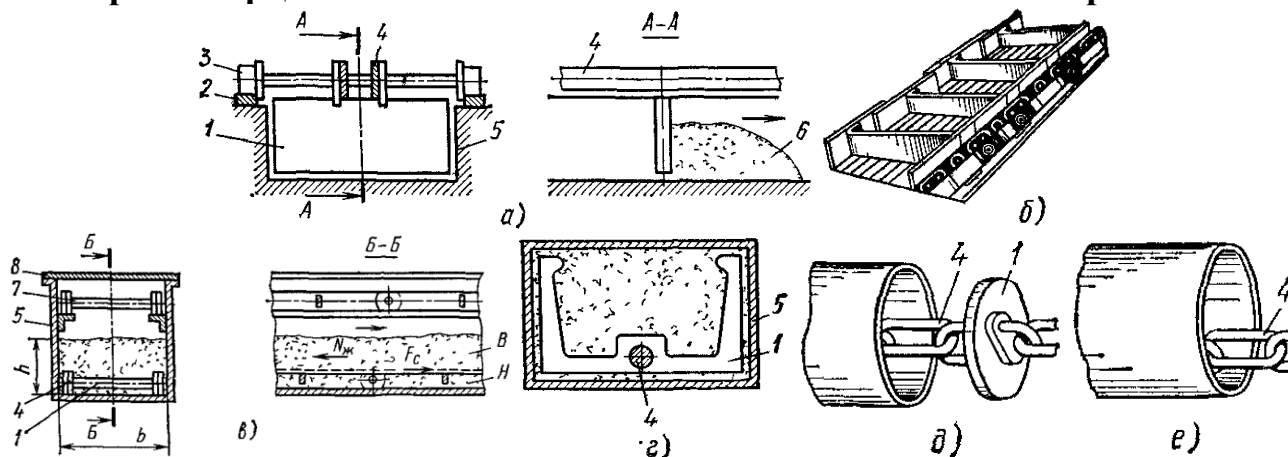


Рис. 180. Схема рабочих элементов скребковых конвейеров с кольцевым движением: а – с высокими сплошными скребками, б – со скребками с боковыми стенками; в – с низкими погруженными скребками; г – с контурными скребками, д – со скребками, перекрывающими сечение трубы; е – без скребков

К ним относятся и конвейеры, скребки которых снабжены вертикальными боковыми стенками (см. рис. 180, б), образующими подвижные борта, а желоб заменен плоским днищем. Груз перемещается отдельными порциями высотой, ограниченной высотой подвижных бортов. *Замена неподвижных бортов подвижными снижает силу сопротивления движению*, так как груз трется только о днище, уменьшаются его перемешивание и крошение, а также общие затраты энергии на перемещение. *Скребки вместе с боковыми стенками имеют форму ящичных без дна*. Поэтому конвейеры с такими скребками называют **ящичными** или **конвейерами с подвижными бортами**.

Применяются и низкие скребки 1 (рис. 180, в), высота которых в несколько раз меньше высоты бортов желоба 5. Груз образует сплошное тело волочения высотой, превышающей высоту скребка. Процесс сплошного волочения основан на том, что сила сцепления F_c верхнего свободного слоя В груза с нижним принудительно перемещаемым слоем Н, действующая на границе этих слоев, превышает сумму силы трения $N_{ж}$ верхнего свободного слоя о стенки желоба и усилия W_r , затрачиваемого на подъем или спуск (при движении вверх ставят знак «плюс», вниз – «минус») свободного слоя груза,

$$F_c \geq N_{ж} \pm W_r.$$

Иначе говоря, перемещение слоя груза, расположенного над цепью со скребками, в данном случае обеспечивается потому, что усилие продергивания скребкового полотна сквозь толщу груза оказывается больше силы сопротивления движению указанного слоя.

Конвейеры, основанные на этом принципе, называют **конвейерами сплошного волочения с низкими скребками**. Груз, перемещаемый ими, меньше подвержен перемешиванию и крошению, чем в конвейерах с высокими скребками. Груз засыпается в желоб через холостую ветвь 7 и отверстие в крышке 5.

Силу сцепления скребкового полотна с грузом можно увеличить, если скребкам придать форму, аналогичную контуру желоба (рис. 180, г). Это повышает волочащую способность скребкового полотна и позволяет выполнять конвейер крутонаклонным и вертикальным. Конвейеры, основанные на таком принципе, называют конвейерами сплошного волочения с контурными скребками.

Сила сцепления F_c (рис. 180, в) зависит от свойств транспортируемого груза: связности, скатываемости, угла естественного откоса. Использование низких и контурных скребков эффективно не для всех грузов. Наиболее универсальными являются конвейеры со **сплошными скребками** (рис. 180, д). Такой скребок, полностью перекрывая сечение желоба (обычно трубу), обеспечивает эффективное перемещение сыпучего груза независимо от указанных свойств, при заполнении им всего сечения желоба. Конвейеры с такими скребками называют **трубчатыми со сплошными скребками**.

Конвейеры малой производительности (до 5 т/ч) перемещают груз в трубе волочением круглозвенной цепью без скребков (рис. 180, е).

Тяговый орган конвейеров со скребками, показанными на рис. 180, а–д, совершает непрерывное поступательное движение.

Стремление сократить длину цепей или полностью освободиться от этих наиболее изнашиваемых частей конвейера привело к появлению принципов транспортирования, схематически показанных на рис. 181. По обеим схемам тяговый орган совершает возвратно-поступательные движения. По первой схеме (рис. 181, а) скребок 2 при движении вперед по ходу перемещения груза занимает перпендикулярное положение к тяговому элементу – штанге 1 и транспортирует порцию груза в заданном направлении; при движении назад скребок поворачивается, приближаясь к тяговому элементу, и свободно проходит сквозь груз. При повторном движении вперед скребок снова занимает перпендикулярное положение и увлекает соседнюю, следующую по ходу движения порцию груза. В конвейерах, выполненных по этой схеме, гибкий тяговый элемент на прямолинейных участках трассы может быть заменен полностью или частично штангами 1, к которым шарнирно прикреплены скребки. Такие конвейеры называют **штанговыми или штангово-скребковыми**.

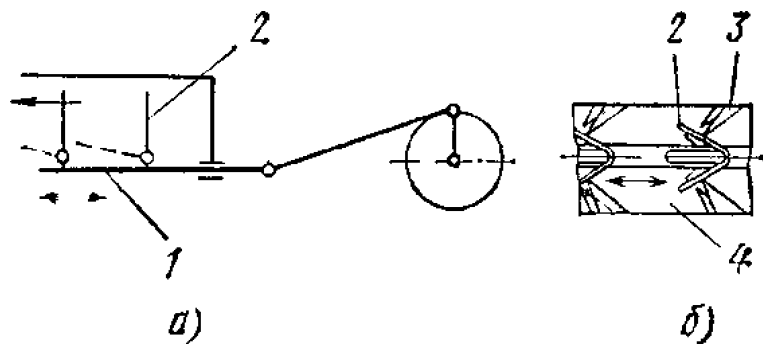


Рис. 181. Схемы скребковых конвейеров с тяговым элементом, совершающим возвратно-поступательное движение:
а – штангового; б – ершового

В штанговых конвейерах со сложными трассами гибкий элемент имеется только на поворотных (криволинейных) участках, что позволяет во много раз сократить длину цепей.

При транспортировании связных грузов, например витой металлической стружки, соломы, скребки при обратном ходе могут увлекать груз назад. Для удержания груза желоба 4 снабжают специальными устройствами – съемниками («ершами») 3, препятствующими его движению в обратном направлении (рис. 181, б). Аналогичную конструкцию имеют скребки 2, прикрепленные к штанге. Конвейеры, выполненные по этой схеме, называют **ершовыми**.

Скребковые конвейеры бывают стационарные, передвижные колесные, переносные, разборные, подвесные, поворотные и встроенные в машины.

В качестве гибких тяговых элементов в них в основном используют *цепи* (реже *канаты и ленты*). При цепном тяговом элементе шаг скребков кратен шагу цепи.

По конфигурации трассы скребковые конвейеры разделяют на *горизонтальные, наклонные, вертикальные и комбинированные* (с горизонтальными, вертикальными и наклонными участками). Их выполняют *с одной и с двумя* (верхней и нижней) *рабочими ветвями, одностороннего действия и реверсивными*. *По числу цепей* в тяговом элементе скребковые конвейеры бывают *одно-*(с одним цепным контуром), *двух-* (с двумя) и *трехцепные* (с тремя параллельными цепными контурами).

По расположению цепи в пространстве одноцепные конвейеры выполняют *вертикально замкнутыми* (с замыканием цепи в вертикальной плоскости) и *горизонтально замкнутыми*. *По конструкции желоба* они бывают *открытыми и закрытыми* (герметичными), в отдельных случаях могут *не иметь желоба* (скребковые погрузчики и разгрузчики с движением скребков по грузу).

Основные параметры. *Большие сопротивления движению и повышенный износ желоба, цепей и скребков* ограничивают скорость, длину и производительность скребковых конвейеров. Обычно их скорость составляет $0,16...0,4$ м/с и лишь в редких случаях (конвейеры для перемещения каменного угля и зерновых продуктов) достигает 1 м/с. Длина транспортирования, как правило, не превышает 100 м, в отдельных случаях (конвейеры для уборки навоза) достигает 200 м; производительность конвейеров колеблется в широких пределах: от нескольких тонн в час до 350 т/ч, в редких случаях – до 900 т/ч. Углы наклона трассы при обычной форме скребков могут достигать 40° , а в конвейерах с контурными скребками – 90° . Скребковые конвейеры по сравнению с ленточными и пластинчатыми имеют малую высоту сечения (высота горизонтально замкнутого конвейера почти равна высоте скребка).

Преимущества и недостатки. *Преимуществами* скребковых конвейеров являются простота конструкции, малая высота, безопасность, возможность транспортирования разнообразных грузов (хорошо сыпучих, связных, порошкообразных, острокромочных, химически активных и ядовитых, горячих и при низкой температуре) по сложным трассам без перегрузки; герметичность, отсутствие пыления, пожаро- и взрывоопасности, потерь и загрязнения груза; простота автоматизации загрузки и разгрузки во многих точках трассы.

К недостаткам можно отнести измельчение грузов (в меньшей степени у конвейеров сплошного волочения с низкими скребками), значительный расход энергии, повышенный износ движущихся частей и желобов (особенно при перемещении абразивных грузов), шум, создаваемый при трении груза и элементов

конвейера о желоб и направляющие, возможность образования заторов груза и заклинивания скребкового полотна в конвейерах с закрытым желобом.

Области применения. Скребковые конвейеры используют для транспортирования самых разнообразных грузов, как легкосыпучих, мелко-, средне- и крупнокусковых, так и связных. По универсальности применения они занимают одно из первых мест среди машин непрерывного транспорта, а по длине рабочего органа их общая протяженность приблизительно на порядок выше, чем ленточных.

Для крупно- и среднекусковых сыпучих и связных грузов используют конвейеры с открытым желобом, для мелкокусковых, зернистых и пылевидных – преимущественно закрытые герметичные.

Конвейеры порционного волочения с высокими скребками применяют в угольной и пищевой промышленности. Конвейеры сплошного волочения с низкими скребками и герметичными желобами используют в пищевой промышленности (транспортирование зерновых культур, муки, отрубей, комбикормов и их многочисленных ингредиентов), в химической промышленности (транспортирование карбида кальция, извести, горячего колчеданного огарка, гранулированной сажи, кальцинированной соды, удобрений, ядохимикатов и др.), в целлюлозно-бумажной и деревообрабатывающей промышленности (транспортирование серы, глинозема, молотой извести, мела, древесной щепы, опилок и др.), в металлургической промышленности (транспортирование бокситов, кокса, измельченной руды, концентратов и огарков цветных металлов и т. д.), в литейных цехах (транспортирование формовочной земли, пылевидной глины, песка), в *производстве строительных материалов* (транспортирование измельченной сухой глины, мелкого гравия, извести, мела, цемента, песка, молотого камня и др.), в энергетике (транспортирование мелкого угля, фрезерного торфа, каменноугольной пыли, золы, котельной пыли), на железнодорожном и водном транспорте (погрузочно-разгрузочные работы с зерном, удобрениями, мелким углем, песком и т. д.).

Передвижные конвейеры с низкими скребками и открытыми желобами широко применяют в горной промышленности для транспортирования полезных ископаемых в лавах и забоях.

Стационарные конвейеры с открытыми желобами используют для приготовления кормов и очистки помещений животноводческих ферм, для перемещения связных грузов (силоса, свекловичного жома, навоза и др.), вызывающих интенсивную коррозию деталей тягового элемента. В сельском хозяйстве широко применяют передвижные колесные скребковые конвейеры для погрузки картофеля, силоса, кукурузы в початках, мелких штучных грузов и т. п. Однако самыми распространенными являются скребковые конвейерные устройства, встроенные в различные сельскохозяйственные машины (комбайны, разбрасыватели органических и минеральных удобрений и т. д.). Меньшее распространение получили трубчатые и штанговые скребковые конвейеры. Их используют для подачи кормов (трубчатые), уборки навоза (штанговые), а также для уборки стружки (ершовые).

§2.5.2. Конвейеры с высокими и с погруженными скребками

Устройство и основные параметры порционного волочения с высокими сплошными скребками. На рис. 182 показаны конвейеры порционного волочения с высокими сплошными скребками. В конвейере с одной рабочей ветвью (рис. 182, а) груз перемещается по желобу 6, укрепленному на станине 5 вдоль нижней ветви вертикально замкнутой цепи 1. Цепь с консольно прикрепленными к ней скребками

2 опирается на катки 8, движущиеся по направляющим 9. Цепь приводится в движение от привода через звездочку 3. Ее предварительное натяжение создается натяжным устройством, воздействующим на звездочку 7. На нижнюю рабочую ветвь груз попадает сверху через свободное пространство между скребками верхней холостой ветви. Разгрузка производится из выпускных отверстий 4 в днище желоба, открываемых и закрываемых шиберными (плоскими) затворами.

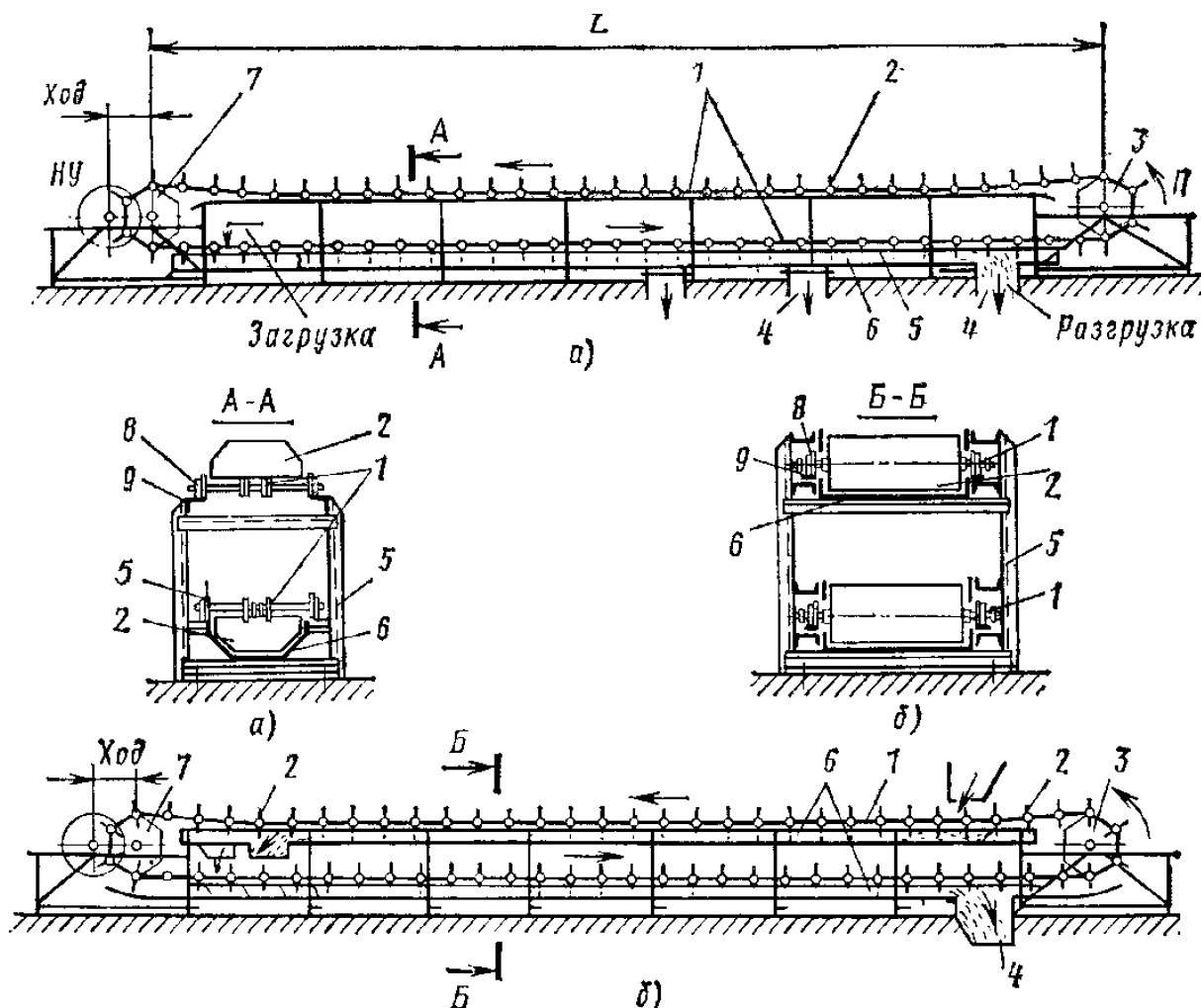


Рис. 182. Скребокковые конвейеры порционного волочения с высокими сплошными скребками: а – с открытым желобом и одной (нижней) рабочей ветвью; б – с открытым желобом и двумя рабочими ветвями; П – привод; НУ – натяжное устройство

В редко применяемых конвейерах с двумя рабочими ветвями (рис. 182, б) груз перемещается по верхнему и нижнему желобам в противоположных направлениях, показанных стрелками. Тяговый элемент такого конвейера состоит из двух параллельных вертикально замкнутых пластинчатых катковых цепей, к которым прикреплены скребки, расположенные симметрично относительно оси катков.

Конвейеры порционного волочения с высокими скребками изготовляют как с открытым (рис. 182, а, б), так и с закрытым желобом.

По типу, разработанному ВНИИПТмашем, предусмотрено изготовление девяти типоразмеров конвейеров с прямоугольными высокими скребками производительностью 30...630 м³/ч при скорости 0.5 м/с, ширине скребков 200...1200 мм, высоте 100 ...400 мм и шаге 315...800 мм.

В конвейерах применены четыре типоразмера тяговых пластинчатых катковых цепей (ГОСТ 588) с ребордными катками и шагом 160, 250, 315 и 400 мм.

Конвейеры предназначены для рядовых грузов с наибольшими размерами кусков 50...400 мм. При наибольших размерах кусков 50, 60 и 80 мм применены консольные скребки (соответственно шириной 200, 250 и 320 мм). Для конвейера с шириной скребка 400 мм используют консольные и симметричные скребки, с шириной 500 мм и более – ящичные. Конвейеры со скребками шириной 200...320 и 400...1200 мм имеют скорость соответственно 0,1...1 и 0,5...0,63 м/с. Угол наклона конвейера с нормальными скребками 30...40°, ящичных – до 50°.

Устройство и основные параметры конвейеров с погруженными скребками. Схемы конвейеров сплошного волочения (с погруженными скребками) показаны на рис. 183.

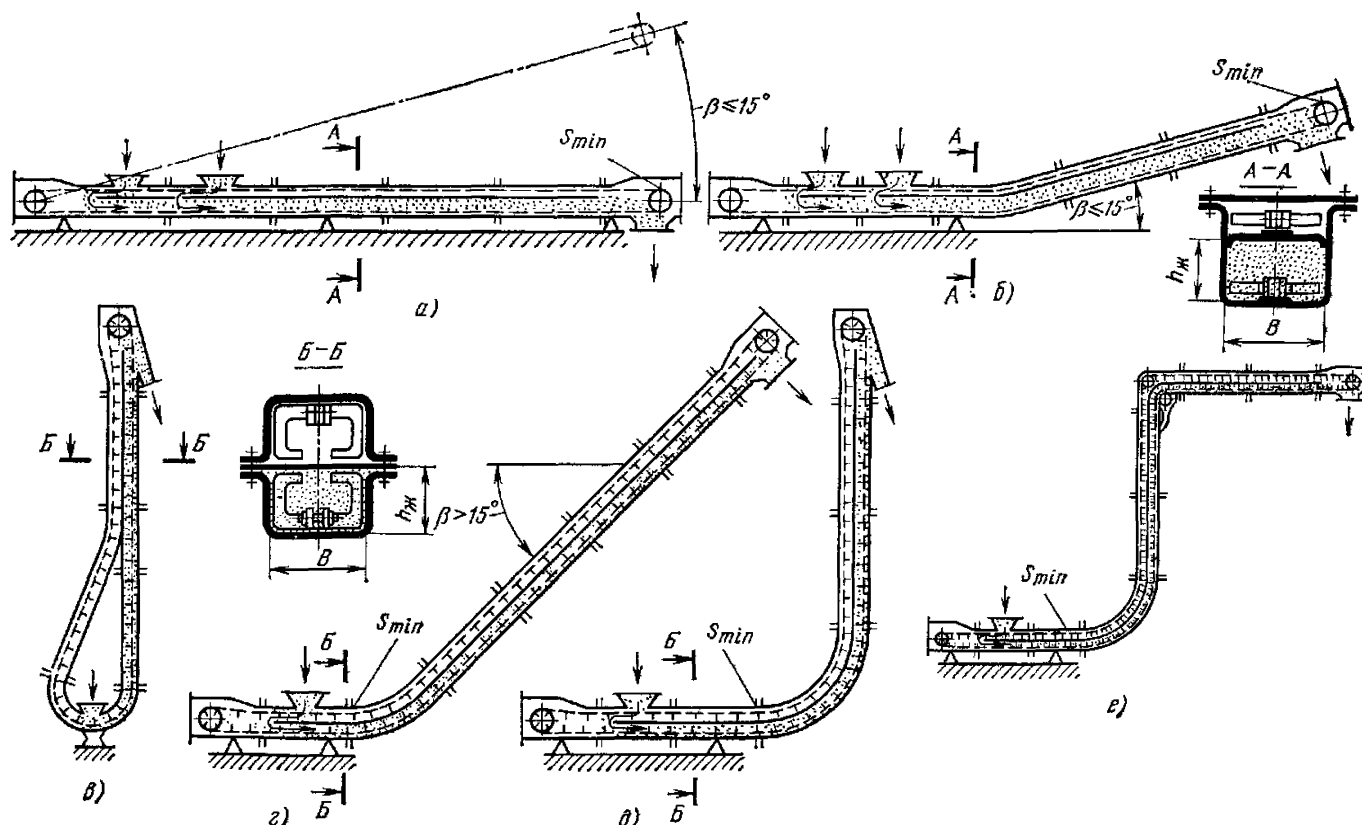


Рис. 183. Конвейеры сплошного волочения (с погруженными скребками):
а – горизонтальный; б – горизонтально-пологонаклонный; в – вертикальный; г – крутонаклонный;
д – L-образный; е – Z-образный

Горизонтальные и полого-наклонные с углом наклона до 15° (рис. 183, а), а также горизонтально-пологонаклонные (рис. 183, б) конвейеры выполняют с *низкими плоскими скребками*, а конвейеры с крутонаклонными и вертикальными участками трассы (рис. 183, в-е) с *контурными скребками*. Ширина B желоба конвейеров с плоскими скребками составляет 90, 125, 200, 320 и 400 мм; для конвейеров с контурными скребками ширина желоба B равна 125, 200 и 320 мм, а соответствующая ей высота желоба $h_{ж}$ составляет 90, 125 и 300 мм. Скорость конвейеров сплошного волочения 0,1...0,4 м/с. Конвейеры с желобом шириной до 320 мм включительно изготавливают одноцепными, более 320 мм – двухцепными.

Разработаны также специальные конвейеры сплошного волочения: с *плоскими скребками* для транспортирования гранулированной сажи на шинных заводах и горячих (450...700 °С) насыпных грузов (с водяной рубашкой, предназначенной для охлаждения груза, предотвращения коробления и прогорания рабочей поверхности желоба и одновременно охлаждающей груз в процессе транспортирования), а также с *контурными скребками* в герметичном и взрывобезопасном исполнениях.

Горизонтальные одноцепные конвейеры сплошного волочения с плоскими скребками для транспортирования зерна, отрубей, комбикормов и других сыпучих грузов. Основные параметры этих конвейеров: ширина желоба до 320 мм; скорость 0,4 м/с; производительность 25, 50 и 100 т/ч.

К самостоятельной группе относятся скребковые конвейеры с низкими скребками для подземного транспортирования угля. Они применяются в различных условиях и имеют ряд разновидностей: одноцепные вертикально замкнутые переносные разборные (рис. 184, а), горизонтально замкнутые (рис. 184, б), передвижные и др.

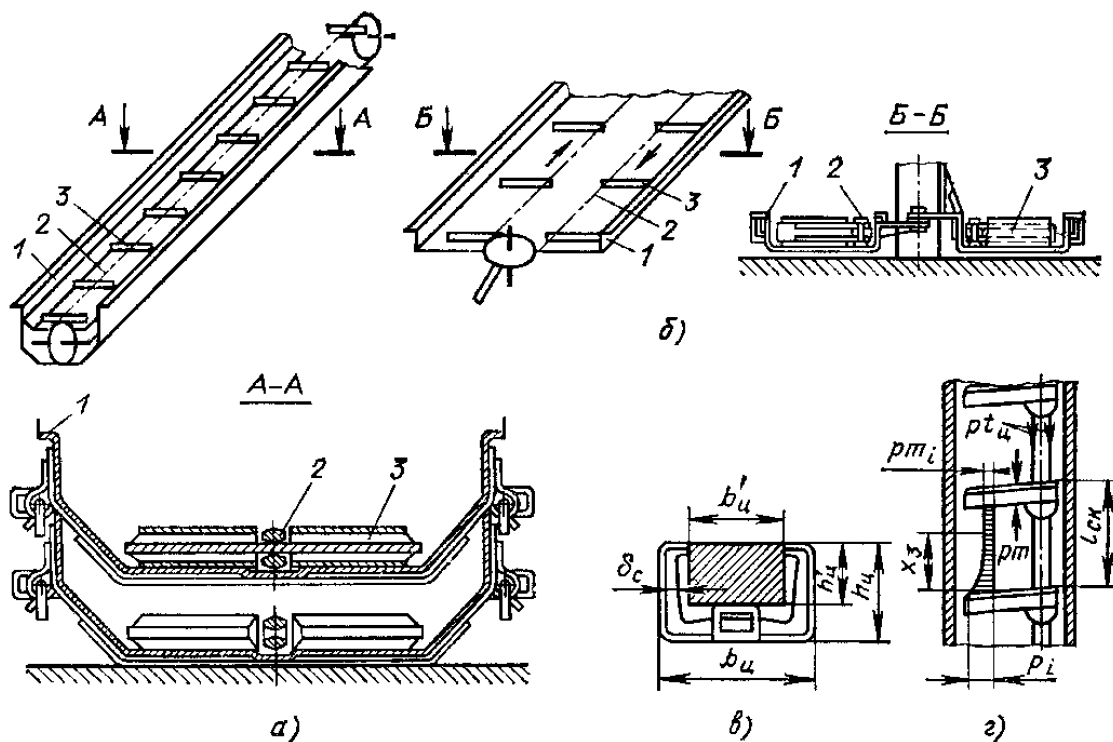


Рис. 184. Скребковые конвейеры для подземного транспортирования угля: а – переносной разборный одноцепной, вертикально замкнутый; б – горизонтально замкнутый; в – сечение желоба; г – схема расположения контурных скребков; 1 – желоб; 2 – цепь; 3 – скребок

Тема 2.6. Винтовые конвейеры

Устройство и основные параметры. По виду трассы различают горизонтальные, наклонные и вертикальные винтовые конвейеры. Горизонтальный конвейер (рис. 185, а) состоит из желоба 5, в котором вращается винт 3; вал винта поддерживается двумя концевыми подшипниками и промежуточными подвесными подшипниками 2. Привод конвейера включает электродвигатель 8, редуктор 7 и две муфты 6. При вращении винта в направлении стрелки на транспортируемый груз действуют поперечные составляющие сил давления винтовых лопастей на перемещаемый груз и сил трения этого груза о лопасти, в результате чего центр массы груза C смещается влево. Возникающий при этом момент силы тяжести груза относительно центра винта O препятствует дальнейшему вращательному движению груза, и последний перемещается вдоль оси конвейера в направлении транспортирования, как гайка вдоль винта, а затем высыпается из разгрузочного отверстия 4.

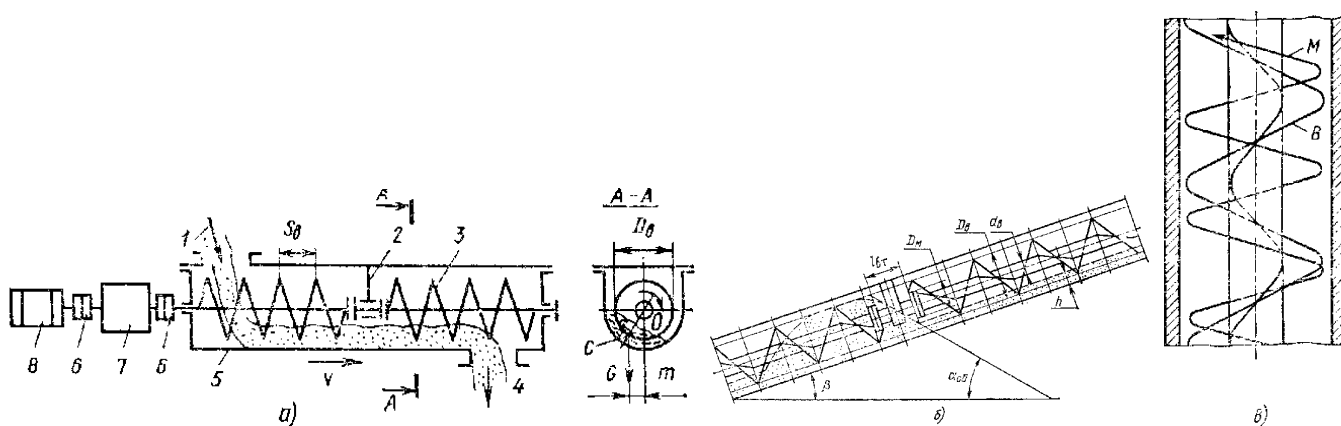


Рис. 185. Схемы винтовых конвейеров:

а – горизонтального; б – наклонного; в – вертикального

Наклонные винтовые конвейеры по значению угла наклона разделяют на *полого* и *крутонаклонные*. К пологонаклонным относятся конвейеры, угол β наклона которых (рис. 185, б) не превышает угол α_0 естественного откоса транспортируемого материала. Для крутонаклонных конвейеров $\beta > \alpha_0$.

Пологонаклонные конвейеры по конструкции и принципу действия подобны горизонтальным, а крутонаклонные – *вертикальным* (рис. 185, в). Винт вертикального конвейера расположен в вертикальной трубе и вращается с большой скоростью, увлекая при этом насыпной груз, подаваемый горизонтальным питателем. Центробежная сила, возникающая в материале, заполняющем вертикальную трубу, вследствие его вращения, прижимает его к стенкам трубы, в результате чего возникает тангенциальная сила трения, и материал под действием винта начинает совершать восходящее движение, как гайка. Траектория его представляет собой винтовую линию с малым шагом. Вертикальные винтовые конвейеры могут быть снабжены лопастными питателями.

Диаметр винта конвейера должен быть в 12 раз больше размера типичных кусков сортированных грузов и в 4 раза больше размера типичных кусков рядовых грузов. Если это условие не будет соблюдено, то возможно образование в зоне подвесных подшипников заторов, нарушающих нормальную работу конвейера.

Диаметр винта выбирают из ряда 100, 125, 150, 200, 250, 320, 400, 500 и 630 мм (ГОСТ 2037). Диаметр вала винта (мм)

$$d_{\text{в}} \approx 35 + 0,1D_{\text{в}},$$

где $D_{\text{в}}$ – диаметр винта, мм.

По числу спиралей винта различают конвейеры с *однозаходным* и с *многозаходным* винтами. При многозаходном (обычно двухзаходном) винте материал перемещается с большей скоростью чем при однозаходном, и соответственно производительность конвейера повышается.

По конструкции винта различают конвейеры со *сплошным ленточным*, *фасонным* и с *лопастным* винтами (рис. 186). Тип винта выбирают с учетом следующих соображений (рис. 187). Хорошо сыпучие материалы (цемент, мел, гипс, зола, сухой песок, гранулированный шлак) транспортируются сплошным винтом при коэффициенте наполнения желоба $\varepsilon = 0,3 \dots 0,45$ и частоте вращения винта 50...120 об/мин. Кусковые материалы (крупный гравий, песчаник, известняк, шлак негранулированный) перемещаются ленточным или лопастным винтом при коэффициенте наполнения $\varepsilon = 0,25 \dots 0,4$ и частоте вращения винта 40...100 об/мин. Тестообразные, слеживающиеся и мокрые материалы (мокрая глина, бетон, цементный раствор) транспортируются лопастным или фасонным винтом при

коэффициенте наполнения $\epsilon = 0,15...0,3$ и частоте вращения винта $80...60$ об/мин. Направление движения материала в желобе зависит от направления вращения винта и направления витков винта (рис. 188).

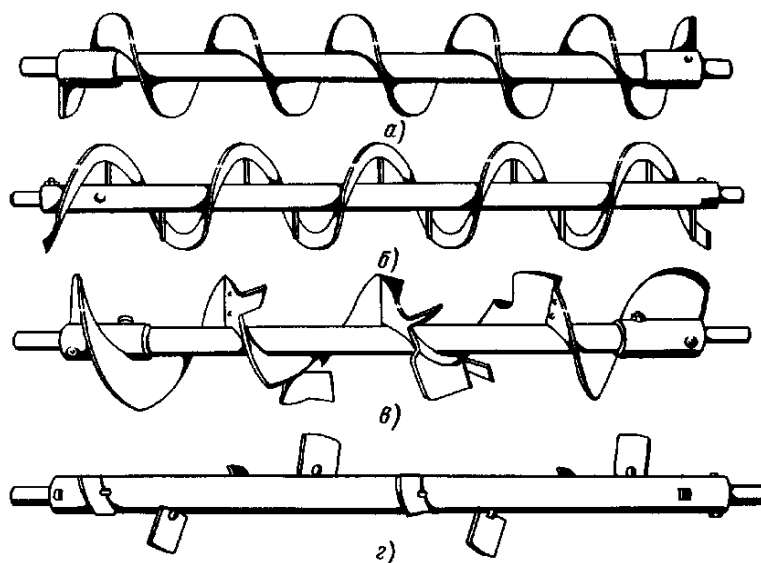


Рис. 186. Винты винтовых конвейеров:
 а – сплошной: б – ленточный: в – фасонный: г – лопастной

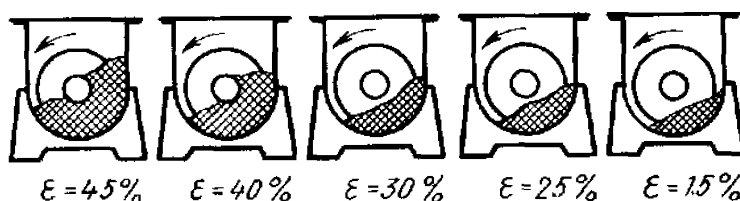


Рис. 187. Заполнение витка винта в зависимости от коэффициента наполнения желоба

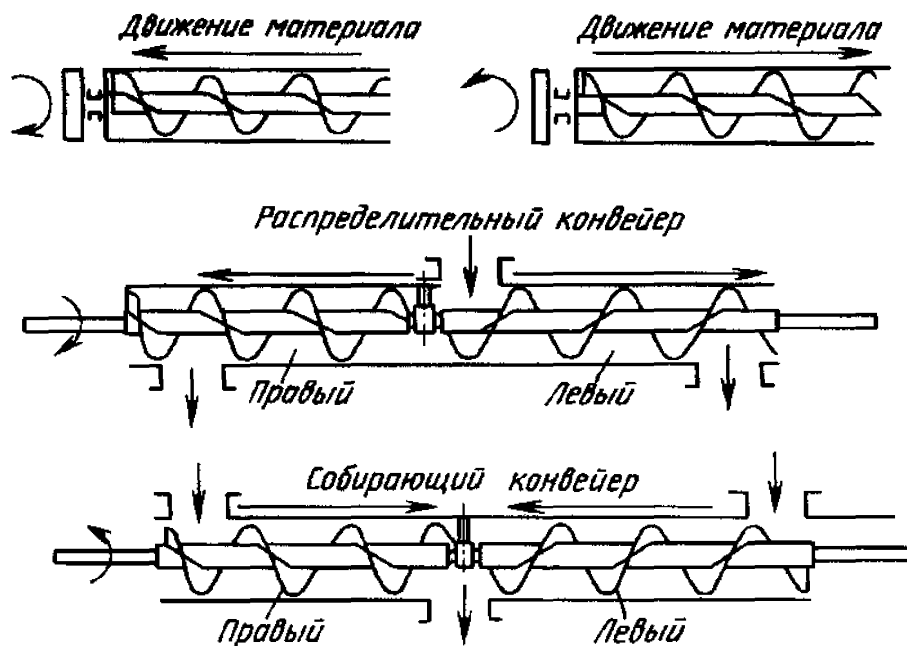


Рис. 188. Зависимость между направлениями вращения витков винта от движения материала

Разновидностью винтовых конвейеров являются *вращающиеся транспортирующие винтовые трубы*, которые применяют как технологическое оборудование заводов строительных материалов (обычно для сушки или охлаждения

материала). Это устройство представляет собой цилиндрическую круглую трубу с укрепленным на внутренней поверхности по винтовой линии гребнем.

Материал загружается с одного конца трубы и постепенно перемещается при ее вращении к другому концу, где и выгружается. Число оборотов трубы должно быть настолько малым, чтобы материал не вращался вместе с трубой. Длина трубы определяется необходимой длиной транспортирования для реализации технологической операции. Высота гребня $b = (0,2 \dots 0,3) D_T$ (где D_T – диаметр трубы). Коэффициент наполнения трубы $\varepsilon = 0,2 \dots 0,3$.

Шаг винта равен диаметру винта горизонтального конвейера и составляет 0,8 диаметра винта наклонных конвейеров, работающих на подъем. Меньшие значения шага принимают для абразивных грузов, имеющих значительный коэффициент трения о стенки желоба.

Длина горизонтальных винтовых конвейеров составляет обычно не более 60 м, хотя известны такие конвейеры длиной до 76 м. Вертикальные винтовые конвейеры имеют высоту до 20 м, в основном 5...10 м.

Производительность винтовых конвейеров в среднем 20...40 м³/ч, но при больших размерах винта может составлять до 100 м³/ч.

Двухвинтовые конвейеры для штучных грузов. Рабочими органами двухвинтовых конвейеров для штучных грузов являются два параллельных винта 1 (рис. 189), выполненных из труб с приваренными к ним винтовыми спиралями из проволоки, имеющими противоположную навивку.

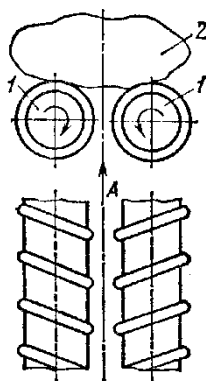


Рис. 189. Схема рабочих органов двухвинтового конвейера

При вращении винтов навстречу друг другу штучный груз 2 (мешки, ящики, поленья и т. п.) перемещается в направлении стрелки А. **Преимуществами** этих конвейеров являются *простота конструкции*, возможность изменения длины и конфигурации трассы (*гибкость*), *высокая производительность*, а **недостатками** – возможность *повреждения грузов* при наличии неровностей на поверхности винтов и *самопроизвольное сбрасывание* груза в неполюженном месте.

Параметры двухвинтовых конвейеров: расстояние между осями винтов 200...300 мм; диаметр наваренной проволоки 8...10 мм; длина секции 2,5...3 м.

Допустимый угол поворота одной секции относительно другой составляет 15° в горизонтальном и вертикальном направлениях.

Области применения, преимущества и недостатки. Винтовые конвейеры используют в химической, пищевой и других отраслях промышленности для перемещения преимущественно сухих хорошо сыпучих грузов (от пылевидных до мелкокусковых). Транспортирование абразивных материалов винтовыми конвейерами приводит к быстрому изнашиванию винта и желоба. Очень липкие

грузы нельзя транспортировать винтовыми конвейерами со сплошными винтами: они налипают на винт и вращаются вместе с ним, не перемещаясь вдоль желоба. Для перемещения глины применяют лопастные винты. Специальные винтовые конвейеры без подшипников с малыми зазорами между плавающим винтом и кожухом применяют для транспортирования металлической стружки.

Винтовые конвейеры не рекомендуются для перемещения грузов, крошение которых снижает их стоимость (например, кокс).

К **преимуществам** винтовых конвейеров относятся *надежность* в эксплуатации, *простое обслуживание*, *безопасность при транспортировании* ядовитых, пылящих материалов, *компактность*, *удобство загрузки и разгрузки*. *Недостатками* являются *повышенный расход энергии*, *крошение* транспортируемых грузов, *ограниченная длина* (как правило, до 60 м), недопустимость перегрузки при наличии подвесных подшипников, а также возможность образования заторов.

Элементы конвейеров. *Винт* конвейера выполнен *из трубы*, к которой приварены лопасти. В качестве опор винтов применяют подшипники *скольжения и качения*. Подшипники качения требуют надежных уплотнений.

Длина секции винта 2...4 м. Каждые две секции трубчатых винтов соединяют *коротким валом*

Одну из концевых опор винта снабжают упорным подшипником, воспринимающим продольное усилие. *Упорный подшипник* обычно устанавливают на разгрузочном конце конвейера так, чтобы винт работал *на растяжение*. Промежуточные подвесные подшипники устанавливают с шагом 1,5...3,5 м, снабжают смазочными трубками с шариковыми масленками.

Подвесные подшипники должны быть хорошо защищены от загрязнения, иметь малые длину и диаметр.

Желоб винтового конвейера изготавливают из *листовой* стали толщиной 3...6 мм. Для транспортирования абразивных и горячих (до + 200 С) грузов применяют желоба из чугуна, а для легких неабразивных грузов – из дерева с внутренней обшивкой листовой сталью.

Привод наклонных конвейеров выполняют с *конической передачей* для обеспечения горизонтального расположения редукторов, которое необходимо для правильного функционирования смазочной системы.

Загрузочное устройство состоит из *люка* в крышке желоба конвейера и *впускного патрубка*, обеспечивающего герметичность при переходе сыпучего материала в желоб конвейера из бункеров, других конвейеров или технологических машин (мельниц и т. п.).

Разгрузочные устройства выполняют в виде одного или нескольких отверстий в днище желоба, перекрываемых *шиберными затворами*. Таких отверстий может быть несколько для подачи транспортируемого материала в различные приемные пункты. Одиночное выпускное отверстие затвором не перекрывается.

Тема 2.7. Роликовые конвейеры

§2.7.1. Общие сведения

Роликовые конвейеры служат для транспортирования по горизонтали или под небольшим углом наклона штучных грузов с плоской опорной поверхностью или прямыми продольными ребрами, а также грузов различной формы на поддонах.

По способу действия роликовые конвейеры разделяют на приводные и

неприводные. На приводных конвейерах ролики приводят во вращение от двигателя, и они сообщают движение лежащим на них грузам. На неприводных конвейерах грузы перемещаются под действием непосредственно приложенной к ним движущей силы и, накатываясь на ролики, приводят их во вращение. В неприводных роликовых конвейерах, установленных с небольшим углом наклона в сторону движения, силой, движущей грузы, служит составляющая силы тяжести. Такие конвейеры называют гравитационными.

Роликовые конвейеры используют в качестве средства межоперационного внутрицехового транспорта, а также для погрузочно-разгрузочных и складских работ. Элементы роликовых конвейеров часто применяют в виде составных частей во многих погрузочных и перегрузочных устройствах, в пакетформирующих машинах, в технологических линиях на приеме и выдаче штучных грузов в сочетании с другими подъемно-транспортными машинами и технологическим оборудованием. При использовании неприводных роликовых конвейеров можно создавать склады подвижного хранения, различные по длине накопительные секции и другие устройства. Конвейеры могут составлять сложные транспортные системы, имеющие большую длину, многочисленные разветвления и пересечения трасс, прямолинейные и криволинейные секции, передающие и отборочные устройства, накопители, подъемные столы, а также другие элементы, служащие целям создания полной комплексной механизации и автоматизации производства.

Удобство примыкания (стыковки) роликовых конвейеров к грузоподъемным устройствам и другим видам машин непрерывного транспорта, к технологическому оборудованию, легкость изменения транспортирующих систем по конфигурации трасс, длине участков и типам используемых элементов открывают широкие перспективы применения этих конвейеров в гибких авто-

§2.7.2. Неприводные роликовые конвейеры

Устройство и основные параметры. Неприводные роликовые конвейеры выполняют стационарными (рис. 190, а–г), легкими передвижными на колесном ходу (рис. 190, д), раздвижными – с постоянными и изменяющимися шагами роликов (рис. 190, е) и переносными. В зависимости от вида груза применяют конвейеры различных исполнений. Для крупных тяжелых грузов используют сдвоенные конвейеры (см. рис. 190, б). Грузы цилиндрической формы (трубы, рулоны из полосовой стали и т. п.) целесообразно транспортировать на наклонных роликах (см. рис. 190, г).

Неприводные роликовые конвейеры могут иметь прямолинейные 7 (рис. 191, а), криволинейные 3 секции в одно- и двухрядном исполнениях, а на местах пересечения трасс вращающиеся 2 (см. рис. 191, а) роликовые и невращающиеся 5 (рис. 191, б) шариковые поворотные столы. Для сохранения цеховых проходов применяют откидные секции 4. На разветвлении трассы устанавливают механические стрелочные переводы 6 (рис. 191, в). На сходящихся под острым углом конвейерах во избежание столкновения грузов устанавливают распределительные устройства в виде колонки с поворотным двуплечим рычагом 7 (рис. 191, г).

Основным элементом неприводного конвейера чаще всего является цилиндрический ролик. Ролик (рис. 192, а) состоит из неподвижной оси 11, обечайки 10 с завальцованными втулками 8 и внутренними крышками 9. Ролик имеет радиальные шариковые подшипники 7, систему штампованных лабиринтных колец 2, 3, 4, запорных колец 5, 6. Конструкция ролика отличается технологичностью, невысокой стоимостью и удобством эксплуатации. Закладную смазку в подшипниках

заменяют через 8... 12 мес. Двухзаходное лабиринтное уплотнение обеспечивает надежную защиту подшипников, а отсутствие трущихся частей – малое сопротивление вращению. Самые распространенные цилиндрические ролики имеют обечайки из стальных бесшовных сварных труб с нормированными по ГОСТ 8324 параметрами (табл. 47). Для круглых (в сечении) грузов можно использовать желобчатые литые ролики (рис. 192, б).

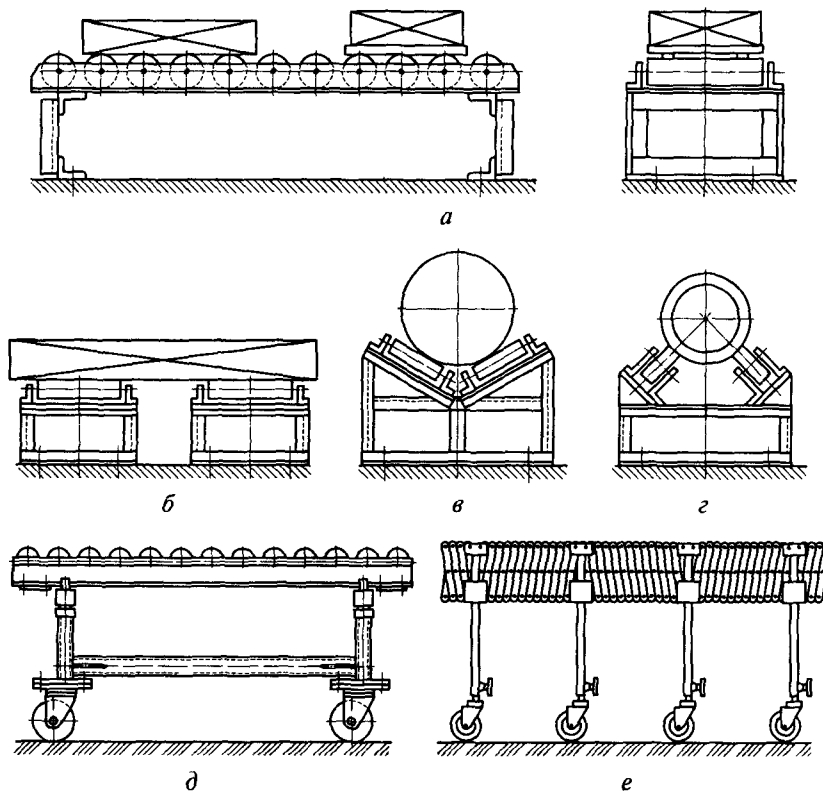


Рис. 190. Неприводные роликовые конвейеры:

а – однорядный, б – двоярный; в – двоярный с наклонными роликами, г – двоярный с дисковыми роликами; д – передвижной; е – передвижной раздвигающийся

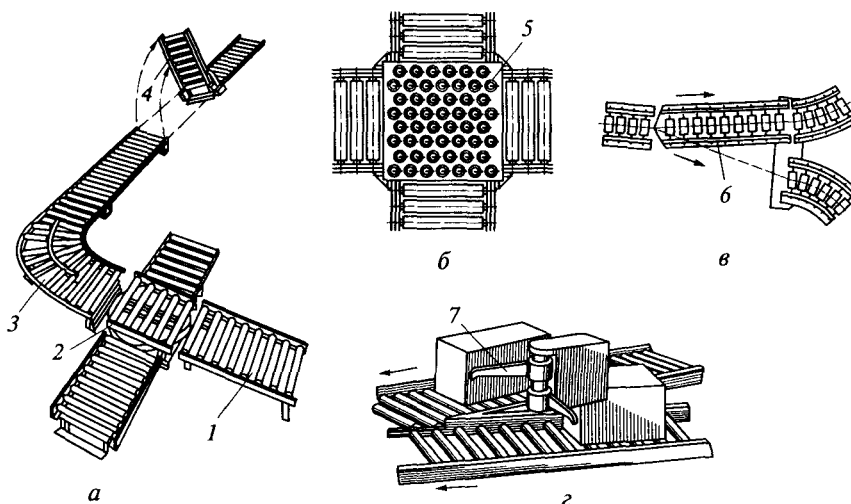


Рис. 191. Элементы трасс неприводных роликовых конвейеров:

а, б – пересечение трасс соответственно с вращающимся поворотным и шариковым столами; в – переводная стрелка; г – распределительное устройство; 1 – прямолинейная секция; 2 – вращающийся роликовый стол; 3 – криволинейная секция; 4 – откидная секция; 5 – шариковый стол; 6 – стрелочный перевод; 7 – распределительное устройство

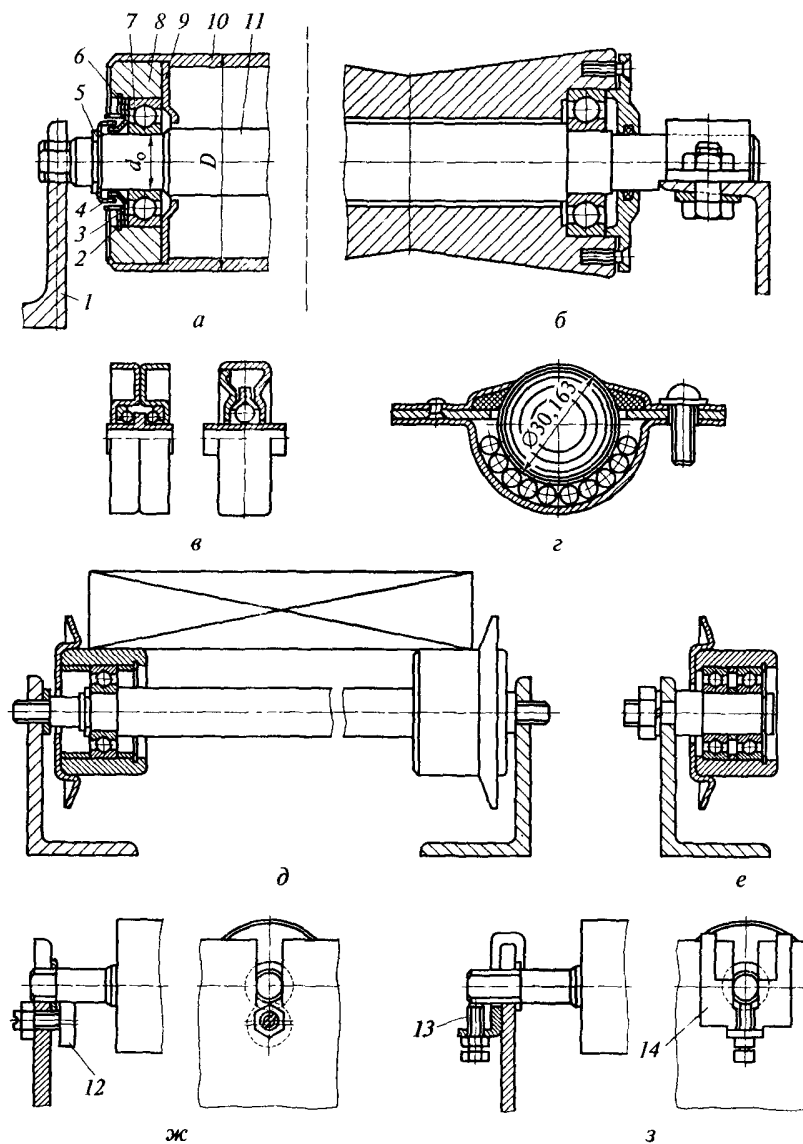


Рис. 192. Опорные элементы:

а – цилиндрический ролик; б – желобчатый ролик; в – дисковый ролик; г – шаровая опора; д, е – дисковый ролик с ребрами соответственно на сквозной оси и на полуоси; ж, з – ролик соответственно с эксцентриковым и винтовым выравнителями уровня; 1 – кронштейн; 2, 3, 4 – лабиринтные кольца; 5, 6 – запорные кольца; 7 – шариковый подшипник; 8 – втулка; 9 – крышка; 10 – обечайка; 11 – ось; 12, 13 – регулировочные винты; 14 – скоба

Табл. 47. Характеристики роликов

Параметр	Диаметр ролика, мм				
	40/42*	57/60	73/76	105/108	155/159
Диаметр конца оси, мм	10	12	5	22	42
Допустимая нагрузка на ролик при минимальной длине, кН	1	3	5	10	20
Длина ролика, мм	160...650	200...800	200...1 000	250...1 200	320...1 200
Масса одного ролика, кг, не более	1,1...3,5	2,1...5,3	3,2...11	8...30	19,2...46

* В числителе условной дроби указан диаметр обработанного ролика, в знаменателе — необработанного.

Во многих случаях вместо цилиндрических применяют дисковые ролики, устанавливаемые на специальных шарикоподшипниках на неподвижных осях. Такие ролики бывают разной конструкции, например с наружными и внутренними кольцами из пластмассы, с однорядным или двухрядным подшипником (рис. 192, в). Дисковые ролики имеют преимущества перед цилиндрическими; например, на криволинейных в плане конвейерах, при прохождении грузов диски на радиально расположенных осях вращаются с неодинаковой угловой скоростью (скорость с внешней стороны больше, чем с внутренней), и скольжение по ним грузов практически отсутствует. При грузах небольших размеров оси дисковых роликов, расположенных в шахматном порядке, могут устанавливаться ближе друг к другу, что обеспечивает более спокойный ход грузов. Для перемещения габаритных грузов используют дисковые ролики с ребрами (рис. 192, д, е).

На распределительных столах удобно применять вращающиеся в гнездах шары, установленные на мелких шариках (рис. 192, г). Шариковые столы позволяют передвигать груз с плоским основанием в любом направлении по горизонтали.

Для компенсации погрешностей сборки и изготовления роликов, связанной с выравниванием плоскости настила по высоте, можно применять ролики с выравнивающими элементами или компенсаторами. Существенной простотой отличается компенсатор (рис. 192, ж), состоящий из винта 12 с круглой эксцентрической головкой. Вращением винта обеспечивается вертикальное перемещение (до 2 мм) конца оси по прорези рамы. Высокая точность установки частично обеспечивается необходимостью изготовления в раме резьбовых отверстий. В другой конструкции (рис. 192, з) указанный недостаток устранен за счет использования скобы 14 и регулировочного винта 13. Компенсаторы несколько усложняют конструкцию роликового конвейера, но их применение позволяет получить высокую точность плоскости настила без повышения точности изготовления элементов самого конвейера.

Ролики конвейеров устанавливают на рамах, сваренных из стального проката или изготовленных в виде разборных конструкций, составленных из легких гнутых профилей. Гнутые профили могут быть снабжены универсальными элементами и иметь отверстия для стыковки секций, регулирования их по высоте и удобной установки осей роликов. Высота установки роликового настила от уровня пола зависит от места использования конвейера и соблюдения требований безопасности.

§2.7.3. Приводные роликовые конвейеры

Устройство конвейеров. В приводных роликовых конвейерах вращение от двигателя передают на все рабочие ролики. Эти конвейеры широко используют в прокатных цехах для транспортирования металла к прокатным станам, ножницам, пилам, правильным и охлаждающим устройствам, а также на склад готовой продукции. Большое распространение имеют приводные роликовые конвейеры на заводах, производящих резку и раскрой листового и профильного металла, на лесопильных и деревообделочных предприятиях при передаче бревен и досок от станка к станку и пр.

Достоинствами приводных роликовых конвейеров являются:
стабильность скорости движения груза;
возможность одновременной работы с различными ритмами;
удобство выполнения технологических и погрузочно-разгрузочных операций;
простота присоединения к технологическим машинам (прокатным станам,

гильотинным ножницам, пилам и др.);

возможность транспортирования тяжелых и горячих грузов;

невысокая энергоемкость.

Вместе с тем приводные конвейеры имеют более сложную конструкцию и повышенную стоимость по сравнению с неприводными конвейерами, а также конвейерами других типов.

По способу передачи на ролики движущей силы различают роликовые конвейеры с групповым и индивидуальным приводом. При групповом приводе движущая сила передается от одного двигателя, а при индивидуальном на каждый ролик имеется свой двигатель.

По конструктивному исполнению конвейеры с групповым приводом можно разделить на две группы: с приводом от передач и приводом от тягового элемента. Наибольшее распространение из первой группы получил привод с коническими зубчатыми колесами (рис. 193, а). В таких конвейерах ролики приводятся во вращение общим трансмиссионным валом 1 с коническими зубчатыми колесами 2. Ведомые конические колеса закреплены консольно на валу каждого ролика.

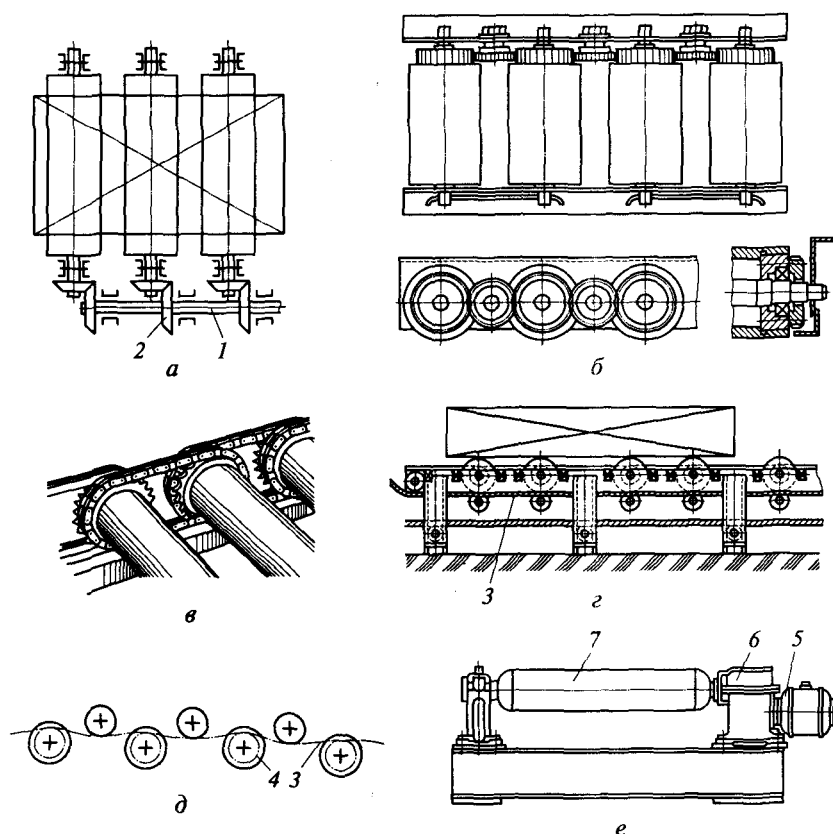


Рис. 193. Приводы роликовых конвейеров:

а – от конических зубчатых колес; б – от цилиндрических зубчатых колес; в – от цепных передач; г, д – от гибкого тягового элемента; е – от индивидуального привода; 1 – вал; 2 – зубчатое колесо; 3 – гибкий тяговый элемент; 4 – приводной элемент; 5 – электродвигатель; 6 – редуктор; 7 – ролик

Привод с цилиндрическими зубчатыми колесами (рис. 193, б) состоит из непрерывного ряда цилиндрических колес, половина которых закреплена на валах роликов, а вторая между ними на консольных осях, закрепленных на металлоконструкции конвейера. Промежуточные колеса необходимы для того, чтобы все ролики имели одинаковое направление вращения. Недостатком этой конструкции является неравномерная нагрузка на зубчатые колеса, что ведет к увеличению металлоемкости привода. Конвейеры с приводом от цилиндрических передач

применяют при малом шаге роликов, когда возникает необходимость непосредственной передачи движения от ролика к ролику.

На (рис. 193, в) показан привод роликов от цепной передачи, в которой приводная цепь соединяет два ролика через блок цепных звездочек, насаженных на вал ролика. Из-за сложности натяжения приводных цепей, неравномерности нагрузки по длине конвейера и малой скорости цепные приводы широкого применения не получили.

Схема привода роликов от тягового элемента показана на рис. 193, г, д. В таких конвейерах на вал ролика смонтирован приводной элемент 4, который взаимодействует с бесконечно замкнутым гибким тяговым элементом 3.

В качестве тягового элемента используют цепь, стальной проволочный канат, ремень, ленту, которые взаимодействуют с нижней стороной роликовых опор. Роликовые конвейеры с приводом от тягового элемента применяют при транспортировании легких грузов с малыми скоростями.

Особое место занимают конвейеры с индивидуальным приводом ролика, состоящим из электродвигателя 5 и редуктора 6 (рис. 193, е). Ролики 7 изготовляют из толстостенных труб или из кованных заготовок, рассчитанных на восприятие больших динамических нагрузок. Широкое распространение роликовые конвейеры с индивидуальным приводом получили в металлургии в прокатном производстве.

Тема 2.8. Оборудование для пневматического транспорта сыпучих материалов

Устройство, преимущества и недостатки. *Установки пневматического транспорта служат для перемещения насыпных и штучных грузов по трубам или желобам при помощи сжатого или разреженного воздуха.*

Установки для насыпных грузов могут перемещать пылевидные, порошкообразные, зернистые и кусковые материалы, а установки для единичных грузов предназначены для транспортирования по трубам почтовых отправок (пневматическая почта), различной производственной документации (накладные, бланки анализов и т. п.) и мелких грузов (например, пробы для анализа), уложенных в патроны. Разновидностью пневмотранспорта является *пневмоконтейнерный транспорт*, перемещающий насыпные грузы в контейнерах по трубопроводам большого диаметра.

Пневмотранспортные установки для насыпных грузов по принципу действия разделяют на транспортирующие груз *в потоке воздуха во взвешенном состоянии*; транспортирующие груз *методом аэрации*, т. е. насыщения воздухом сыпучего тела, приобретающего при этом свойства жидкости и текущего по наклонному желобу под действием силы тяжести; транспортирующие груз по методу *флюидизации*, когда насыщенный воздухом сыпучий материал приобретает высокую подвижность, обеспечивающую возможность перемещения его по трубам под действием давления воздуха. Последний вид пневматического перемещения груза называется также транспортированием *аэрированными потоками в плотной фазе*.

Установки, транспортирующие насыпной груз во взвешенном состоянии в потоке воздуха, разделяют на *всасывающие* (рис. 194, а), *нагнетательные* (рис. 194, б) и *смешанные* (рис. 194, в). Всасывающая установка состоит из сопла 2, засасывающего вместе с воздухом насыпной груз 1 из штабеля, и трубопровода 3, по которому груз потоком воздуха подается в отделитель 4, где частицы груза выпадают

из теряющего скорость воздуха и через шлюзовой затвор 7 подаются в приемный пункт.

Воздух, насыщенный пылью, из отделителя 4 поступает по трубопроводу 5 в фильтр 6, где очищается от пыли и отсасывается эксгаустером 8. Пыль удаляется из фильтра через шлюзовой затвор 7. *Всасывающие установки удобны там, где требуется забирать насыпной груз из нескольких пунктов и передавать его в один приемный пункт*, например, при выгрузке зерна из барж в приемный склад (несколько сопел засасывают зерно сразу из многих отсеков трюма).

Давление разреженного воздуха во всасывающих установках низкого вакуума – до 0,01 МПа, среднего вакуума до 0,02 МПа, высокого вакуума до 0,03 МПа.

Нагнетательная установка (рис. 194, б) имеет компрессор 9, подающий сжатый воздух через воздухосборник и влагоотделитель в транспортный трубопровод 3, который принимает насыпной груз из питателя 10. Далее груз увлекается потоком сжатого воздуха по транспортному трубопроводу, который может иметь разветвления для одновременной подачи груза в различные приемные пункты. В конце каждого ответвления находится разгрузочный комплекс, состоящий из отделителя 4, фильтра и шлюзового затвора 7. *Нагнетательные установки удобны тогда, когда груз, получаемый из одного пункта, нужно распределять по нескольким приемным точкам.* Нагнетательные установки бывают высокого давления (0,3...0,4 МПа и редко до 0,6 МПа), среднего (0,2...0,3 МПа) и низкого (0,15...0,2 МПа).

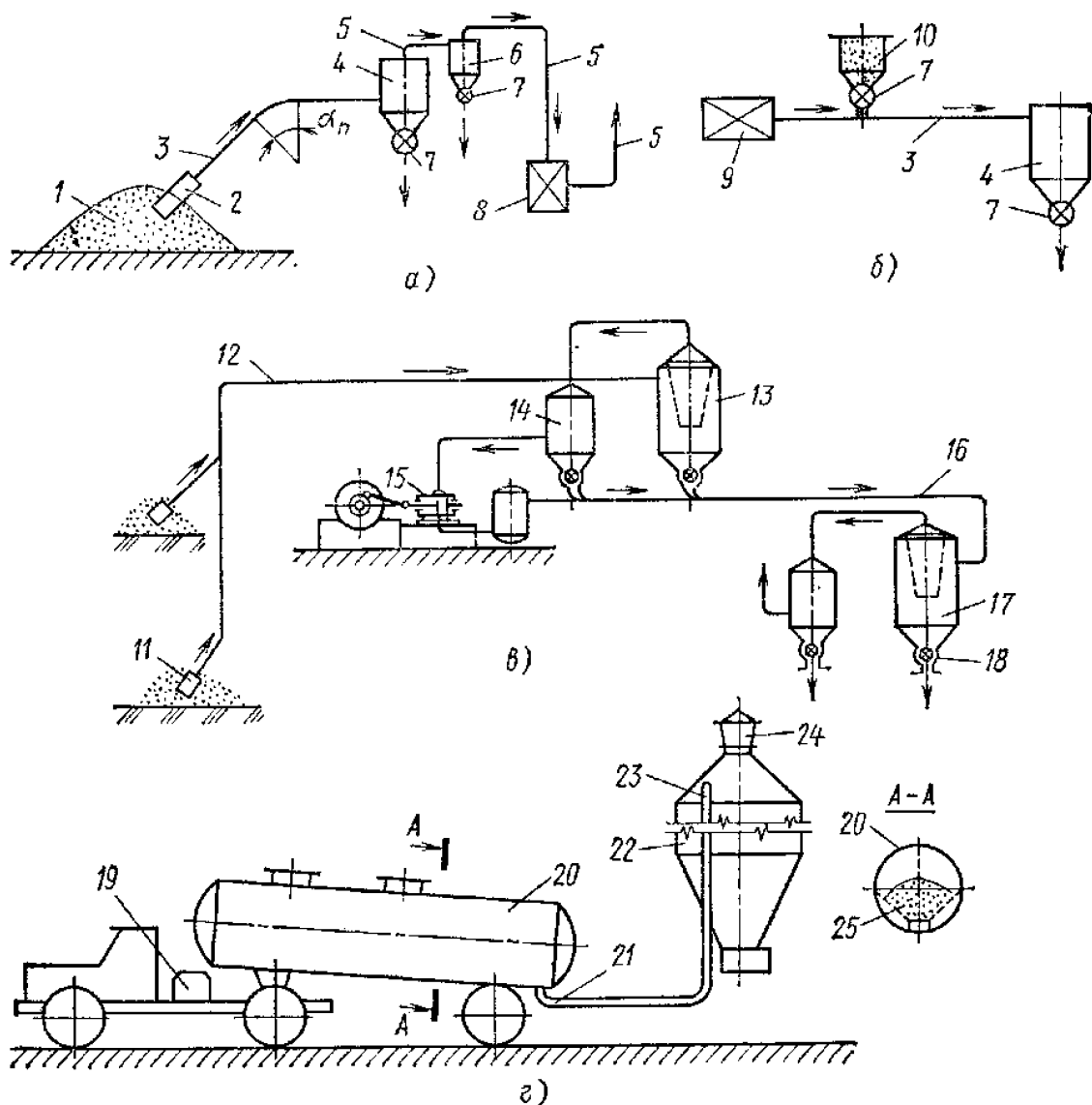


Рис. 194. Пневмотранспортные установки:

а – всасывающая; б – нагнетательная; в – смешанная; г – схема цементовоза и приёмного бункера

Описанная выше схема относится к установкам среднего давления. В них допустимо применение *барабанных питателей* (с ротационным затвором). В нагнетательных установках высокого давления для ввода материала в трубопровод применяют камерные питатели.

Установка смешанного типа (рис. 194, в) включает всасывающий 12 и нагнетательный 16 трубопроводы. Насыпной груз, засасываемый соплом 11, поступает по трубопроводу 12 в отделитель 13, который одновременно служит питателем для нагнетательного трубопровода 16. Воздух из отделителя 13, прошедший через фильтр 14, подается компрессором 15 в нагнетательный трубопровод 16. Насыпной груз выпадает из воздуха в отделителе 17 и подается в пункт приемки через шлюзовой затвор 18.

Установки смешанного типа забирают груз из нескольких загрузочных мест и подают одновременно в несколько пунктов.

Пневмотранспортную установку, перемещающую насыпной груз с высокой концентрацией смеси (в плотной фазе), используют в цементовозе (рис. 194, г). В нижней части цистерны 20 установлены пористые перегородки 25, на которых лежит перевозимый цемент. Воздуходувка 19 подает в цистерну сжатый воздух, который, проходя через пористые перегородки, аэрирует цемент и приводит его в состояние флюидизации (псевдооживления), в результате чего цемент под давлением расположенного над ним воздуха начинает вытекать из разгрузочного патрубка 21 и по трубопроводу 23 выгружается в приемный бункер 22. Воздух, освободившийся от цемента, выходит из бункера 22 через фильтр 24.

Для разгрузки вагонов и судов применяют самоходные и плавучие *перегрузчики*. Такие машины используют, например, для выгрузки цемента и зерна.

Преимущества установок пневматического транспорта заключаются в *компактности* трубопроводов, *герметичности*, возможности полной *автоматизации процесса* перемещения грузов, *высокой надежности*, *простоте эксплуатации*. К их **недостаткам** относятся *высокий расход энергии* (в 10...15 раз больше, чем, например, у ленточных конвейеров); *интенсивное изнашивание оборудования* при транспортировании абразивных материалов; *непригодность для транспортирования вязких грузов* (липких, влажных).

Основными элементами пневмотранспортных установок являются загрузочные устройства (питатели, сопла), затворы, фильтры, разгрузочные устройства (циклоны, воздухоотделители), трубопроводы, ресиверы, маслоотделители.

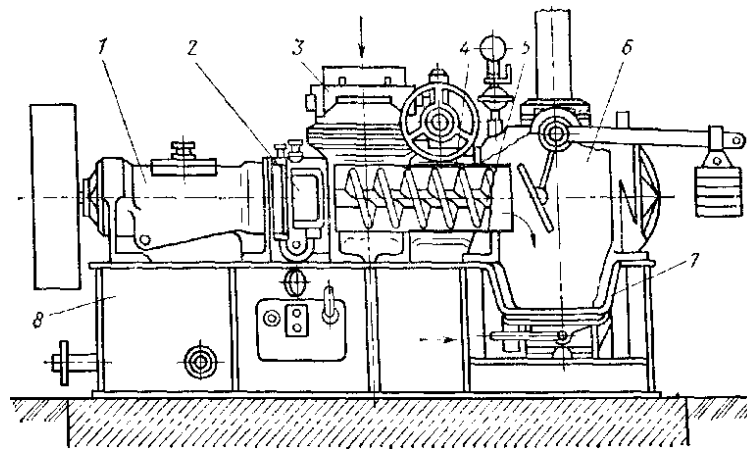


Рис. 195. Винтовой питатель

Питатели. Питатели предназначены для подачи сыпучего материала в транспортный трубопровод. Они бывают винтовые и камерные. Схема винтового питателя показана на рис. 195. Корпус 3 питателя присоединен к горловине бункера (на схеме не показан), а внутри корпуса во втулке 4 смонтирован винт 5 с переменным шагом, вращающийся с частотой 1000 об/мин. При плавно уменьшающемся шаге винта 5 обеспечивается уплотнение подаваемого материала, препятствующее проникновению сжатого воздуха в полость бункера. Опорная часть 1 питателя с уплотнением 2 установлена на раме 8.

В смесительную камеру 6 вместе с транспортируемым материалом поступает сжатый воздух, который с большой скоростью вытекает из форсунок, захватывает частицы груза и уносит их в трубопровод. Груз аэрируется при помощи пористой плитки 7. Концентрация смеси груза с воздухом регулируется клапаном при помощи рычага, несущего противовес.

Давление воздуха в смесительной камере 0,18...0,25 МПа.

Камерные питатели разделяют на одно- и двухкамерные. У однокамерного питателя, работающего с подачей воздуха вверх, транспортный трубопровод расположен вертикально по оси камеры. В нижней конической части камеры размещены пористые плитки, через которые проходит сжатый воздух, аэрируя нижние слои лежащего в камере груза. Аэрированный материал под давлением воздуха поступает в трубопровод и перемещается по нему вверх.

Камерные питатели не имеют вращающихся в сыпучей среде деталей и поэтому могут применяться при транспортировании *абразивных материалов*. Недостатком однокамерных питателей является то, что их необходимо периодически *выключать* для заполнения транспортируемым материалом. Этот недостаток в значительно меньшей степени проявляется в двухкамерных питателях, состоящих из двух спаренных камер, каждая из которых автоматически поочередно заполняется грузом во время рабочей части цикла соседней камеры.

Сопла. Для подачи насыпного груза в трубопровод всасывающих пневмотранспортных установок применяют стационарные и переносные сопла. Сопло состоит из наружной и внутренней труб. Трубы соединены регулировочными винтами и гайками, посредством которых можно регулировать ширину щели, предназначенной для впуска воздуха во внутреннюю трубу из кольцевой полости наружной трубы. Сопло устанавливается на поверхности штабеля сыпучего материала нижним коническим раструбом и под действием собственной массы погружается на некоторую глубину. Входящий с большой скоростью через кольцевую щель воздух разрыхляет поверхностные части груза в коническом

раструбе и увлекает их по трубе в транспортный трубопровод. Всасывающие сопла выполняют диаметром 45...180 и длиной 800...1200 мм; толщина стенок труб 1,5...2 мм.

Затворы. Затворы предназначены для выпуска сыпучих материалов из разгружаемых емкостей, давление в которых меньше, чем в трубопроводах или в емкостях, принимающих материал, и для предотвращения прорыва воздуха с повышенным давлением в разгружаемую емкость. Рабочим органом ротационного затвора (рис. 196) служит многокамерный барабан 4, плотно посаженный в корпусе 3 и вращающийся при помощи вала 2, опирающегося на фланцы 1. Сыпучий материал поступает сверху в шлюзовые камеры барабана, перемещается ими вниз и высыпается в приемный трубопровод. Опорожнившиеся камеры заполняются воздухом под повышенным давлением, который затем поступает в подающую груз емкость, а из нее уходит через фильтр в атмосферу.

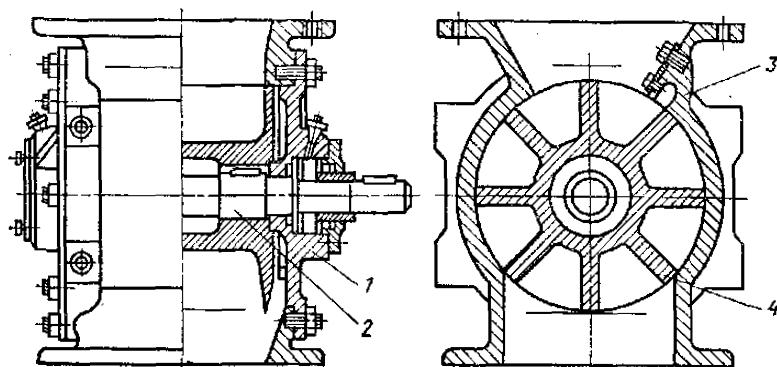


Рис. 196. Ротационный затвор

Описанный затвор называется **ротационным**. Недостатком его является *интенсивное изнашивание при транспортировании абразивных материалов* из-за наличия вращающихся деталей, соприкасающихся с абразивной средой.

Камерные шлюзовые затворы не имеют вращающихся частей, поэтому более износостойки. Они состоят из верхней и нижней камер и двух клапанов. Если выпускное отверстие верхней камеры закрыто, а нижнее открыто, то груз высыпается из нижней камеры в приемный трубопровод. Верхняя камера в это время заполняется транспортируемым материалом. После того как закончатся процессы опорожнения нижней камеры и заполнения верхней, клапаны переключаются, сначала закрывается нижний клапан, затем открывается верхний и нижняя камера загружается сыпучим материалом. *Камерные затворы работают циклически* (периоды подачи груза сменяются паузами), что *снижает их пропускную способность* и является недостатком, который может быть устранен применением спаренных двухкамерных затворов. В последних режим работы одного затвора смещен на полцикла относительно режима второго.

Фильтры. Применяемые в пневмотранспортных установках фильтры предназначены для *очистки воздуха от пылевидных частиц насыпного груза*. Их разделяют на *сухие и мокрые* (рис. 197). Сухой фильтр состоит из тканевых рукавов, через стенки которых проходит запыленный воздух (стрелка внизу на рис. 195, а показывает место входа пыльного воздуха). Очищенный воздух уходит из фильтра по патрубку. Пыль, скопившаяся внутри рукавов, стряхивается специальным механизмом на дно фильтра и периодически удаляется.

Мокрый фильтр (рис. 197, б) состоит из резервуара 7 с водой, выпускного патрубка 6 для пыльного воздуха (на схеме расположен вертикально) и выпускного 5

для чистого воздуха. Стрелками показано направление движения пыльного воздуха. Пузырьки воздуха, перемещаясь в воде и проходя через решетку 1, очищаются от пыли.

Резервуар 7 заполняется водой через трубопровод 3. Вода сливается по трубопроводу 8. На резервуаре 7 установлены водомерное стекло 2 и вакуумметр 4.

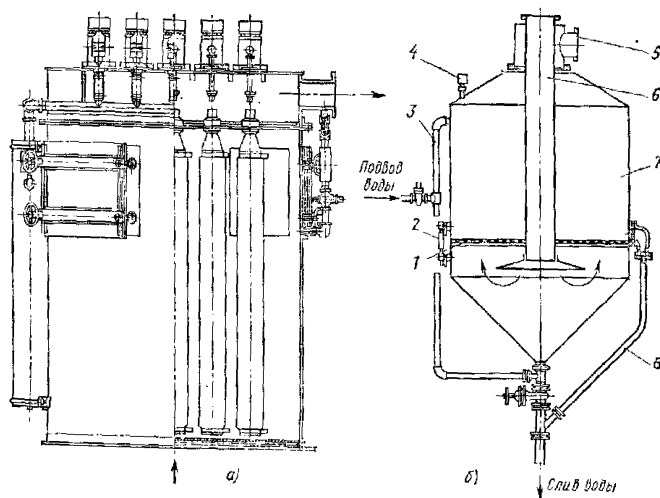


Рис. 197. Фильтры:
а – сухой; б – мокрый

Отделители. Для отделения транспортируемого груза от воздуха применяют отделители с внутренними направляющими поверхностями и циклонные. Первый состоит из корпуса, внутри которого смонтированы направляющие из листовой стали, замедляющие движение грузо-воздушной смеси. Наиболее крупные фракции насыпного груза выпадают первыми и выгружаются через нижний патрубок. Воздух, содержащий более мелкие фракции, поднимается вверх, и частицы поступают во встроенный конический бункер отделителя, откуда отводятся по коническому патрубку. Воздух, содержащий только пылевидные фракции, выходит через верхний патрубок и направляется на фильтр для окончательной очистки.

Циклонный отделитель для пылевидных грузов показан на рис. 198. Грузоведущая смесь поступает через патрубок по касательной к внутренней поверхности корпуса разгрузателя и приобретает вращательное движение. Центробежные силы отбрасывают частицы груза к периферии корпуса, где они тормозятся силами трения и падают вниз, выгружаясь через выпускное отверстие. Освобожденный от груза воздух выходит через верхний патрубок.

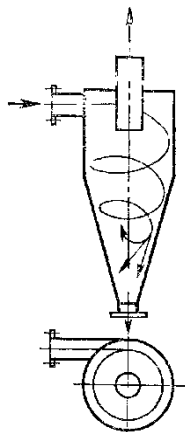


Рис. 198. Схема циклонного отделителя

Трубопроводы. Транспортные трубопроводы изготавливают из *листовой стали* толщиной 0,6...3 мм или из цельнотянутых стальных труб диаметром 50...300 мм с толщиной стенок 1...12 мм, причем толстостенные трубы (10...12 мм) применяют при транспортировании абразивных материалов для компенсации износа. При транспортировании неабразивных материалов применяют трубы из *пластмассы*.

Для снижения абразивного износа скорость движения воздуха должна быть минимально возможной из условий бесперебойного транспортирования. В качестве трубопроводов используют также гибкие шланги, например, для присоединения сопла, в судо-разгрузочных установках. Ресиверы применяют для выравнивания давления воздуха, подаваемого воздуходувными машинами с возвратно-поступательным движением поршня. Они представляют собой емкости, включаемые в воздухопровод. В систему трубопроводов входят маслоотделители, очищающие воздух от попавших в него капель масла, например, из воздуходувных машин.

Воздуходувные машины. Воздуходувные машины разделяют на *центробежные и поршневые*. К первым относят *вентиляторы и турбомашин*, а ко вторым – *ротационные* (водокольцевые насосы, с радиальными подвижными пластинами, коловратные) машины и машины с поступательно движущимися поршнями.

Работа вентиляторов и турбомашин основана на действии центробежных сил, при котором кинетическая энергия воздуха превращается в потенциальную энергию давления, а поршневых машин – на принципе выжимания воздуха поршнями. Наиболее простыми по конструкции являются водокольцевые насосы, но они имеют малый КПД (0,4...0,45).

Тема 2.9. Вспомогательное оборудование транспортирующих установок

§2.9.1. Гравитационные устройства

Спуски и скаты. Спуски и скаты применяют для перемещения штучных грузов под действием силы тяжести. Если штучный груз массой $m_{гр}$ скользит с коэффициентом трения f по наклонной плоскости под углом β (рис. 199, а), то скорость v_k в конце спуска определяется из условия, что работа силы тяжести груза равна работе, затраченной на трение груза о поверхность спуска и приращение кинетической энергии

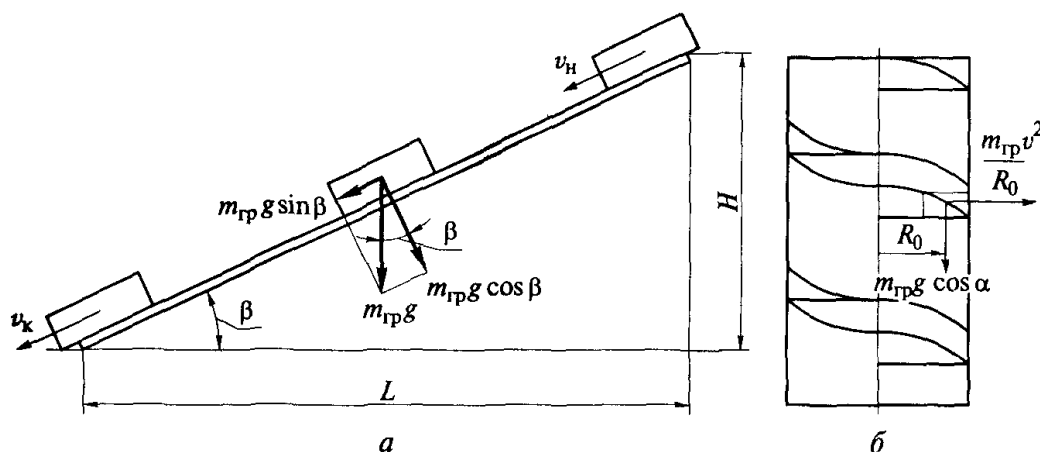


Рис. 199. Схемы к расчету скорости на гравитационном спуске: а – на наклонном; б – на винтовом; $m_{гр}$ – масса груза; v_n, v_k – соответственно начальная и конечная скорости на наклонном спуске; v – скорость на винтовом спуске; L, H – проекции наклонного спуска соответственно на горизонтальную и вертикальную плоскости; α – угол наклона винтового спуска на радиусе R_0 ; β – угол наклона спуска

Желоба и трубы. Движение сыпучего груза по желобам и трубам сопровождается сопротивлениями от трения материала о стенки, от трения частиц между собой и воздушной среды. Сопротивление воздушной среды достигает заметной величины при транспортировании груза под углом, близким к 90° . При углах наклона меньше 50° это сопротивление незначительно и его можно не учитывать.

Движение груза по желобу называется связанным, если он движется без внутреннего перемещения частиц друг относительно друга. Это движение определяется соотношением

$$\varphi < \beta < \varphi_{\text{в}},$$

где φ , β и $\varphi_{\text{в}}$ – углы внешнего трения, наклона желоба и трения частиц друг о друга.

При $\beta > \varphi_{\text{в}}$ происходит относительное смещение частиц. Такое движение называется несвязанным.

Устойчивое транспортирование достигается при несвязанном движении, следовательно, угол наклона желобов и труб следует назначать большим, чем угол трения между частицами транспортируемого груза.

Размеры сечения желоба зависят не только от производительности, но и от размеров a' частиц транспортируемого груза. Для прямоугольных и полукруглых желобов ширина должна составлять не менее $8a'$ для мелкокусковых грузов, не менее $5a'$ – для среднекусковых и не менее $4a'$ – для крупнокусковых.

Высоту открытого желоба принимают равной около половины его ширины, а закрытого – $2/3$ ширины. Размеры поперечного сечения труб для кусковых материалов выбирают в соответствии с данными для закрытых желобов.

Винтовые спуски. Для уменьшения конечной скорости груза при вертикальном транспортировании применяют винтовые спуски, которые представляют собой спиральный желоб, закрепленный на наружной или внутренней поверхности трубы (рис. 199, б).

Форма желоба в сечении – прямоугольная, косоугольная или, наиболее часто, криволинейная. Винтовая образующая желоба имеет минимальный угол подъема на периферии и максимальный у центра. Этим определяется характерное свойство спирального спуска – саморегулирование в известных пределах скорости движения груза. При возрастании скорости груза по отношению к некоторому среднему значению (например, вследствие уменьшения коэффициента трения) увеличивается действующая на него центробежная сила, груз перемещается ближе к периферии и прижимается к борту желоба. При этом угол наклона винтовой линии, по которой он движется, уменьшается, а сила трения и ее путь возрастают, вследствие чего груз замедляет движение. При уменьшении скорости центробежная сила уменьшается, и груз переходит на винтовую линию меньшего радиуса, а следовательно, с большим углом наклона, вследствие чего скорость возрастает. На спусках с установившимся движением скорость колеблется в некоторых пределах около среднего значения.

§2.9.2. Бункеры

Общие сведения. Бункеры представляют собой промежуточные грузохранилища в виде емкостей, устанавливаемых в общей цепи транспортного и технологического оборудования, и предназначены для временного накапливания в них насыпных грузов и дальнейшей отгрузки их на транспортное и технологическое оборудование. Бункеры загружают через открытый верх или загрузочные отверстия и разгружают,

как правило, через отверстия в днище или внизу боковых стенок.

Наличие промежуточных емкостей в виде бункеров в общей цепи транспортных и технологических машин создает условие их независимости друг от друга, что позволяет устанавливать для них наиболее целесообразные режимы работы. Если сопряженные транспортные и технологические машины работают в разных режимах по времени (например, одни периодически, а другие непрерывно), то применение бункеров становится необходимым. Режим работы сопряженных машин наряду с их производительностью определяет потребный объем бункеров. Чем больше несовпадение режимов, от которого зависит время накопления груза, и больше производительность машин, тем больше должны быть объемы промежуточных бункеров.

Определять полезный объем бункера наиболее удобно построением графика его загрузки и разгрузки в течение завершеного цикла операций, например в течение смены, суток и пр. Откладывая по оси абсцисс время цикла, а по оси ординат – объем поступающих в бункер и выходящих из бункера грузов по наибольшей ординате между полученными кривыми находят наибольшее объемное количество груза, которое должно скапливаться в бункере, а следовательно, и его полезный объем.

Форма бункера, помимо строительных требований, должна удовлетворять условиям возможно полного заполнения и полной разгрузки, без образования «мертвых зон», в которых при опорожнении бункера груз задерживается и не сходит под действием силы тяжести к разгрузочным отверстиям. Последнее имеет место, главным образом, при недостаточном наклоне стенок, направляющих груз к разгрузочным отверстиям. Кроме того, форма бункеров должна предупреждать возможность возникновения сводообразования («зависания») груза над отверстиями, нарушающего режим истечения из бункера.

Несколько типичных геометрических форм бункеров показано на рис. 200. Обычно бункеры состоят из двух частей: верхней – призматической или цилиндрической и нижней – суживающейся книзу (к выпускным отверстиям) в виде пирамиды, конуса или сферы. При небольшой глубине бункер может не иметь верхней призматической или цилиндрической части. Для удобства загрузки и размещения двух или нескольких выпускных отверстий бункеры больших объемов делают удлиненной формы. Иногда их разделяют перегородками на ячейки или устанавливают параллельно в два или более рядов.

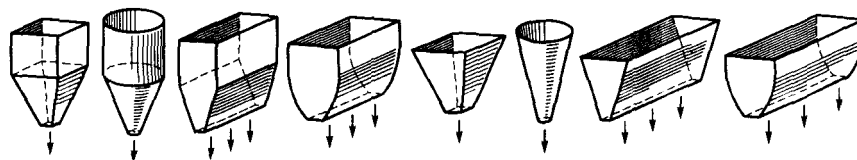


Рис. 200. Схемы бункеров

Бункеры бывают металлические, бетонные, железобетонные. Наибольшее распространение имеют бункеры со стенками из листовой стали и каркасом из прокатных профилей, сварной конструкции. Обычно их монтируют на колоннах или на перекрытиях зданий. Для облегчения движения груза стенки бункеров изнутри выполняют гладкими; для перемещения абразивных грузов их облицовывают съемными стальными плитами, специальным износостойким стеклом. При транспортировании влажных смерзающихся грузов используют утепленные и обогреваемые бункеры.

Истечение сыпучих грузов из бункера. Истечение сыпучих грузов из бункера

бывает нормальное, сплошное и гидравлическое. При нормальном истечении частицы находятся в движении лишь в зоне столба материала, расположенного над выпускным отверстием бункера (рис. 201, а). Свободная поверхность сыпучего тела представляет собой воронку, вдоль стенок которой частицы груза перемещаются в центральную зону. Насыпной груз, расположенный около стенок бункера, образует застойные зоны, в которых его частицы неподвижны до тех пор, пока воронка, образовавшаяся на поверхности груза, не достигнет нижней части бункера.

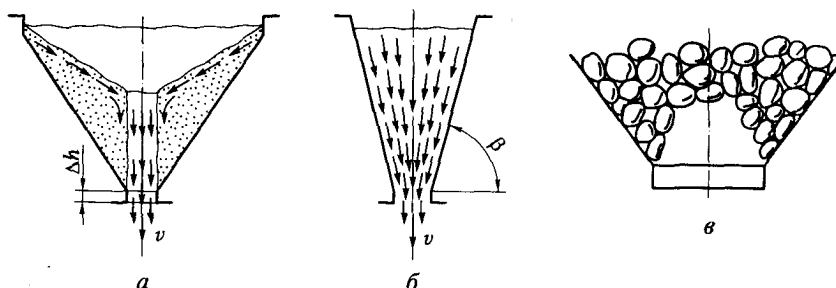


Рис. 201. Схемы процесса истечения груза из бункера:

а – нормальное; б – сплошное; в – сводообразование; v – скорость истечения; β – угол наклона боковой стенки; Δh – высота выделенного элемента

Угол наклона конуса воронки осыпи к горизонтали приблизительно равен углу естественного откоса груза; вокруг центрального канала груз находится в неподвижном состоянии.

Нормальное истечение происходит в большинстве стационарных бункеров, в которых угол наклона стенок к горизонтали вблизи выпускного отверстия составляет $45...55^\circ$.

В бункерах с нормальным истечением материал, попавший на дно бункера, вытекает лишь перед тем, как бункер полностью опорожнится. В застойных зонах, где груз лежит неподвижно, может происходить окисление, спекание или другие процессы, ухудшающие качество груза. При нормальном истечении, особенно пылевидного груза, происходит обрушение груза в застойных зонах, что может привести к выбросу его частиц. Бункер с нормальным истечением целесообразно применять только для кусковых, химически стабильных грузов.

Сплошное истечение имеет место при выгрузке хорошо сыпучих грузов из бункера, стенки которого наклонены к горизонтали под углом $70...80^\circ$. При открытии выпускного отверстия сначала истечение является нормальным, затем зона движущихся частиц груза расширяется, образуя так называемый объем обрушения. Когда границы объема обрушения достигнут стенок бункера, возникает сплошное истечение.

При сплошном истечении (рис. 201, б) все частицы груза в бункере находятся в движении. Свободная поверхность сыпучего тела в бункере не имеет четко выраженной воронки; все точки этой поверхности опускаются одновременно, причем скорость опускания отдельных частиц носит стохастический характер. При сплошном истечении в бункере отсутствуют застойные зоны, что позволяет выравнивать поток насыпного груза, поступающего в бункер неравномерно.

Гидравлическое истечение происходит при выпуске из бункера сильно аэрированного насыпного груза, насыщении груза влагой, придающей ему вид суспензии, а также при интенсивной его вибрации. Гидравлическое истечение может иметь место при любом наклоне стенок бункера. Скорость нормального и сплошного истечения груза на выходе из отверстия не зависит от высоты столба груза в бункере,

а скорость гидравлического истечения груза тем больше, чем выше этот столб. Такое различие объясняется тем, что при нормальном и сплошном истечении чередуются микропроцессы образования и разрушения динамических сводов из частиц груза над выпускным отверстием, а при гидравлическом истечении груз вытекает из отверстия как жидкость, без образования динамических сводов.

§2.9.3. Сводообразование в бункерах и способы борьбы с ним

Наиболее экономичным и простым способом разгрузки бункеров является гравитационный. Однако не все грузы выгружаются из бункера самотеком. Значительная их часть способна образовывать над выпускным отверстием устойчивые статические своды, которые препятствуют истечению груза из бункера. Устойчивый статический свод образуется в том случае, если силы трения и сцепления между частицами, образующими кинематическую цепь над выпускным отверстием больше или равны сдвигающим силам от нагрузки лежащих выше слоев груза (рис. 201, в).

Анализ равновесия свода показывает, что самым простым и доступным средством борьбы со сводообразованием является правильный выбор размеров, формы и расположения выпускного отверстия.

Однако увеличение размеров выпускного отверстия не всегда является эффективным. Грузы связные, плохо сыпучие, при малых размерах частиц способны образовывать своды больших размеров, в результате чего их выгрузка из бункера становится проблемной. Наиболее распространенным способом разгрузки бункеров в этом случае является принудительная с помощью побудителей – устройств, поддерживающих постоянное и равномерное истечение груза из бункера.

По способу воздействия на груз побудители можно подразделить на механические, пневматические и вибрационные.

Работа механических побудителей основана на механическом разрушении свода путем воздействия на него специальных рабочих органов в виде ворошилок, которые могут быть выполнены как с горизонтальным, так и с вертикальным расположением валов (рис. 202, а–в).

К недостаткам механических побудителей следует отнести сложность конструкции, большие удельные затраты энергии, неравномерность истечения, ненадежность работы.

Пневматические побудители выполняют в двух вариантах: путем расположения насадок в бункере (рис. 202, г) для непосредственного рыхления материала и в виде мембран (рис. 202, д, е). Применяют их при выгрузке мелкодисперсных грузов, они сложны в устройстве и имеют большой удельный расход чистого воздуха.

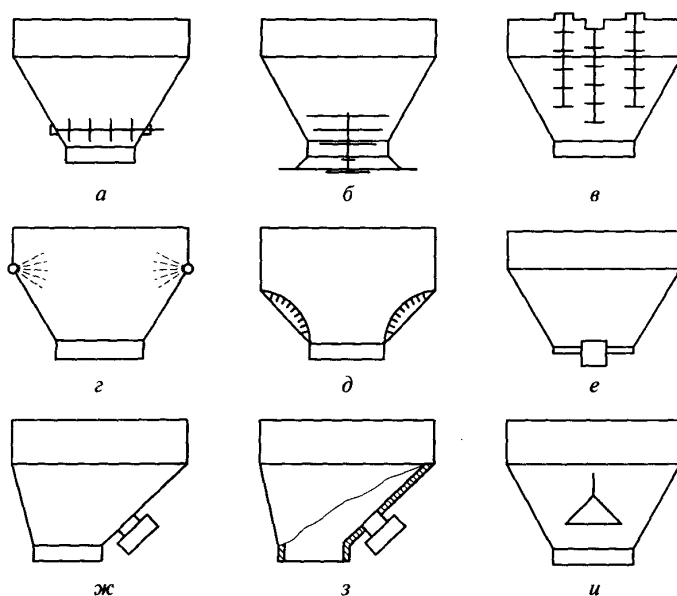


Рис. 202. Схемы побудителей истечения: а-в – механические; г-г – пневматические; ж-и – вибрационные

В последнее время в качестве побудителей все шире используют вибрацию. Под воздействием вибрации уменьшается трение и сцепление между частицами, в результате чего груз приобретает подвижность и уже не способен образовывать своды больших размеров. Вибропобудителем может служить колеблющаяся стенка бункера (рис. 202, ж) или виброплощадка внутри бункера (рис. 202, з, и). Приводом вибропобудителя могут служить механические, электрические, гидравлические и пневматические вибраторы.

Конструкции вибрационных побудителей более просты, они компактны, менее энергоемки, обеспечивают более равномерное истечение груза из бункера.

§2.9.4. Бункерные затворы и питатели

Затворы. Бункерные затворы предназначены для перекрытия выпускных отверстий бункеров.

По способу действия затворы разделяют на две группы: отсекающие поток груза и создающие подпор. К первой, более многочисленной группе относят затворы в виде плоской задвижки и секторные, ко второй группе – лотковые.

Затворы в виде плоской задвижки (рис. 203, а и б), устанавливаемые в днище или боковой стенке бункера, наиболее компактны, но имеют недостаток – значительное сопротивление в пазах при открывании и закрывании; поэтому их применяют только при небольшом отверстии и незначительном давлении на затвор.

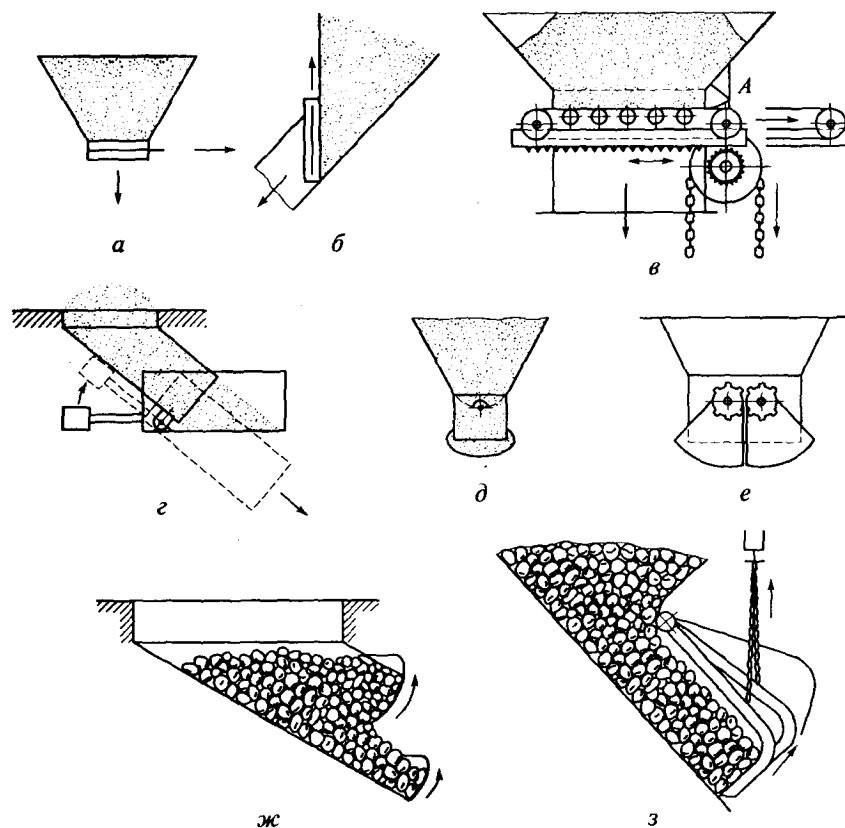


Рис. 203. Бункерные затворы:

а, б – задвижки; в – гусеничный; г – лотковый; д–ж – секторные; з – пальцевый

Разновидностью плоской задвижки является ленточный или гусеничный затвор (рис. 203, в), состоящий из бесконечной конвейерной ленты или гусеничной цепи, неподвижно укрепленной, с одной стороны, у кромки выпускного отверстия (точка А), и подвижной рамы с двумя барабанами малого диаметра и опорными роликами. При передвижении рамы в ту или другую сторону отверстие закрывается или открывается, причем лента перекачивается по роликам, скольжение ее по грузу отсутствует.

Секторные затворы (рис. 203, д, е) имеют цилиндрическую поверхность и при закрывании или открывании поворачиваются вокруг горизонтальной оси, так что трение их по пазам отсутствует, а следовательно, сопротивление значительно меньше, чем сопротивление плоской задвижки. В зависимости от размеров выпускного отверстия, его длины, устанавливают одно- или двухсекторные (челюстные) затворы с движением сектора вверх или вниз.

Для крупнокусковых грузов применяют сдвоенный секторный затвор (рис. 203, ж). При его открывании полностью поднимается нижний сектор, и поток груза регулируют изменением положения верхнего большего сектора; при закрывании сначала опускают (но не доводят до плоскости скольжения) верхний сектор, а затем – нижний, препятствующий дальнейшему истечению груза.

Разновидностью секторного затвора является пальцевый затвор (рис. 203, з), состоящий из отдельных тяжелых, подвешенных каждый на своей цепи, изогнутых и заостренных на конце рычагов (пальцев). Пальцы при опускании легко проникают в толщу груза, а попав на крупный кусок, зажимают его на плоскости лотка, закрывая выпускное отверстие. При открывании затвора пальцы поднимают цепями от одного привода: сначала те, которые опустили ниже, а затем все вместе. Схема затвора второй группы, образующего подпор поворотом шарнирного лотка, показана на рис. 203, г. Затворы этого типа при закрывании не защемляют кусков груза и допускают

регулирование потока груза изменением угла наклона лотка. Однако они имеют большие габаритные размеры.

Питатели. Питатели предназначены для равномерной выдачи груза из бункера и регулирования выходящего из них потока насыпного груза.

Большинство типов питателей не требует отдельно бункерных затворов, так как при остановке питателя он подпором удерживает груз от самопроизвольного высыпания через выпускное отверстие. Вместе с тем выгрузка насыпного груза из бункера с помощью питателей характеризуется активным воздействием их рабочих элементов на груз, что особенно важно в случае плохосыпучих грузов, истечение которых через отверстие только под действием силы тяжести бывает затруднено.

Питатели характеризуются большим разнообразием типов, выбираемых в каждом отдельном случае в зависимости от рода и свойств груза, требуемой производительности и местных условий.

Большая группа питателей представляет собой разновидности конвейеров – ленточных, винтовых, пластинчатых, скребковых, качающихся, вибрационных (рис. 204, а–д).

Питатели отличаются от одноименных конвейеров меньшей длиной, относительно повышенной мощностью двигателя и прочностью, так как они могут испытывать давление груза под отверстием бункера или воронки, перемещают груз более толстым слоем и преодолевают большие сопротивления при рабочем движении. Питатели этой группы иногда служат одновременно и конвейерами, перемещая груз на некоторое расстояние от отверстия бункера.

Другая группа питателей – барабанные, дисковые, цепные и лопастные (рис. 204, е–з) – не имеют прототипов среди конвейеров и могут служить только для выдачи груза непосредственно у отверстия бункера.

Ленточные питатели (см. рис. 204, а) могут быть горизонтальными или наклонными с движением вверх или вниз. От ленточных конвейеров они отличаются расположенными на близком расстоянии друг от друга роликowymi опорами, при небольшой длине отсутствием роликowych опор на обратной ветви, наличием, как правило, неподвижных бортов и, за исключением ускорительных питателей, малой скоростью ленты (0,1...1,0 м/с). Ленточные питатели применяют главным образом при перемещении зернистых, мелко- и среднекусковых грузов. Регулирование производительности достигают с помощью переставной задвижки или изменением скорости ленты. Иногда питатель снабжают весовым устройством, по показателю которого автоматически регулируется скорость ленты, обеспечивающая заданную производительность. Достоинства ленточных питателей – надежность действия, небольшая масса и широкий диапазон производительности.

Винтовые питатели (см. рис. 204, б) состоят из винта, смонтированного на двух подшипниках и вращающегося в закрытом желобе или трубе. Коэффициент заполнения желоба (трубы) принимают высоким $\psi = 0,8...0,9$. Винтовые питатели применяют при пылевидных, зернистых и мелкокусковых насыпных грузах.

Пластинчатые питатели (см. рис. 204, в), как и ленточные, могут быть горизонтальными и наклонными, с углом наклона большим, чем на ленточных питателях. Они бывают на ходовых или стационарных роликowych опорах, с подвижными и неподвижными бортами. Скорость движения рабочего полотна пластинчатого питателя назначается обычно в пределах 0,05...0,25 м/с.

Пластинчатые питатели имеют высокую прочность, их применяют при перемещении тяжелых, крупнокусковых и абразивных грузов, например рядовой и

крупнокусковой руды, камня и пр. При плохосыпучих грузах они могут служить дном бункера (как показано на рис. 204, е), воспринимая давление столба груза. Недостатки пластинчатых питателей – большая масса и высокая стоимость.

Параметры производительности и потребную мощность двигателя ленточных и пластинчатых питателей определяют так же, как для однотипных конвейеров, но с учетом специфических условий их работы.

Качающиеся питатели (см. рис. 204, г) представляют собой горизонтальный или наклонный (с наклоном вниз) лоток с подвижными или неподвижными бортами, опирающийся на стационарные роликовые или катковые опоры, либо подвешенный на тросах и совершающий от кривошипно-шатунного механизма возвратно-поступательные движения. При прямом ходе стола лежащий на нем слой груза увлекается в сторону движения трением. При этом из бункера в образовавшееся под отверстием свободное пространство поступает некоторое количество груза, заполняя его. При обратном ходе вследствие подпора, образуемого задней неподвижной стенкой у отверстия бункера, груз не движется назад и поэтому частично ссыпается через переднюю грань лотка.

Производительность качающихся питателей регулируют перестановкой задвижки и изменением хода стола. Качающиеся питатели применяют при рядовых и сортированных грузах с кусками малой, средней и большой величины и при широком диапазоне производительности, однако они неприменимы при налипающих грузах. К их достоинствам относят простую и прочную конструкцию.

Вибрационные питатели (см. рис. 204, д) работают по принципу вибрационных конвейеров и имеют подобную им конструкцию. Производительность вибрационных питателей обычно несколько десятков тонн в час, а наиболее мощных образцов – до 2 000 т/ч. Вибрационные питатели могут одновременно служить грохотами, что используют, например, при подаче груза на ленточные конвейеры для отсева мелких фракций. Одним из достоинств вибрационных питателей, как и качающихся, является возможность при подаче груза на ленту расположить переднюю грань лотка на незначительной высоте над поверхностью ленты, чем последняя предохраняется от повреждений падающими на нее кусками груза.

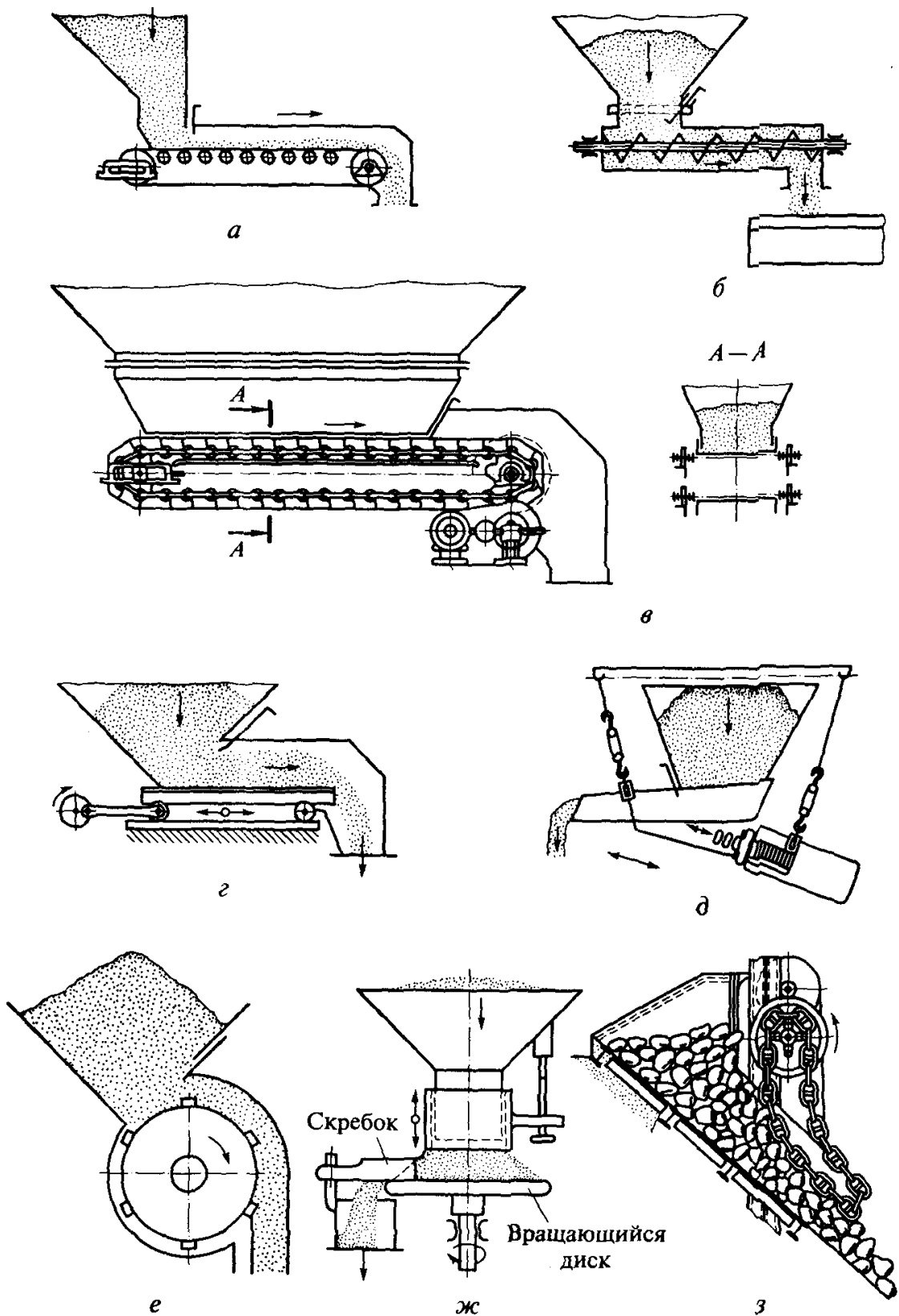


Рис. 204. Питатели:

а – ленточный; б – винтовой; в – пластинчатый; г – качающийся; д – вибрационный; е – барабанный; ж – дисковый; з – цепной

Регулирование производительности вибрационных питателей может обеспечиваться автоматически изменением величины амплитуды и частоты колебаний лотка.

Барабанные питатели (см. рис. 204, е) конструктивно наиболее просты. Они бывают с гладкой поверхностью барабана для хорошо сыпучих зернистых и мелкокусковых грузов и с ребристой поверхностью барабана – для крупнокусковых

грузов. Производительность питателей пропорциональна сечению слоя груза и скорости на окружности барабана.

Дисковые питатели (см. рис. 204, ж) состоят из вращающегося вокруг вертикальной оси круглого стола-диска, над которым укреплен не доходящий до поверхности стола телескопический цилиндрический патрубок, расположенный под круглым выпускным отверстием бункера, и неподвижного косога скребка, сбрасывающего часть лежащего на диске груза. Регулирование производительности питателя производят перестановкой патрубка и скребка. Питатели этого типа применяют при перемещении пылевидных, зернистых и мелкокусковых хорошо сыпучих грузов.

Цепные питатели (см. рис. 204, з) состоят из ряда подвешенных на приводном барабане тяжелых кольцевых цепей, соединенных между собой поперечными кольцевыми звеньями. Образующийся «цепной занавес» перекрывает выпускное отверстие бункера и лежит в нижней части на слое груза, расположенного на спускном лотке, удерживая груз от самопроизвольного ссыпания. При вращении барабана цепи прижимают слой груза к лотку и регулируют скорость его скольжения. Массу и длину свисающих цепей выбирают в зависимости от крупности и массы кусков груза.

Цепные питатели предназначены для крупнокусковых более или менее однородных по крупности грузов. При наличии в грузе мелких частиц, последние могут проходить сквозь «занавес», а отдельные очень крупные куски могут приподнимать занавес и двигаться с повышенной скоростью. Производительность питателя зависит от скорости барабана.

II ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

2.1 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ

Практическая работа №1

АНАЛИЗ ТИПАЖА СТАЛЬНЫХ ПРОВОЛОЧНЫХ КАНАТОВ ПО ГОСТ 3241 И МЕТОДОВ ИХ РАСЧЕТА (ПОДБОРА)

Задание:

1. Изучить назначение, классификацию, конструкции, структуру условного обозначения и основы выбора стальных канатов в соответствии с ГОСТ 3241.
2. Проанализировать типаж стальных проволочных канатов.
3. Классифицировать, описать конструкцию и вычертить поперечное сечение каната, зная его условное обозначение (табл. 1.1).

Табл. 1.1. Исходные данные

Номер варианта	Условное обозначение типа и конструкции каната
1	Канат 12-ГЛ-В-Л-О-Н-Т-1770 ГОСТ 2689-86 Канат 32-Г-И-ОЖ-Н-1370 ГОСТ 2689-86 Канат типа ЛК-Р конструкции 6x19 (1+6+6/6)+1 о.с.
2	Канат 6,1 -Г-В-Л-Н-Т-1570 ГОСТ 3069-80 Канат 7,6-Г-И-Ж-Л-1770 ГОСТ 3069-80 Канат типа ТК конструкции 1x19 (1+6+12)
3	Канат 7-Г-В-Л-Н-Т-1770 ГОСТ 3064-86 Канат 12-Г-И-ОЖ-Н-1570 ГОСТ 3064-86 Канат типа ТК конструкции 1x37 (1+6+12+18)
4	Канат 8,4-Г-И-Л-Н-1770 ГОСТ 3067-88 Канат 4-Г-В-Л-Н-Т-1960 ГОСТ 3067-88 Канат типа ТК конструкции 6x19 (1+6+12)+1x19(1+6+12)
5	Канат 13-Г-1-Н-1770 ГОСТ 3068-88 Канат 7,2-Г-В-С-Л-Н-Т-1960 ГОСТ 3068-88 Канат типа ТК конструкции 6x37 (1+6+12+18)+1x37(1+6+12+18)
6	Канат 16,5-Г-В-Н-Т-1770 ГОСТ 3069-80 Канат 11,5-Г-И-ОЖ-Л-0-Р-1370 ГОСТ 3069-80 Канат типа ЛК-О конструкции 6x7 (1+6)+1 о.с.
7	Канат 13-Г-И-Л-Н-1770 ГОСТ 3070-88 Канат 6,5-Г-В-С-Н-Т-1860 ГОСТ 3070-88 Канат типа ТК конструкции 6x19 (1+6+12)+1 о.с.
8	Канат 11,5-Г-И-Л-Р-Т-1570 ГОСТ 3070-88 Канат 6,8-Г-В-Ж-Н-2160 ГОСТ 3070-88 Канат типа ТК конструкции 6x37 (1+6+12+18)+1 о.с.
9	Канат 10 ГЛ-В-Н-Т-1960 ГОСТ 3089-80 Канат 38 Г-И-С-Л-О-Р-1370 ГОСТ 3089-80 Канат типа ЛК-О конструкции 6x19 (1+9+9)+7x7(1+6)

Некоторые сведения о стальных канатах

Стальные канаты используются в грузоподъемных машинах в качестве гибких элементов.

Классификация (ГОСТ 3241 «Канаты стальные. Технические условия»)

Канаты подразделяются по признакам

1. По конструкции:

одинарной свивки – состоящие из проволок, свитых по спирали в один или несколько концентрических слоев;

двойной свивки – состоящие из прядей, свитых в один или несколько концентрических слоев;

тройной свивки – состоящие из канатов двойной свивки (стренг), свитых в концентрический слой.

2. По форме поперечного сечения: круглые, плоские.

3. По форме поперечного сечения прядей: круглопрядные, фасоннопрядные.

4. По типу свивки прядей и канатов одинарной свивки:

с точечным касанием проволок между слоями – ТК;

с линейным касанием проволок между слоями – ЛК;

с линейным касанием проволок между слоями при одинаковом диаметре проволок по слоям пряди – ЛК-О;

с линейным касанием проволок между слоями при разных диаметрах проволок в наружном слое пряди – ЛК-Р;

с линейным касанием проволок между слоями и проволоками заполнения – ЛК-З;

с линейным касанием проволок между слоями и имеющих в пряди слои с проволоками разных диаметров и слои с проволоками одинакового диаметра – ЛК-РО;

с комбинированным точечно-линейным касанием проволок – ТЛК.

5. По материалу сердечника:

с органическим сердечником из натуральных или химических волокон – ОС,

с металлическим сердечником – МС.

6. По способу свивки: нераскручивающиеся – Н, раскручивающиеся.

7. По степени уравниваемости: рихтованные – Р, нерихтованные.

8. По направлению свивки каната: правой, левой – Л.

Направление свивки каната определяется:

для канатов одинарной свивки – направлением свивки проволок наружного слоя;

для канатов двойной свивки – направлением свивки прядей наружного слоя;

для канатов тройной свивки – направлением свивки стренг в канат.

9. По сочетанию направлений свивки каната и его элементов в канатах двойной и тройной свивки:

крестовой свивки (направление свивки каната и направление свивки стренг или прядей противоположны);

односторонней свивки (направление свивки пряди и направление свивки проволоки в пряди одинаковы) – О.

10. По степени крутимости:

крутящиеся (с одинаковым направлением свивки проволок в канатах одинарной свивки, прядей или стренг);

малокрутящиеся (многослойные многопрядные и одинарной свивки с противоположным направлением свивки элементов по слоям) – МК.

11. По механическим свойствам марок: ВК, В, I.

12. По виду покрытия поверхности проволок в канате:

из проволоки без покрытия;

из оцинкованной проволоки: в зависимости от поверхностной плотности цинка - С, Ж, ОЖ,

покрытие каната или прядей полимерными материалами – П.

13. По назначению: грузоподъемные (марок ВК, В) – ГЛ, грузовые – Г.

14. По точности изготовления: повышенной – Т, нормальной.

Конструкция, основные характеристики и диаметры канатов указываются в соответствующих стандартах на сортамент.

Выбор каната обуславливается различными факторами, такими как назначение, условия эксплуатации, гибкость и долговечность каната, направления навивки на барабан и проч. Основным параметром для выбора стальных канатов является разрывное усилие каната в целом. Эта величина стандартизована для различных конструкций каната, диаметров и пределов прочности материала проволок.

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, углов 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 Правил по кранам для подбора каната. По этим нормам размер каната выбирается из соотношения

$$S_{\max} n \leq S_{\text{разр}}$$

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 Правилам в зависимости от назначения каната и группы режима работы механизма;

$S_{\text{разр}}$ – 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.

Метод расчета канатов по Правилам по запасу прочности и коэффициенту является условным, так как он не отражает действительных условий работы канатов и не позволяет установить срок службы канатов, в значительной мере зависящей 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 Правилами 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.

Разрабатываются 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 Правилам.

Структура условного обозначения стальных канатов:

Канат 12 - ГЛ - В - ОЖ - Л - О - Н - Р - МК - Г - 1770 ГОСТ 2688-80
 1 2 3 4 5 6 7 8 9 10 11 12 13

ГДЕ 1 – наименование изделия;

2 – диаметр каната, мм;

3 – назначение каната:

ГЛ – грузоподъемной;

Г – грузовой;

4 – механические свойства марок: ВК, В, I;

5 – вид покрытия поверхности проволок:

[нет обозначения] - из проволоки без покрытия;

ОЖ – из оцинкованной проволоки для особо жестких агрессивных условий работы;

Ж – для жестких агрессивных условий работы;

С – для средних агрессивных условий работы;

П – с покрытием из полимерных материалов;

6 – направление свивки каната:

[нет обозначения] - правое;

Л – левое;

7 – сочетание направлений свивки каната и его элементов:

[нет обозначения] - крестовой;

О – односторонняя;

- К – комбинированная;
- 8 – способ свивки:
 - [нет обозначения] - раскручивающийся;
 - Н – нераскручивающийся;
- 9 – степень уравновешенности:
 - [нет обозначения] - нерихтованный;
 - Р – рихтованный;
- 10 – степень крутимости:
 - [нет обозначения] - крутящийся;
 - МК – малокрутящийся;
- 11 – точности изготовления:
 - [нет обозначения] - нормальная;
 - Т – повышенная;
- 12 – маркировочная группа, Н/мм²;
- 13 – обозначение стандарта на выбранный тип каната.

Примеры условного обозначения каната:

1) Канат 12-ГЛ-В-Л-О-Н-Т-1370 ГОСТ 2688-80 (канат диаметром 12 мм, грузоподъемного назначения из проволоки без покрытия, марки В, левой односторонней свивки, нераскручивающийся, нерихтованный, повышенной точности, маркировочной группы 1370 Н/мм²).

2) Канат 32-Г-І-ОЖ-Н-1370 ГОСТ 2688-80 (канат диаметром 32 мм, грузового назначения, марки І, оцинкованный по группе ОЖ, правой крестовой свивки, нераскручивающийся, нерихтованный, нормальной точности, маркировочной группы 1370 Н/мм²).

Конструкция каната по количеству проволок в слоях пряди:

$6 \times 19 (1+6+12)+1 \text{ о.с.}$ – означает; канат состоит из 6 прядей по 19 проволок в каждой; в скобках дается раскладка по количеству проволок по слоям в одной пряди, в данном случае имеется одна центральная проволока, 6 проволок в первом слое и 12 проволок во втором слое пряди; 1 о.с. – означает, что имеется 1 органический сердечник.

$6 \times 19 (1+6+6/6)+7 \times 7(1+6)$ – дробь 6/6 указывает на то, что в этом слое имеется 6 проволок одного диаметра и 6 проволок другого диаметра; $7 \times 7(1+6)$ – сердечник каната.

Практическая работа №2
РАСЧЕТ КРЮКА И КРЮКОВОЙ ПОДВЕСКИ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА

Задание: по заданным исходным данным (табл. 2.1) подобрать крюк и рассчитать крюковую подвеску грузоподъемного крана.

Табл. 2.1. Исходные данные

Вариант	Проектные параметры	
	Грузоподъемность $G_{гр}$, т	Группа режима работы по ГОСТ 25835
1	1	2М
2	1,6	3М
3	5	2М
4	2	4М
5	2,5	5М
6	8	3М
7	3,2	2М
8	4	3М
9	12,5	4М
10	5	4М
11	6,3	5М
12	20	5М
13	8	2М
14	10	3М
15	32	2М

Методика расчета

Для непосредственного подвешивания груза или других грузозахватных устройств в грузоподъемных машинах используется крюковая подвеска.

Крюковая подвеска - устройство, снабженное крюком для подъема груза и системой блоков для подвески к крану, входящих, в свою очередь, в состав полиспаста.

Различают нормальный и укороченный типы подвесок (рис. 2.1, 2.2).

Нормальная крюковая подвеска является наиболее универсальной и распространенной. В укороченной крюковой подвеске подвижные блоки полиспаста расположены на одной оси вместе с траверсой. Укороченные крюковые подвески короче по высоте и в первую очередь востребованы в различных производственных и складских помещениях, где имеется определенное ограничение по высоте. Данная разновидность крановой крюковой подвески может оснащаться только четным количеством блоков. В крюковых подвесках используются стандартные крюки двух видов: тип А применяется в нормальных подвесках, тип Б предназначен для использования в укороченных подвесках.

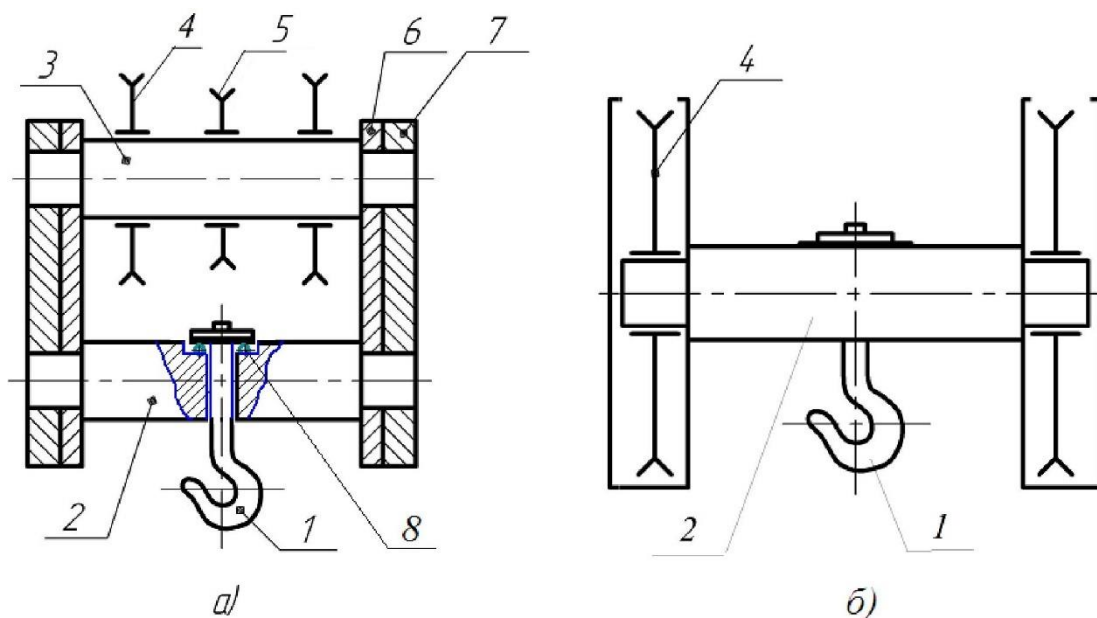


Рис. 2.1. Схемы нормальной (а) и укороченной (б) крюковых подвесок:
 1 - крюк; 2 - траверса; 3 - ось блоков; 4 - основной блок; 5 - уравнильный блок; 6 - щека; 7 - серьга; 8 - упорный подшипник

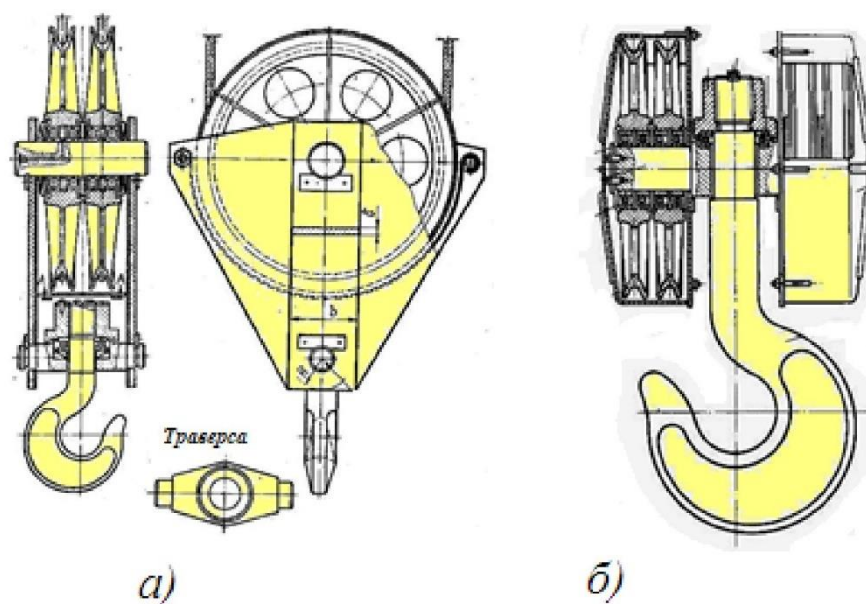


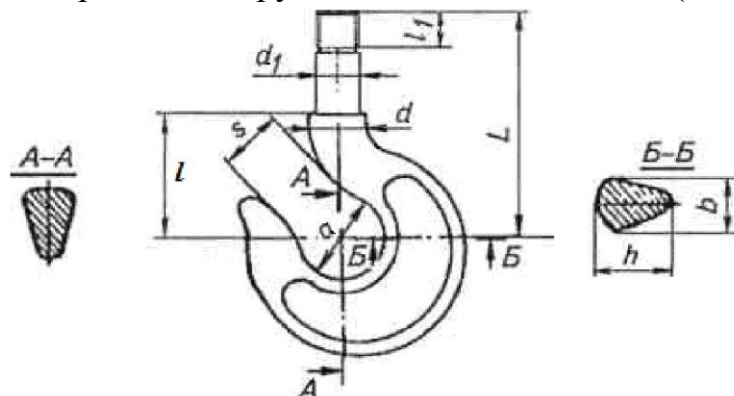
Рис. 2.2. Конструкция нормальной (а) и укороченной (б) крюковых подвесок

При проектировании механизмов подъема, исходя из заданного веса груза, рода привода и режима работы, по ГОСТ 6627 (см. табл. 2.2) определяется номер крюка.

Проверка расчетов прочности стандартных крюков, допущенных к эксплуатации производителем (имеющим сертификат и клеймо), не требуется. При регистрации крана расчет крюка требуется в случаях, если размеры крюка не соответствуют требованиям ГОСТ 6627, свойства материала крюка не удовлетворяют требованиям ГОСТ 205, на крюк нет сертификата или на нем отсутствует клеймо изготовителя.

Щеки подвесок при наличии серег предназначены только для предохранения каната от выскакивания из ручьев блоков. Размеры щек в этом случае назначают конструктивно, на прочность их не проверяют.

Табл. 2.2. Крюки однорогие для груза весом в кН, не более (ГОСТ 6627)



№ варианта	Номер заготовки крюка	Грузоподъемность, т		Диаметр зева крюка D, мм	Диаметр хвостовика d1, мм	Резьба d2, мм	S, мм	b1, мм	h0, мм	L, мм		Вес, кг (тип Б)
		Легкий и средний режимы эксплуатации (до 4М)	Тяжелый и весьма тяжелый режимы эксплуатации (5М - 6М)							тип А	тип Б	
1	4	0,63	0,5	30	17	M16	22	18	26	85	110	0,6
2	5	0,8	0,63	32		M16	24	20	28	90	120	0,7
3	6	1,0	0,8	36	20	M20	26	22	32	105	130	1,0
4	7	1,25	1,0	40		M20	30	24	36	120	140	1,5
5	8	1,6	1,25	45	25	M24	33	26	40	130	160	1,9
6	9	2,0	1,6	50	30	M27	36	30	45	145	180	2,9
7	10	2,5	2,0	55		M30	40	34	52	165	220	4,1
8	11	3,2	2,5	60	35	M33	45	38	55	180	300	5,7
9	12	4,0	3,2	65	40	M36	50	40	65	195	375	8,9
10	13	5,0	4,0	75	45	M42	55	48	75	250	410	12,2
11	14	6,3	5,0	85	50	M48	65	54	82	280	475	17,7
12	15	8,0	6,3	95	55	M52	75	60	90	310	520	23,0
13	16	10,0	8,0	110	60	M56	85	65	100	340	580	33,0
14	17	12,5	10,0	120	70	M64	90	75	115	415	600	44,5
15	18	16,0	12,5	130	75	Трап. 70*10	100	80	130	440	630	56,0

Примечания:

1. Крюки изготавливаются в соответствии с требованиями ГОСТ 2105.
2. Заготовки соответствуют ГОСТ 6627.
3. Хвостовик грузового крюка подвергается механической обработке: на нем нарезается резьба - треугольная при грузоподъемности до 10т и трапециевидная при большей грузоподъемности. С помощью этой резьбы крюк закрепляется на траверсе, крюковой подвеске.
4. Гайки для крюков изготавливаются по ОСТ 24.191.08-81.
5. Тип А - с коротким хвостиком; тип Б - с длинным хвостиком.
6. Исполнение 1 - без прилива; исполнение 2 - с приливом.

Для нормальной крюковой подвески диаметр оси блоков d_0 определяется из условия ее прочности на изгиб (рис. 2.3):

$$[\sigma_{из}] = M_{из} / W = M_{из} / 0,1 d_0^3.$$

Отсюда

$$d_o = \sqrt[3]{\frac{M_{из}}{0,1[\sigma_H]}}$$

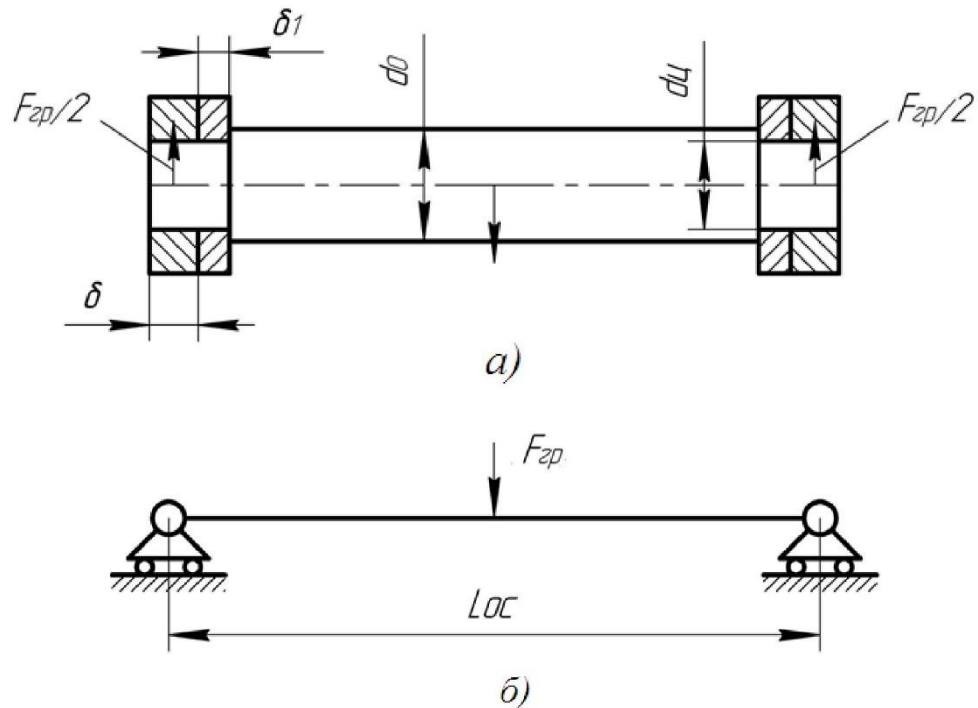


Рис. 2.3. Эскиз (а) и расчетная схема (б) оси блоков

При известной расчетной длине оси $L_{ос}$ изгибающий момент

$$M_{из} = \frac{F_{гр} \cdot L_{ос}}{4}$$

Ось блоков изготавливается из сталей марок Ст5, Ст6, 40 и 45. Значение допускаемого напряжения изгиба

$$[\sigma_H] = [\sigma_p] = \sigma_T / n_6,$$

где σ_T - предел текучести материала; его значение определяют по табл. 2.7, предварительно определив марку стали.

Значения коэффициентов запаса прочности в зависимости от условий изготовления, надежности методики расчета, требований к надежности конструкции и степени динамичности нагрузки могут находиться в пределах $n_6 = 2-2,5$.

Расчетная длина оси при проектировании крюковой подвески определяется по формуле

$$L_{ос} = \delta + 2\delta_1 + Z_1 l_{ст} + \Delta,$$

где δ и δ_1 - толщина серги и щеки (определяется по табл. 2.3);

Z_1 - количество блоков на оси крюковой подвески;

$l_{ст}$ - длина ступицы блока (см. табл. 2.4);

Δ - зазор между торцами ступиц блока (1-5 мм).

Табл. 2.3. Ориентировочные значения толщины серги (δ) и щеки (δ_1) в зависимости от веса груза $F_{гр}$

$F_{гр}$ (кН)	До 63	80 - 100	250	160	210 - 250	320 - 400	500 - 800	800 - 1000
δ , мм	8,0	10,0	12,0	14,0	16,0	20,0	24,0	30,0
δ_1	4,0	5,0	5,0	5,0	6,0	6,0	8,0	10,0

Табл. 2.4. Диаметры блоков и длины их ступиц, мм

Диаметр блока D_6	160	200	250	320	400	450	500	560	630
Длина ступицы $l_{ст}$	40	50	50	50	60	70	100	120	150

Диаметр блоков (по средней линии каната) предварительно определяется по формуле

$$D_6 \geq h_2 d,$$

где d - диаметр каната;

h_2 - коэффициент (см. табл. 2.5).

Табл. 2.5. Коэффициенты выбора для определения диаметров барабана (h_1), блока (h_2) и уравнительного блока (h_3)

Группа режима по ИСО 4301/1	Коэффициент выбора диаметров		
	h_1	h_2	h_3
М 1	11,2	12,5	11,2
М 2	12,5	14,0	12,5
М 3	14,0	16,0	12,5
М 4	16,0	18,0	14,0
М 5	18,0	20,0	14,0
М 6	20,0	22,4	16,0
М 7	22,4	25,0	16,0
М 8	25,0	28,0	18,0

Найденные значения диаметра блока округляются в большую сторону до стандартного ряда по ОСТ 24.191.05-82 (таб. 2.4).

Блоки на оси, как правило, устанавливаются на подшипниках качения. Поэтому найденные по формуле значения диаметра оси d_0 округляют в большую сторону до диаметра отверстия внутреннего кольца подшипника (согласно ГОСТам на применяемые подшипники). Если блоки будут установлены на радиальных шариковых подшипниках, то в соответствии с ГОСТ 8338 значения диаметра оси следует округлять в большую сторону до размера, который заканчивается на 0 или 5.

Цапфы оси с диаметром $d_{ц}$ следует проверять по напряжениям смятия на контактной поверхности между цапфой и отверстием в серьге:

$$\sigma_{см} = \frac{F_{гр}}{2d_{ц0} \delta} \leq [\sigma_{см}].$$

В большинстве конструкций крюковых подвесок $d_{ц0} = d_0$. В противном случае можно принять $d_{ц0} = d_0 - 5$ мм.

Допускаемые напряжения смятия

$$[\sigma_{см}] = 1,5 [\sigma_p] = 1,5 \sigma_T / n_\delta.$$

Траверса изготавливается из сталей марок Ст4, 15, 20 и 45 и рассчитывается как прямой брус на изгиб от действия веса груза и грузозахватных устройств $F_{гр}$ (рис. 2.4).

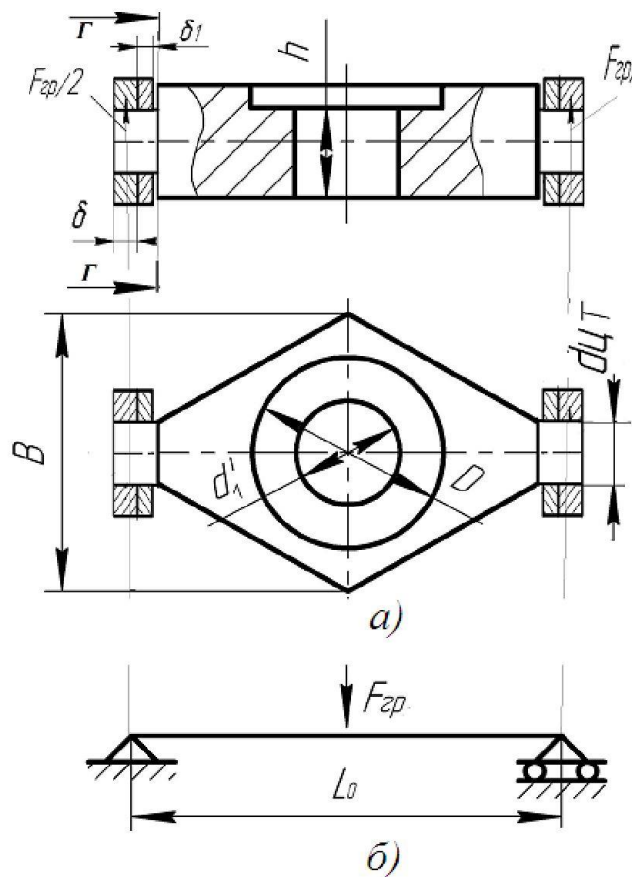


Рис. 2.4. Эскиз (а) и расчетная схема (б) траверсы

Для расчета траверсы принимаем

$$L_{\text{тр}} = L_{\text{ос}}; \quad d_1' = d_1 + (2 \dots 5),$$

где d_1 - параметр крюка (см. табл. 2.2).

Для установки крюка в траверсе на подшипнике по внутреннему диаметру d_1 и требуемой статической грузоподъемности подшипника с учетом веса груза и грузозахватных устройств $F_{\text{гр}}$ выбираем подшипник упорный типа 8000 по ГОСТ 6874 из условия

$$d_{\text{ш}} > d_1; \quad C_o \geq 1,25F_{\text{гр}},$$

где $d_{\text{ш}}$ - внутренний диаметр подшипника (табл. 2.6);

d_1 - параметр крюка;

C_o - статическая грузоподъемность выбранного подшипника.

Размер h траверсы (рис. 2.4) принимают таким, чтобы упорный подшипник не сопрягался с резьбовой частью крюка

$$h = L - l_1 - l - T,$$

где L, l_1, l - параметры крюка (рис. 2.2);

T - высота подшипника (табл. 2.5).

Ширина траверсы рассчитывается по формуле

$$B = \frac{3 \cdot F_{\text{гр}} L_{\text{ос}}}{2 \cdot h^2 [\sigma_{\text{н}}]} + d_1' \geq 1,2 \cdot D_{\text{н}}$$

и округляется в большую сторону до ряда размеров по ГОСТ 6636 (табл. 2.8).

Табл. 2.6. Параметры упорных подшипников типа 8000 по ГОСТ 6874

Номер подшипника	Внутренний диаметр d_1 , мм	Наружный диаметр D_H , мм	Высота T , мм	Статическая грузоподъемность подшипника C_0 , кН
8902	15	26	7	14
8903	17	28	7	16
8104	20	35	10	20
8105	25	42	11	24
8106	30	47	11	27
8206	30	53	16	44
8207	35	62	18	64
8208	40	68	19	75
8209	45	73	20	85
8210	50	78	22	99
8211	55	90	25	120
8212	60	95	26	140
8314	70	125	40	285
8315	75	135	44	325
8217	85	150	31	225

Значение допускаемого напряжения изгиба принимается по условию ранее.

Диаметр цапф траверсы определяем расчетом их на прочность по изгибу относительно сечения $d-d$:

$$d_{цт} = \sqrt[3]{\frac{M_{иГ}}{0,1[\sigma_{и}]}}$$

При известном расстоянии линии действия силы от сечения $d-d$ (рис. 2.3) изгибающий момент равен:

$$M_{иГ} = 0,5 \cdot F_{гр} \cdot (\delta_1 + 0,5 \delta).$$

Найденное значение диаметра цапфы траверсы округляется в большую сторону до ряда размеров по ГОСТ 6636 (табл. 2.8).

Цапфа траверсы проверяется по напряжениям смятия на контактной поверхности между серьгой и цапфой:

$$\sigma_{см} = \frac{F_{гр}}{2d_{цт}\delta} \leq [\sigma_{см}].$$

Значение допускаемого напряжения смятия принимается по формуле ранее.

Серьга изготавливается из сталей марок Ст3 и Ст4. Она рассчитывается по напряжениям растяжения.

Ширину серьги принимаем равной:

$$B_c = (1,8 \dots 2,0)d_{ц}.$$

Условие прочности серьги:

$$\sigma_p = \frac{F_{гр}}{2 \cdot (B_c - d_{ц}) \cdot \delta} \leq [\sigma_p],$$

где $[\sigma_p]$ - значение допускаемого напряжения растяжения. Принимается по формуле, приведенной ранее.

Щеки служат для предохранения от выскакивания каната из ручьев блоков. Их размеры назначают из конструктивных соображений и на прочность не проверяют.

Табл. 2.7. Механические характеристики некоторых углеродистых и легированных сталей

Марка стали	σ_B	σ_T	σ_{-1F}	τ_{-1}
	МПа			
Ст1	340 - 420	210	—	—
Ст2	350 - 450	220	—	—
Ст3	400 - 490	240	170 - 220	100 - 130
Ст4	440 - 540	260	—	—
Ст5	520 - 620	300	220 - 300	130 - 180
Ст6	590	295 - 315		
12А	450 - 600	240	180	—
35	560 - 660	320	230 - 320	140 - 190
40	600 - 720	340	250 - 310	150 - 200
45	640 - 760	360	270 - 350	160 - 220
50	680 - 800	380	290 - 360	170 - 220
35Л	480 - 500	280	375-400	—
40Г	640 - 760	360	—	—
50Г	730 - 850	400	290 - 360	—
40Г2	750 - 870	460	310 - 400	180 - 220
15Х	750	600	—	—
20Х	800	650	310 - 380	120 - 230
40Х	1000	850	350 - 420	210 - 260
40ХС	1250	1100	—	—
35ХГСА	1650	1400	480 - 700	280 - 400
40ХФА	900	750	380 - 490	—
30ХЮ	950	800	—	—
38ХМЮА	1000	850	—	—
30ХН	900 - 1000	700	420	—
40ХН	1000	850	460 - 600	—
12ХН3А	1000	850	420 - 640	220 - 300
20ХН3А	1400	1200	—	—
40ХНВА	1100	950	500	—
40ХНМА	1000	850	500 - 700	270 - 380
15ХР	800	600	—	—

Табл. 2.8. Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636, мм

Ряды			Дополни тельные размеры	Ряды			Дополни тельные размеры	Ряды			Дополни тельные размеры
R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40		R_a10	R_a20	R_a40	
1,0	1,0	1,0 1,05		10	10	10 10,5	10,2 10,8	100	100	100 105	102 108
	1,1	1,1 1,15			11	11 11,5			11,2 11,8	110	
1,2	1,2	1,2 1,3	1,25 1,35	12	12	12 13	12,5 13,5	125	125	125 130	135
	1,4	1,4 1,5			1,45 1,55	14			14 15	14,5 15,5	
1,6	1,6	1,6 1,7	1,65 1,75	16	16	16 17	16,5 17,5	160	160	160 170	165 175
	1,8	1,8 1,9			1,85 1,95	18			18 19	18,5 19,5	
2,0	2,0	2,0 2,1	2,05 2,15	20	20	20 21	20,5 21,5	200	200	200 210	205
	2,2	2,2 2,4			2,3	22			22 24	23,0	
2,5	2,5	2,5 2,6	2,7	25	25	25 26	27	250	250	250 260	270
	2,8	2,8 3,0			2,9 3,1	28			28 30	29 31	
3,2	3,2	3,2 3,4	3,3 3,5	32	32	32 34	33	320	320	320 340	330 350
	3,6	3,6 3,8			3,7 3,9	36			36 38	37 39	
4,0	4,0	4,0 4,2	4,1 4,4	40	40	40 42	41 44	400	400	400 420	410 440
	4,5	4,5 4,8			4,6 4,9	45			45 48	46 49	
5,0	5,0	5,0 5,3	5,2 5,5	50	50	50 53	52 55	500	500	500 530	515 545
	5,0	5,6 6,0			5,8 6,2	56			56 60	58 62	
6,3	6,3	6,3 6,7	6,5 7,0	63	63	63 67	65 70	630	630	630 670	650 690
	7,1	7,1 7,5			7,3 7,8	71			71 75	73 78	
8,0	8,0	8,0 8,5	8,2 8,8	80	80	80 85	82	800	800	800 850	825 875
	9,0	9,0 9,5			9,2 9,8	90			90 95	92 98	

Примечание. Ряд R_a40 - является предпочтительным

Практическая работа №3
**АНАЛИЗ КОНСТРУКЦИЙ И ПОДБОР ТОРМОЗОВ ДЛЯ РАЗЛИЧНЫХ
МЕХАНИЗМОВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ КРАНОВ**

Задания:

1. Самостоятельно изучить разнообразные конструкции тормозных устройств, а также требования предъявляемые к ним ТНПА.

2. По заданным исходным данным (табл. 3.1) подобрать тормоз и записать требования к нему.

Табл. 3.2. Исходные данные

Вариант	Тип крана	Грузоподъемность, т	Группа режима работы по ГОСТ 25835	Механизм	Условия работы
1	Мостовой однобалочный	1	2М	Передвижения крана	Скорость менее 32 м/мин
2	Мостовой двухбалочный	1,6	3М	Подъема груза	Два тормоза
3	Козловой	5	2М	Подъема груза с двумя одновременно включаемыми приводами	Нормальные
4	Полукозловой	2	4М	Подъема груза с двумя одновременно включаемыми приводами	По два тормоза
5	Грузовая тележка на уровне пола	2,5	5М	Передвижения	На открытом воздухе
6	Кран автомобильный, прямая стрела	8	3М	Изменения вылета	Повышенные динамические нагрузки
7	Кран-манипулятор	3,2	2М	Поворота, речной	Нормальные
8	Кран кабельный	4	3М	Передвижения грузовой тележки	Нормальные
9	Кран магнитный	12,5	1М	Поворота	В помещении
10	Кран грейферный мостовой	5	4М	Двухбарабанные лебедки с отдельным эл. приводом	Нормальные
11	Грузовая тележка мостового крана	6,3	5М	Передвижения	Скорость менее 32 м/мин
12	Кран сталелитейный	20	5М	Подъема груза	Нормальные
13	Кран-манипулятор	8	6М	Поворота, речной	Повышенные ветровые нагрузки
14	Кран автомобильный	10	3М	Подъема стрелы	Два тормоза
15	Подъемник крановый	0,63	2М	Лебедка подъемника	Нормальные

Некоторые сведения о тормозных устройствах

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.*

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.

Пункты Правил с требованиями к тормозным устройствам грузоподъемных машин

39. Механизмы подъема груза и изменения вылета должны быть снабжены тормозами нормально закрытого типа, автоматически размыкающимися при включении привода.

У механизмов подъема груза, изменения вылета и телескопирования стрелы с гидроприводом должно быть предусмотрено устройство (обратный клапан), исключающее опускание груза или стрелы при падении давления в гидросистеме.

40. Механизмы подъема груза и изменения вылета должны быть снабжены тормозами, имеющими неразмыкаемую кинематическую связь с барабанами.

В кинематических цепях механизмов подъема электроталей допускается установка муфты предельного момента.

41. У грейферных двухбарабанных лебедок с отдельным электрическим приводом тормоз должен быть установлен на каждом приводе.

На приводе поддерживающего барабана допускается устройство педали (кнопки) для растормаживания механизма при неработающем двигателе; при этом растормаживание должно быть возможным при непрерывном нажатии на педаль (кнопку).

При срабатывании электрической защиты или выключении электрического тока тормоз должен автоматически замыкаться даже в том случае, когда педаль (кнопка) нажата.

42. Тормоз механизма подъема груза и изменения вылета, за исключением случаев, указанных в пунктах 43-45 Правил, должен обеспечить тормозной момент с коэффициентом запаса торможения, принимаемым по ТНПА, но не менее 1,5.

43. Для снижения динамических нагрузок на механизме подъема стрелы допускается установка двух тормозов с коэффициентом запаса торможения у одного из них не менее 1,1, у второго - не менее 1,25. При этом наложение тормозов должно производиться последовательно и автоматически.

44. При наличии на приводе механизма подъема груза и механизма подъема стрелы двух и более тормозов коэффициент запаса торможения каждого из них должен быть не менее 1,25.

45. У механизма подъема груза с двумя одновременно включаемыми приводами на каждом приводе должно быть установлено не менее одного тормоза с запасом торможения 1,25. При наличии у механизма подъема двух и более приводов и применении на каждом приводе двух тормозов коэффициент запаса торможения каждого тормоза должен быть не менее 1,1.

46. У кранов, транспортирующих расплавленный металл и шлак, ядовитые и взрывчатые вещества, механизмы подъема груза и изменения вылета должны быть оборудованы двумя тормозами, действующими независимо друг от друга. У специальных металлургических кранов, предназначенных для транспортировки расплавленного металла, а также у кранов, предназначенных для перемещения радиоактивных, ядовитых и взрывчатых веществ, механизмы подъема также должны быть снабжены двумя тормозами.

47. При установке на механизме подъема двух тормозов они должны быть спроектированы так, чтобы при проверке надежности одного из тормозов можно было безопасно снять действие другого тормоза.

48. Тормоза механизмов передвижения и поворота кранов, за исключением случаев, предусмотренных в пунктах 51 и 52 настоящих Правил, должны быть нормально закрытого типа, автоматически размыкающимися при включении привода.

49. Тормоза на механизмах передвижения кранов (тележек) должны устанавливаться в тех случаях, если:

кран предназначен для работы на открытом воздухе;

кран предназначен для работы в помещении и передвигается по крановому пути, уложенному на полу;

кран предназначен для работы в помещении на надземном крановом пути и передвигается со скоростью более 32 м/мин.

50. Тормоза на механизмах поворота устанавливаются на всех кранах, работающих на открытом воздухе, а также на кранах, работающих в помещении (группа классификации (режима) механизма М2 и более).

51. На стреловых самоходных кранах, механизм передвижения которых оборудован управляемым тормозом нормально открытого типа, должен устанавливаться стояночный тормоз.

Тормоза на механизмах передвижения железнодорожных кранов должны соответствовать установленным нормам.

52. На механизмах поворота башенных, стреловых самоходных с башенно-стреловым оборудованием и порталных кранов допускается устанавливать управляемые тормоза нормально открытого типа. В этом случае тормоз должен иметь устройство для фиксации его в закрытом положении. Такое устройство может быть установлено на рычагах или педалях управления тормозом.

53. Если системой управления крана предусмотрено торможение электродвигателем, то допускается автоматическое замыкание тормозов механизмов передвижения или поворота на нулевой позиции контроллера с задержкой по времени не более одной секунды или электрическое управление замыканием (размыканием) тормозов на нулевой позиции контроллера педалью

(кнопкой).

54. Тормоза механизмов передвижения и поворота у кранов, работающих на открытом воздухе, должны обеспечивать удержание крана (тележки) при действии максимально допустимой скорости ветра, принимаемой по ГОСТ 1451 для рабочего состояния крана, с учетом допустимого уклона.

55. У механизмов кранов самотормозящаяся передача не может служить заменой тормоза.

56. Груз, замыкающий тормоз, должен быть укреплен на рычаге так, чтобы исключалась возможность его падения или произвольного смещения. В случае применения пружин замыкание тормоза должно производиться усилием сжатой пружины.

57. Колодочные, ленточные и дисковые тормоза сухого трения должны быть защищены от прямого попадания влаги или масла на тормозной шкив.

227. В руководстве по эксплуатации наряду с другими требованиями должны быть указаны: способы регулировки тормозов.

262. В кранах-манипуляторах допускается не устанавливать тормоза на реечные механизмы поворота. Червячные передачи не должны применяться в качестве тормоза. В обоснованных случаях допускается установка дополнительного тормоза для плавного торможения.

291. В кабельных кранах тормоз механизма передвижения грузовой тележки должен обеспечить тормозной момент с коэффициентом запаса торможения не менее 1,25.

312. В крановых подъемниках лебедка подъемника должна быть снабжена тормозом нормально закрытого типа. Коэффициент запаса торможения должен быть не менее 2.

Практическая работа №4
РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА КРАНА

Задание: рассчитать механизм подъема груза мостового крана в соответствии с вариантом задания (см. табл. 4.3).

Исходные и справочные данные

Таблица 4.3 – Исходные данные

Вариант	Проектные параметры				
	Грузоподъемность $G_{гр}$, т	Скорость подъема груза $v_{г}$, м/мин	Высота подъема груза H , м	Группа режима работы по ГОСТ 25835	Тип крана*
1	1	12	12	2М	I
2	1,6	3,78	18	3М	I
3	5	4,8	12,5	2М	II
4	2	6	24	4М	I
5	2,5	12	36	5М	I
6	8	6	16	3М	II
7	3,2	1,2	6	2М	I
8	4	1,5	12	3М	I
9	12,5	7,5	18	4М	II
10	5	3,78	18	4М	I
11	6,3	6	24	5М	I
12	20	7,5	20	5М	II
13	8	1,92	12	2М	I
14	10	1,5	18	3М	I
15	32	9,6	22,4	2М	II
16	1	6	24	4М	I
17	1,6	9,6	36	5М	I
18	5	6	18	3М	II
19	2	1,92	6	2М	I
20	2,5	2,4	12	3М	I
21	8	7,5	20	4М	II
22	3,2	3,78	18	4М	I
23	4	7,5	24	5М	I
24	12,5	9,6	22,4	5М	II
25	5	1,92	12	2М	I
26	6,3	3,78	6	3М	I
27	20	3	12,5	2М	II
28	8	3,78	24	4М	I
29	10	4,8	36	5М	I
30	32	4,8	16	3М	II

Примечание. * - тип крана: I - однобалочный подвесной (см. рис. 4.1); II - двухбалочный опорный (см. рис. 4.2)

Таблица 4.4 – Группа классификации (режима) механизмов крана по ИСО 4301 / ГОСТ 25546-82 / Правилам ГГТН 1969 г. и ПВ для электрооборудования

Группа классификации (режима) механизма		Группа режима работы для кранов, изготовленных до 1994 г.	ПВ, %
по ГОСТ 25835	по ИСО 4301/1		
1М	M1	Ручной привод (Р)	15
	M2		

Группа классификации (режима) механизма		Группа режима работы для кранов, изготовленных до 1994 г.	ПВ, %
по ГОСТ 25835	по ИСО 4301/1		
		Легкий (Л)	25
2М	М3		
3М	М4		
4М	М5	Средний (С)	40
5М	М6		
6М	М7	Тяжелый (Т)	60
	М8		
		Весьма тяжелый (ВТ)	100

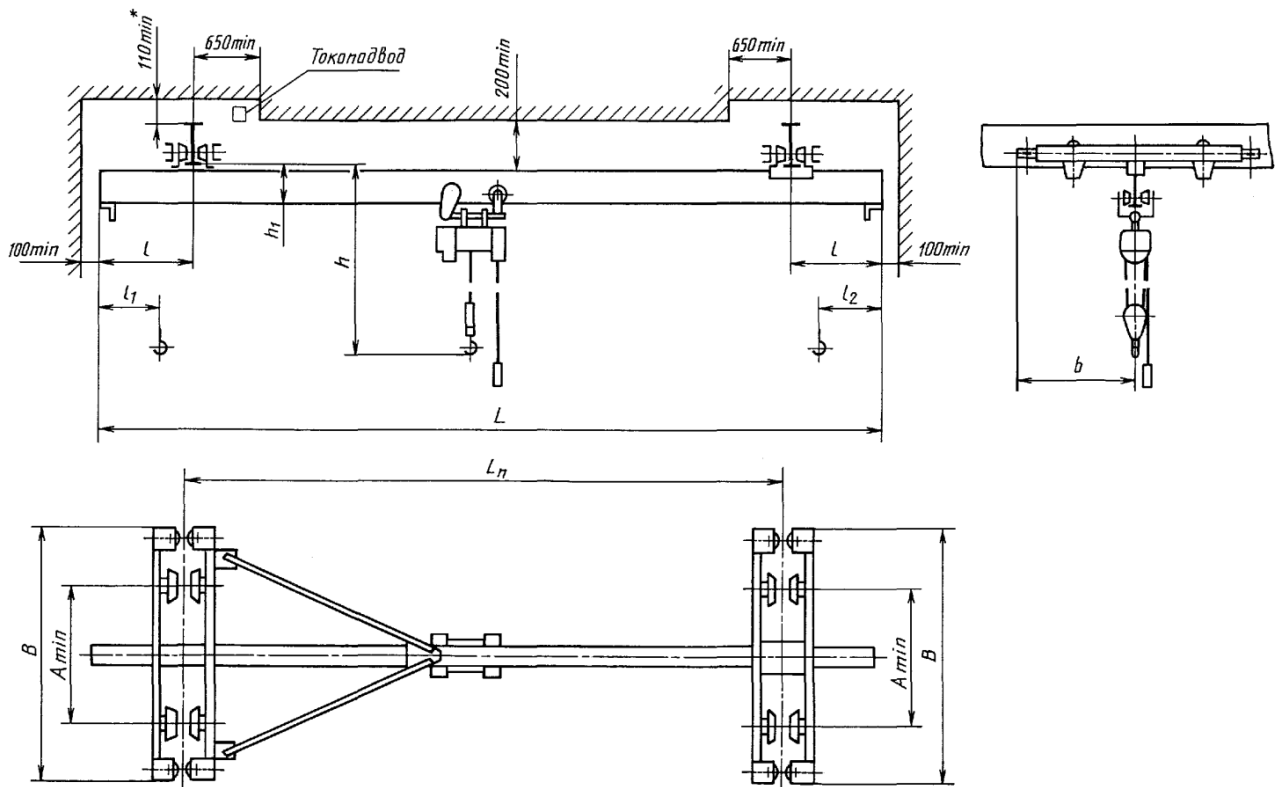


Рисунок 4.1 – Кран мостовой однобалочный подвесной

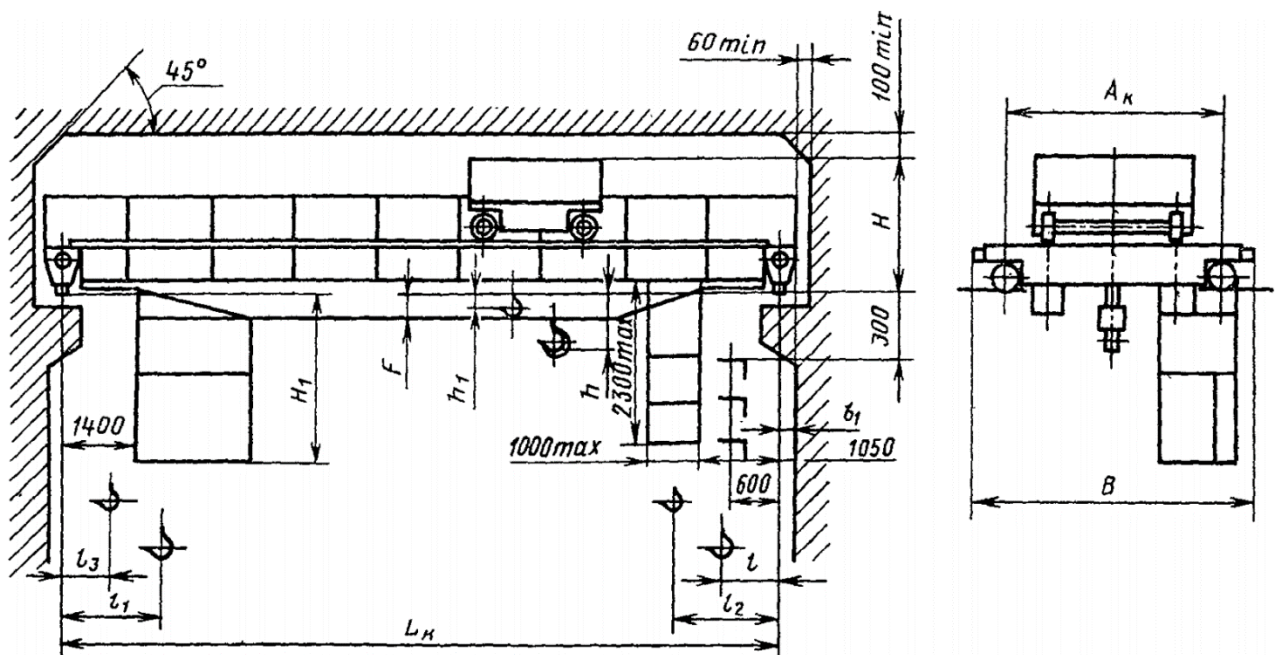


Рисунок 4.2 – Кран мостовой двухбалочный опорный

Методика расчета механизма подъема груза

4.1 Выбрать тип и кратность полиспаста с учетом грузоподъемности и конструкции крана ($G_{гр}$, т, см. исх. данные): для электроталей механизма подъема груза - таблица 4.5; для механизма подъема груза грузовых тележек мостовых опорных кранов - таблица 4.6.

Таблица 4.5 – Рекомендуемая кратность $u_{п}$ полиспастов механизма подъема талей

Простой полиспаст ($z = 1$)		Сдвоенный полиспаст ($z = 2$)	
Грузоподъемность тали $G_{гр}$, т	Кратность одного полиспаста $u_{п}$	Грузоподъемность тали $G_{гр}$, т	Кратность одного полиспаста $u_{п}$
до 1	1	2,0...6,0	2
1,0...2,0	2	5,0...10,0	2...3

Таблица 4.6 – Рекомендуемая кратность $u_{п}$ полиспастов механизма подъема грузовых тележек

Простой полиспаст ($z = 1$)		Сдвоенный полиспаст ($z = 2$)	
Грузоподъемность $G_{гр}$, т	Кратность одного полиспаста $u_{п}$	Грузоподъемность $G_{гр}$, т	Кратность одного полиспаста $u_{п}$
до 1	1...2	До 8	2
1,25...6,3	2...3	10...16	2...3
8...16	3...4	20...32	3...4
20...32	5...6	40...50	4...5

4.2 Составить кинематическую схему механизма с учетом принятого полиспаста (см. п. 4.1).

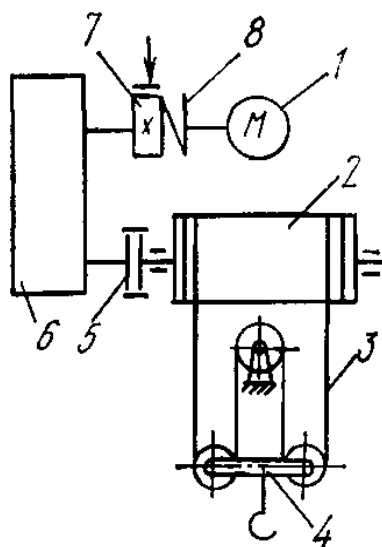


Рисунок 4.3 – Пример схемы механизма подъема крана:

1 – электродвигатель; 2 – барабан; 3 – полиспаст; 4 – крюковая подвеска; 5 – муфта зубчатая; 6 – редуктор; 7 – тормоз; 8 – муфта эластичная

4.3 Усилие в канате, набегающем на барабан при подъеме груза

$$F_6 = \frac{Q \cdot g}{z \cdot u_{п} \cdot \eta_0}, \text{ Н,}$$

где Q – масса номинального груза и масса грузозахватных устройств:

$$Q = G_{гр} + q_n, \text{ кг,}$$

где q_n – масса грузозахватных устройств, кг, $q_n = (2,0 \dots 2,5)\%G_{гр}$;

z – число полиспастов в системе (см. п. 4.1);

u_n – кратность полиспаста (см. п. 4.1);

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$;

η_0 – общий КПД полиспаста и обводных блоков:

$$\eta_0 = \frac{(1-\eta_{бл}^{u_n}) \cdot \eta_{бл}^i}{(1-\eta_{бл}) \cdot u_n},$$

где $\eta_{бл}$ – КПД одного блока (см. табл. 4.7);

u_n – кратность полиспаста (см. п. 4.1);

i – число обводных блоков (см. п. 4.2).

Таблица 4.7 – Коэффициент полезного действия блоков

Тип подшипника	Условия работы	η
Скольжения	Плохая смазка, высокая температура	0,94
	Нормальная смазка	0,96
Качения	Плохая смазка, высокая температура	0,97
	Нормальная смазка	0,98

4.4 Расчетное разрывное усилие каната в целом, с учетом минимального коэффициента использования каната (коэффициент запаса прочности)

$$F_p = S' Z_p, \text{ Н,}$$

где S – наибольшее натяжение ветви каната, определенное при проектировании расчетом, Н, $S = F_6$ (см. п. 4.3);

Z_p – минимальный коэффициент использования каната (запаса прочности), определяемый согласно Правил, в зависимости от группы классификации механизма (см. табл. 4.8).

Таблица 4.8 – Минимальные значения коэффициентов использования (запаса прочности) канатов

Группа классификации (режима) механизма		Группа режима работы для кранов, изготовленных до 1994 г.	Подвижные канаты	Неподвижные канаты
по ГОСТ 25835	по ИСО 4301/1		Z_p	
1М	М1	Ручной привод (Р)	3,15	2,50
	М2		3,35	2,50
	М3		3,55	3,00
2М	М4	Легкий (Л)	4,00	3,50
3М	М5		4,50	4,00
4М	М6	Средний (С)	5,60	4,50
5М	М7	Тяжелый (Т)	7,10	5,00
6М	М8	Весьма тяжелый (ВТ)	9,00	5,00

4.5 Выбор стальных канатов производится в соответствии с неравенством

$$F_k \geq F_p, \text{ Н,}$$

где F_k – разрывное усилие каната в целом, принимаемое по данным стандарта на конкретный тип каната, Н (см. пп. 4.32.1);

F_p – расчетное разрывное усилие каната в целом, с учетом минимального

коэффициента использования каната (коэффициент запаса прочности) (см. п. 4.4).

4.32.1 Из таблицы 4.9 с учетом неравенства п. 4.5 выбираем по ГОСТ 2688-80 канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6х19 (1+6+6/6)+1 о.с. диаметром d_k , мм, с разрывным усилием F_k , Н.

Записать условное обозначение каната и его основные параметры (d_k , мм, F_k , Н).

Пример условного обозначения каната: *Канат 12-Г-1-Н-1764 ГОСТ 2688-80.*

Таблица 4.9 – Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции по ГОСТ 2688-80

Диаметр каната d_k , мм	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната, кг	Маркировочная группа, МПа			
		1372	1568	1764	1960
Разрывное усилие каната в целом F_k , Н, не менее					
5,6	116,5	–	15800	17800	19350
6,2	141,6	–	19250	21100	23450
6,9	176,6	–	24000	26300	28700
7,6	211,0	–	28700	32300	34200
8,3	256,0	–	34 800	38 150	41 600
9,1	305,0	–	41 550	45 450	49 600
9,9	356,6	–	48 850	53 450	58 350
11,0	461,6	–	62 850	66 800	75 150
12,0	527,0	–	71 750	78 550	85 750
13,0	596,6	71 050	81 250	89 000	97 000
14,0	728,0	86 700	98 950	108 000	118 000
15,0	844,0	100 000	114 500	125 500	137 000
16,5	1025,0	121 500	139 000	152 000	166 000
18,0	1220,0	145 000	166 000	181 500	198 000
19,5	1405,0	167 000	191 000	209 000	228 000
21,0	1635,0	194 500	222 000	243 500	265 500
22,5	1850,0	220 000	251 000	275 000	303 500
24,0	2110,0	250 500	287 000	314 000	343 000
25,5	2390,0	284 000	324 500	355 500	388 500
27,0	2685,0	319 000	365 000	399 500	446 500
28,0	2910,0	346 500	396 000	434 000	473 500
30,5	3490,0	415 500	475 000	520 000	567 500
32,0	3845,0	458 000	523 500	573 000	625 500
33,5	4220,0	502 500	574 000	648 000	686 000
37,0	5015,0	597 500	683 000	749 000	816 000
39,5	5740,0	684 000	781 500	856 000	938 000
42,0	6335,0	779 000	890 000	975 000	1 060 000

4.6 Фактический коэффициент использования каната (запаса прочности)

$$Z_\phi = \frac{F_k}{S} \Rightarrow Z_p,$$

где F_k – разрывное усилие каната в целом, Н (см. п. 4.5);

S – наибольшее натяжение ветви каната, определенное при проектировании расчетом, Н, (см. п. 4.4);

4.7 Требуемый диаметр блока $D_{бл}$, барабана $D_б$ и уравнительного блока

$D_{ур}$ по средней линии навитого стального каната

$$D_j \geq d_k \cdot e_j, \text{ мм,}$$

где j – рассчитываемый элемент: барабан (б), блок (бл), уравнительный блок (ур), $j = (\text{б, бл, ур})$;

d_k – диаметр каната, мм (см. п. 4.54.32.1);

e_j – коэффициент, зависящий от типа машины, привода механизма и режима работы механизма (табл. 4.10).

Полученное значение диаметра барабана D_b округляют в большую сторону до стандартного значения из нормального ряда диаметров: 160, 200, 250, 320, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900 1000 мм.

Полученное значение диаметра блоков $D_{бл}$ и $D_{ур}$ округляют в большую сторону до стандартного значения из нормального ряда диаметров: 50, 53, 56, 60, 63, 67, 71, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1060, 1130, 1180, 1250, 1320, 1400, 1500, 1600 мм.

Таблица 4.10 – Коэффициенты выбора диаметров барабана (e_b), блока ($e_{бл}$) и уравнительного блока ($e_{ур}$)

Группа классификации механизма			Коэффициент выбора диаметров		
по ГОСТ 25835	по ИСО 4301/1	по Правилам до 1994г.	Барабана, e_b	Блока, $e_{бл}$	Уравнительного блока, $e_{ур}$
1М	М1	Р	11,2	12,5	11,2
	М2		12,5	14,0	12,5
	М3		14,0	16,0	12,5
2М	М4	Л	16,0	18,0	14,0
3М	М5		18,0	20,0	14,0
4М	М6	С	20,0	22,4	16,0
5М	М7	Т	22,4	25,0	16,0
6М	М8	ВТ	25,0	28,0	18,0

4.8 Для механизмов подъема груза со сдвоенными ($z = 2$, см. п. 4.1) полиспадами по таблице 4.11 выбираем крюковую подвеску.

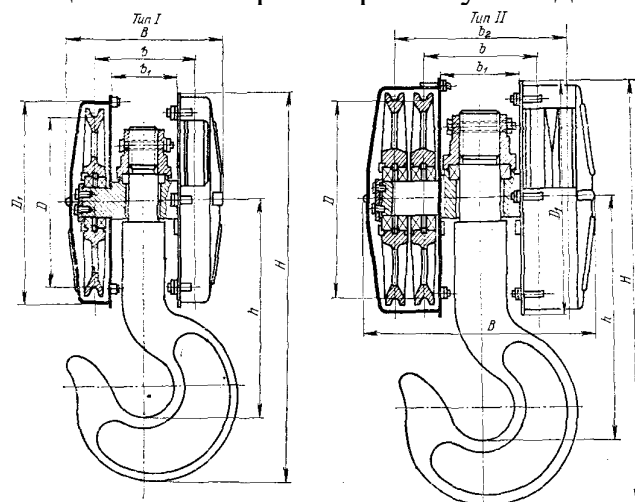


Рисунок 4.4 – Подвески крюковые

Таблица 4.11 – Подвески крюковые

Грузоподъемность, т	Режим работы	Тип	Диаметр каната, мм	Размеры, мм					Масса, кг
				<i>D</i>	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>b</i> ₁	<i>H</i>	
3,2	Т	I	9,2	320	305	200	–	570	68
5	Т	I	12	400	370	225	–	732	100
5	С	I	11	320	305	200	–	612	72
5	Л	I	11	320	305	200	–	612	72
8	Т	I	15	450	400	266	–	857	190
8	С	I	14	400	370	225	–	760	106
8	Л	I	13	320	305	200	–	668	96
12,5	Т	II	15	450	564	270	342	922	306
12,5	С	I	17,5	450	400	266	–	888	198
12,5	Л	I	17	400	370	225	–	825	128
20	С	II	17,5	450	564	270	342	978	325
20	Л	I	20	450	400	266	–	982	233
32	С	II	20	560	830	306	462	1187	586
32	Л	II	20	450	578	290	433	1082	426
50	С	II	25	670	710	346	522	1463	980

4.9 Длина каната, навиваемого на барабан с одного полиспаста

$$L_k = H \cdot u_{\text{п}} + \pi \cdot D_6 \cdot (z_1 + z_2), \text{ м,}$$

где *H* – высота подъема груза, м (см. исх. данные);

*u*_п – кратность полиспаста (см. п. 4.1);

*D*₆ – диаметр барабана по средней линии навитого каната, м (см. п. 4.7);

*z*₁ – число запасных (неиспользуемых) витков каната на барабане до места крепления: *z*₁ = 1,5...2;

*z*₂ – число витков каната, находящихся под зажимным устройством на барабане: *z*₂ = 3...4.

4.10 Рабочая длина барабана для каната, свиваемого с одного полиспаста

$$L_6 = \frac{L_k t}{\pi m (m d_k + D_6) \varphi}, \text{ м,}$$

где *L*_к – длина каната, навиваемого на барабан, м (см. п. 4.9);

t – шаг витка, м (рис. 4.5 и табл. 4.12);

m – число слоев навивки, от 1 до 5. При навивке каната в несколько слоев барабан делается гладким, в один слой – нарезным;

*d*_к – диаметр каната, м (см. п. 4.54.32.1);

*D*₆ – диаметр барабана по средней линии навитого каната, м (см. п. 4.7);

φ – коэффициент неплотности навивки: для гладких барабанов $\varphi = 0,9 \dots 0,95$ (при *m* от 2 до 5); для нарезных барабанов $\varphi = 1,0$ (при *m* = 1).

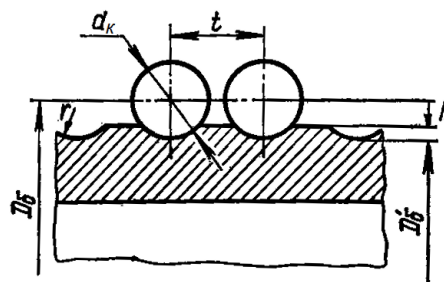


Рисунок 4.5 – Профиль канавок на барабане

Таблица 4.12 – Размеры профиля канавок барабанов (рис. 4.5)

Диаметр каната d_k , мм	Радиус r , мм	Глубина h , мм	Шаг t , мм	Диаметр каната d_k , мм	Радиус r , мм	Глубина h , мм	Шаг t , мм
5...6	3,50	1	7	20...21,5	12	6,5	24
6...7	4	1,5	8	21,5...23	12,5	7	26
7...8	4,5	2,5	9	23...24,5	13,5	7,5	28
8...9	5	2,5	10	24,5...26	14	8	29
9...10	5,5	3	11	26...27,5	15	8,5	32
10...11	6	3,5	12,5	27,5...29	16	9	34
11...12	6,5	3,5	13,5	29...31	17	9,5	36
12...13	7	4	15	31...33	18	10	38
13...14	7,5	4,5	16	33...35	19	10,5	40
14...15	8,5	4,5	17	35...37,5	21	11,5	42
15...16	9	5	18	37,5...40	22	12	44
16...17	9,5	5,5	19	40...42,5	23	13	48
17...18	10	5,5	20	42,5...45,5	25	14	50
18...19	10,5	6	22	45,5...47,5	26	14,5	52
19...20	11	6	23				

4.11 Для механизмов подъема груза со сдвоенными полиспастами полная длина барабана

$$L = 2L_6 + l, \text{ м,}$$

где L_6 – рабочая длина барабана для каната, свиваемого с одного полиспаста, м (см. п. 4.10);

l – расстояние между правой и левой нарезками на барабане, м, принимаем равным расстоянию между ручьями блоков в крюковой обойме, т.е. $l = b$ (см. п. 4.8).

4.12 Проверить неравенство $0,5 \leq L/D_6 \leq 3,0$ для $1 \leq m \leq 5$. Если условие не выполняется, то изменяют m (см. п. 4.10), $u_{\text{п}}$ (см. п. 4.1) или D_6 (см. п. 4.7).

4.13 Минимальная толщина стенки литого чугунного барабана должна быть не менее

$$\delta_{\min} = 0,02D'_6 + (0,006 \dots 0,01), \text{ м,}$$

где D'_6 – диаметр барабана, м;

– для нарезного барабана (при $m = 1$) измеряется по дну канавки (см. рис. 4.5)

$$D'_6 = D_6 - d_k, \text{ м;}$$

– при многослойной навивке каната на барабан

$$D'_6 = D_6, \text{ м,}$$

где D_6 – диаметр барабана по средней линии навитого каната, м (см. п. 4.7); d_k – диаметр каната, м (см. п. 4.54.32.1).

Принять конкретное значение δ_6 из диапазона δ_{\min} , мм.

4.14 Принять в качестве материала барабана чугун и найти напряжение сжатия в стенке барабана

$$\sigma_{\text{сж}} = \frac{F_6}{t \cdot \delta_6}, \text{ МПа} < [\sigma_{\text{сж}}], \text{ МПа,}$$

где F_6 – усилие в канате, Н (см. п. 4.3);

t – шаг витков каната на барабане, мм (см. п. 4.10);

δ_6 – толщина стенки литого чугунного барабана, мм (см. п. 4.13);

$[\sigma_{сж}]$ – допускаемое напряжение сжатия материала стенки барабана, изготовленного из чугуна:

$$[\sigma_{сж}] = \frac{0,2\sigma_B}{k_{сл}}, \text{ МПа,}$$

где σ_B – предел прочности чугуна, МПа; $\sigma_B = 650$ МПа – для чугуна марки СЧ 15, $\sigma_B = 700$ МПа – для чугуна марки СЧ 18, $\sigma_B = 850$ МПа – для чугуна марки СЧ 25.

$k_{сл}$ – коэффициент (см. табл. 4.13), учитывающий повышение напряжения сжатия в стенке барабана в зависимости от числа слоев m (см. п. 4.10) навивки каната на барабан.

Таблица 4.13 – Коэффициент повышения напряжения в стенке барабана

m	1	2	3	4	5
$k_{сл}$	1,0	1,28	1,36	1,41	1,52

4.15 Статическая мощность двигателя механизма подъема груза

$$P_c = \frac{Qgv_r}{10^3\eta}, \text{ кВт,}$$

где Q – масса номинального груза и крюковой подвески, кг (см. п. 4.3);

v_r – скорость подъема груза, м/с (см. исх. данные);

η – КПД механизма (табл. 4.14).

Таблица 4.14 – КПД крановых механизмов при номинальной нагрузке

Наименование	Тип передачи	КПД при опорах	
		качения	скольжения
Механизм подъема груза	Зубчатая цилиндрическая	0,8...0,85	0,75...0,8
	Червячная	0,65...0,7	0,65...0,7
Механизм передвижения кранов и тележек	Зубчатая цилиндрическая	0,8...0,9	0,75...0,85
	Червячная	0,65...0,75	0,65...0,75
Механизм поворота	Зубчатая цилиндрическая	0,75...0,85	0,7...0,8
	Червячная	0,5...0,75	0,5...0,75
Барабан для стальных канатов		0,96...0,98	0,94...0,96

4.16 По расчетной статической мощности двигателя механизма подъема груза P_c (см. п. 4.15) выбираем электродвигатель с ближайшим меньшим значением мощности на валу двигателя $P_{дв}$.

В механизмах подъема груза электроталей применяются асинхронные короткозамкнутые электродвигатели серии 4А (см. табл. 4.15).

В механизмах подъема груза грузовых тележек мостовых опорных кранов обычно применяется крановый электродвигатель с фазным ротором серии МТФ (см. табл. 4.16).

Таблица 4.15 – Асинхронные короткозамкнутые электродвигатели серии 4А

Типоразмер двигателя	Мощность $P_{дв}$, кВт	Частота вращения $n_{дв}$, мин ⁻¹	$T_{max}/T_{ном}$	$T_{пуск}/T_{ном}$	$T_{min}/T_{ном}$	Момент инерции ротора I_p , кг·м ²
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹						
4АА63А6У3	0,18	885	2	1,2	2,2	0,00173
4АА63ВУ3	0,25	890	2	1,2	2,2	0,00215
4А71А6У3	0,37	910	2	1,6	2,2	0,00167
4А71В6У3	0,55	900	2	1,6	2,2	0,00202
4А80А6У3	0,75	915	2	1,6	2,2	0,00462
4А80В6У3	1,1	920	2	1,6	2,2	0,00459
4А90Л6У3	1,5	935	2	1,6	2,2	0,00735
4А100Л6У3	2,2	950	2	1,6	2,2	0,0131
4А112МА6У3	3	955	2	1,6	2,2	0,0175
4А112МВ6У3	4	950	2	1,6	2,2	0,02
4А132S6У3	5,5	965	2	1,6	2,2	0,04
4А132М6У3	7,5	870	2	1,6	2,2	0,0575
4А160S6У3	11	975	1,2	1	2	0,137
4А160М6У3	15	975	1,2	1	2	0,182
4А180М6У3	18,5	975	1,2	1	2	0,22
4А200М6У3	22	975	1,2	1	2	0,4
4А200Л6У3	30	980	1,2	1	2	0,45
4А225М6У3	37	980	1,2	1	2	0,735
4А250S6У3	45	985	1,2	1	2	1,16
4А250М6У3	55	985	1,2	1	2	1,25
4А280S6У3	75	985	1,2	1	1,9	2,92
4А280М6У3	90	985	1,2	1	1,9	3,33
4А315S6У3	110	985	1	0,9	1,9	4
4А315М6У3	132	985	1	0,9	1,9	4,5
4А355S6У3	160	985	1	0,9	1,9	7,33
4А355М6У3	200	985	1	0,9	1,9	8,77

Таблица 4.16 – Крановые электродвигатели серии МТФ с фазным ротором 50 Гц, 220/380 и 500 В

Тип электро-двигателя	Мощность на валу, $P_{дв}$, кВт, при						Частота вращения, $n_{дв}$, мин ⁻¹	Максимальный момент, T_{max} , Нм	Момент инерции ротора, I_p , кг·м ²
	ПВ=15%	ПВ=25%	ПВ=40%	ПВ=60%	30 мин	60 мин			
МТФ 011-6	2						800	40	0,021
		1,7					850		
			1,4		1,4		885		
				1,2		1,2	910		
МТФ 012-6	3,1						785	57	0,029
		2,7					840		
			2,2		2,2		890		
				1,7		1,7	920		
МТФ 111-6	4,5						850	87	0,048
		4,1					870		
			3,5		3,5		895		
				2,8		2,8	920		
МТФ 112-6	6,5						895	140	0,068

Тип электро-двигателя	Мощность на валу, $P_{дв}$, кВт, при						Частота вращения, $n_{дв}$, мин ⁻¹	Максимальный момент, T_{max} , Нм	Момент инерции ротора, I_p , кг·м ²
	ПВ= =15%	ПВ= =25%	ПВ= =40%	ПВ= =60%	30 мин	60 мин			
MTF 211-6		5,8					915	195	0,115
			5		5		930		
				4		4	950		
	10,5						895		
MTF 311-6		9					915	320	0,225
			7,5		7,5		930		
				6		6	945		
				9		9	925		
MTF 312-6	14						925	480	0,312
		13					935		
			11		11		945		
				9		9	960		
MTF 411-8	19,5						945	580	0,537
		17,5					950		
			15		15		955		
				12		12	965		
MTF 411-6	22						685	650	0,5
		18					700		
			15		18		710		
				13		15	715		
MTF 412-6	30						945	950	0,675
		27					955		
			22		22		965		
				18		18	970		
MTF 511-6	40						960	1110	0,815
		36					965		
			30		30		970		
				25		25	975		
MTF 512-6	60,4						945	1600	1,5
		46,8					950		
			37		37		955		
				30,2		30,2	965		
MTF 512-6	89,8						945	1600	1,5
		69,5					950		
			55		55		955		
				44,9		44,9	965		

4.17 Частота вращения барабана

$$n_6 = \frac{60v_r u_{п}}{\pi D_{расч}}, \text{ мин}^{-1},$$

где v_r – скорость подъема груза, м/с (см. исх. данные);

$u_{п}$ – кратность полиспаста (см. п. 4.1);

$D_{расч}$ – расчетный диаметр барабана, м:

– для нарезного барабана (при $m = 1$)

$$D_{расч} = D_6, \text{ м},$$

– при многослойной навивке каната на барабан

$$D_{расч} = 0,5(D_6 + D_{max}), \text{ м},$$

$$D_{max} = D_6 + d_k(2m - 1), \text{ м},$$

где D_6 – диаметр нарезного барабана по средней линии навитого каната,

м (см. п. 4.7);

D_{\max} – диаметр по средней линии каната на последнем слое навивки, м;

d_k – диаметр каната, м (см. п. 4.54.32.1);

m – число слоев навивки каната на барабан (см. п. 4.10).

4.18 Передаточное число привода

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{б}}},$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала двигателя, мин^{-1} (см. п. 4.16);

$n_{\text{б}}$ – частота вращения барабана, мин^{-1} (см. п. 4.17).

4.19 Расчетная мощность редуктора на быстроходном валу

$$P_p = k_p P, \text{ кВт},$$

где k_p – коэффициент, учитывающий условия работы редуктора. Для приводов механизмов подъема кранов и машин непрерывного действия $k_p = 1$;

P – наибольшая мощность, передаваемая редуктором при нормально протекающем процессе работы механизма, кВт, $P = P_c$ (см. п. 4.15).

4.20 В механизмах подъема груза электроталей применяется специальный двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор (с передаточным числом от 6,3 до 50), который проектируется с ближайшим значением передаточного числа u к одному из следующего значения нормального ряда u_p : 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; трехступенчатые: 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280 (ГОСТ 25301). Принятое значение u_p не должно отличаться от расчётного значения u более чем на 5%.

В механизмах подъема груза грузовых тележек мостовых опорных кранов обычно применяется двухступенчатый цилиндрический редуктор типа Ц2. Из таблицы 4.17 по передаточному числу u (см. п. 4.18) (с ближайшим значением u_p) и мощности P_p (см. п. 4.19) (с ближайшим большим значением мощности на быстроходном валу) выбираем редуктор. Выписать тип и основные параметры (u_p) выбранного редуктора. Принятое значение u_p не должно отличаться от расчётного значения u более чем на 15%.

В случае невозможности выбора редуктора по передаточному числу подбирают двигатель с другим значением частоты вращения вала двигателя (см. п. 4.16) или подбирают два редуктора с общим передаточным числом близким к u .

Таблица 4.17 – Редукторы цилиндрические горизонтальные двухступенчатые типа Ц2

Типоразмер редуктора			Ц2-250	Ц2-300	Ц2-350	Ц2-400	Ц2-500	
передаточное число		Номинальная частота вращения быстроходного вала, мин^{-1}	Режим работы	Мощность на быстроходном валу, кВт				
номинальное	фактическое, u_p							
50	50,94	750	Л	6,3	9,9	15	29,2	50
			С	4,2	7,4	11,1	19,4	37
			Т	2,42	3,9	5,9	7,9	18,75
			ВТ	1,67	2,63	3,96	7,7	13,5
		1000	Л	8,2	12,5	20	39	67,2
			С	5,66	9,5	14,2	19,3	45,5
		Т	2,87	4,75	7,25	9,6	22,9	

Типоразмер редуктора			Ц2-250	Ц2-300	Ц2-350	Ц2-400	Ц2-500		
передаточное число		Номинальная частота вращения быстроходного вала, мин ⁻¹	Режим работы	Мощность на быстроходном валу, кВт					
номинальное	фактическое, <i>и_p</i>								
		1500	ВТ	2,2	3,52	4,86	10,3	13,9	
			Л	11,5	18,5	27,5	54,5	94	
			С	7,66	11,2	18,4	25,7	59,6	
			Т	3,8	7,6	9,2	13,6	32,2	
			С	8,1	14,6	21,8	28,1	64	
			Т	4	7,8	12,4	14,2	32,3	
			ВТ	3,54	5,67	8,31	14,55	28	
		1500	Л	17	27,5	40	61,6	139	
			С	10,3	19,3	30,2	31,4	77	
			Т	5,7	13,5	16,7	16,8	43	
			ВТ	4,45	6,88	9,5	18,6	34,8	
			750	Л	7,5	11,5	18,4	36,2	62
				С	5,6	8,3	13,4	23,2	42,2
				Т	2,85	4,5	6,8	11,1	22,4
ВТ	2	3,19		4,77	9,25	16,1			
1000	Л	9,8	14	22	43,5	75			
	С	6,95	11,2	16,3	28,1	55			
	Т	3,43	5,9	8,2	14,2	27,5			
	ВТ	2,39	3,81	5,56	11,1	19,4			
1500	Л	13	21	31,5	62	107			
	С	8,85	12,3	22,5	31,4	70,2			
	Т	4,5	8,9	10,7	16,8	35,8			
	ВТ	3,02	4,72	7,15	14	23,6			
31,5	32,42	750	Л	10,5	14,5	20	48,5	83	
			С	6,62	10,4	16,6	23,2	52,7	
			Т	3,6	6,4	10,3	11,1	26,3	
			ВТ	2,94	4,46	6,95	11,0	23,4	
		1000	Л	11,5	18	27,5	54	100	
			ВТ	5,72	9,12	12,5	23,9		
25	24,9	750	Л	12,5	19	30	60		
			С	9,25	16,1	22,4	35		
			Т	5,6	9,7	13,5	17,5		
			ВТ	3,36	5,3	7,95	15,6		
		1000	Л	14	20	36	70,5		
			С	11,7	18,3	27,1	42,2		
			Т	6,15	9,3	14,5	21,1		
			ВТ	4,05	6,36	9,53	18,75		
		1500	Л	11,5	33	54	96		
			С	16,3	21,2	39,5	45		
			Т	8,2	16,2	19,4	27,8		
			ВТ	2,6	4,22	6,17	12,1	21,2	
20	19,8	750	Л	15	24	36	71,5		
			С	11,1	17,8	26,9	46,5		
			Т	5,9	9,3	14	24,1		
			ВТ	3,94	5,2	9,25	18,1		
		1000	Л	17	29	43,5	77		
			С	14	20,6	33,5	49,4		
			Т	7,8	11,2	16,9	25		
		1500	ВТ	4,08	7,57	11,3	20		
			Л	27,5	40	59,5	116		
			С	16,6	26,5	43,7	58,2		

Типоразмер редуктора			Ц2-250	Ц2-300	Ц2-350	Ц2-400	Ц2-500	
передаточное число		Номинальная частота вращения быстроходного вала, мин ⁻¹	Режим работы	Мощность на быстроходном валу, кВт				
номинальное	фактическое, i_p							
			Т	9,7	20	20,4	38,7	
			ВТ	7,18	10,4	15,4	29,9	
16	16,3	750	Л	18,5	29	44	86,5	
			С	13,5	21,6	32	53,6	
			Т	6,7	10,7	15,9	31,3	
			ВТ	4,46	7,04	10,5	20,3	
			Л	20	31,5	47	92	
			С	18,3	25	37,1	54,3	
		1000	Т	8,2	11,8	19,7	32,2	
			ВТ	5,83	8,25	12,7	24,4	
			Л	32,5	43	71	138	
			С	21,4	31,6	50,5	73,6	
			Т	9,95	20,6	23	45,2	
			ВТ	7,9	12,6	18,8	36,6	
12,5	12,41	750	Л	25,5	33,5	55	91	
			С	15,9	25	43,5	53,6	
			Т	9,9	15,9	23,4	31,3	
			ВТ	6,53	10,5	14,1	27,7	
		1000	Л	25	35,5	62	107,5	
			С	19,6	31,2	50,7	54,5	
			Т	11,2	16,3	26,3	32,2	
			ВТ	8,25	12,25	18,6	31,2	
		1500	Л	40,5	53	96,5	152,3	
			С	22,1	39,8	70	81	
			Т	13,3	28,9	34,7	65,2	
			ВТ	11,75	18,65	27,7	49,7	
10	9,8	750	Л	30,5	40	65	94	
			С	18,9	35,7	52	58,8	
			Т	11,7	18,7	25,4	35,2	
			ВТ	8,2	11,8	17,8	36,6	
		1000	Л	30,5	43	78	127	
			С	20,2	39,7	61,2	68,5	
			Т	12,5	19,4	31,4	48,2	
			ВТ	9,72	15,5	22,9	44,2	
		1500	Л	49,5	62,5	11,75	178	
			С	27	48,2	84,7	91,3	
			Т	16,9	33,6	40	61	
			ВТ	14,8	23,6	35,2	58,4	
8	8,32	750	Л	33	46	76		
			С	23	40,3	61		
			Т	13,4	21,1	28,8		
			ВТ	8,8	13,9	24,5		
		1000	Л	37	49	80		
			С	23,4	44,2	58,6		
			Т	14,3	21,2	34,9		
			ВТ	11,7	18,3	27,6		
		1500	Л	56,5	68,5	134		
			С	31	55	96,5		
			Т	20,3	39,6	47,2		
			ВТ	17,6	28	41,8		

4.21 Момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска с учетом того, что на барабан навиваются две ветви каната

$$T_c = \frac{F_6 \cdot z \cdot D_6^r}{2 \cdot u_p \cdot \eta}, \text{ Нм,}$$

где F_6 – усилие в грузоподъемном канате, Н (см. п. 4.3);

z – число полиспастов в системе (число ветвей каната, наматываемых на барабан) (см. п. 4.1);

D_6^r – диаметр барабана лебедки подъема, м, принимается равными $D_{расч}$ (см. п. 4.17);

u_p – передаточное число между валом двигателя и барабана, определяется кинематической схемой привода барабана (см. п. 4.20);

η – КПД механизма (см. п. 4.15).

4.22 Номинальный момент, передаваемый муфтой, принимается равным моменту статических сопротивлений

$$T_m^{ном} = T_c, \text{ Нм,}$$

где T_c – момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска, Н (см. п. 4.21)

4.23 Номинальный момент на валу двигателя по формуле

$$T_{ном} = 9550 \frac{P_{дв}}{n_{дв}}, \text{ Нм,}$$

где $P_{дв}$ – мощность на валу двигателя, кВт (см. п. 4.16);

$n_{дв}$ – частота вращения вала двигателя, мин⁻¹ (см. п. 4.16).

4.24 Расчетный момент для выбора соединительной муфты

$$T_m = T_m^{ном} k_1 k_2, \text{ Нм,}$$

где $T_m^{ном}$ – номинальный момент, передаваемый муфтой, Нм (см. п. 4.22);

k_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма (табл. 4.18);

k_2 – коэффициент, учитывающий режим работы механизма (табл. 4.18).

Наибольший кратковременный момент, передаваемый муфтой, не должен превышать более чем в 2 раза наибольший крутящий момент T_m , который муфта может передавать.

Таблица 4.18 – Значения коэффициента k_1 и k_2

Наименование механизма	k_1	k_2 при режимах			
		Л	С	Т	ВТ
Подъема	1,3	1,1	1,2	1,3	1,5
Передвижения	1,2				
Изменения вылета	1,4				
Поворота	1,4				

4.25 Из таблицы 4.19 выбираем ближайшую большую по требуемому крутящему моменту T_m (см. п. 4.24) упругую втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом.

Таблица 4.19 – Муфты упругие втулочно-пальцевые с тормозными шкивами

Номер муфты	Наибольший передаваемый крутящий момент, Нм	Диаметр тормозного шкива $D_{ш}$, мм	Ширина тормозного шкива B , мм	Масса муфты, кг	Момент инерции муфты, I_m , кгм ²
1	500	200	95	25	0,125
2	800	300	145	60	0,6
3	5500	400	185	125	2,25
4	7000	500	210	175	5,0

4.26 Момент инерции ротора двигателя и муфты

$$I = I_p + I_m, \text{ кгм}^2,$$

где I_p – момент ротора двигателя, кгм² (см. п. 4.16);

I_m – момент инерции муфты, кгм² (см. п. 4.25).

4.27 Средний пусковой момент двигателя трехфазного тока:

– с фазным ротором

$$T_{\text{пуск}} = T_{\text{ср.п}} = \frac{\psi_{\text{max}} + \psi_{\text{min}}}{2} T_{\text{ном}}, \text{ Нм},$$

где ψ_{min} – минимальная кратность пускового момента электродвигателя, $\psi_{\text{min}} = 1,1 \dots 1,4$;

ψ_{max} – максимальная кратность пускового момента электродвигателя

$$\psi_{\text{max}} = T_{\text{max}} / T_{\text{ном}},$$

здесь T_{max} – максимальный пусковой момент двигателя, Нм (см. п. 4.16);

$T_{\text{ном}}$ – номинальный момент двигателя, Нм (см. п. 4.23).

– с короткозамкнутым ротором

$$T_{\text{пуск}} = T_{\text{ср.п}} = 0,85^2 \cdot \frac{\psi_{\text{п}} + \psi_{\text{max}}}{2} \cdot T_{\text{ном}}, \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где $\psi_{\text{п}}$ – кратность пускового момента двигателя, $\psi_{\text{п}} = T_{\text{пуск}} / T_{\text{ном}}$ (см. п. 4.16);

ψ_{max} – максимальная кратность пускового момента электродвигателя,

$$\psi_{\text{п}} = T_{\text{max}} / T_{\text{ном}} \text{ (см. п. 4.16).}$$

4.28 Фактическая частота вращения барабана

$$n_{\phi} = \frac{n_{\text{дв}}}{u_p}, \text{ мин}^{-1},$$

где $n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала двигателя, мин⁻¹ (см. п. 4.16);

u_p – передаточное число между валом двигателя и барабана (см. п. 4.20).

4.29 Фактическая скорость подъема груза по формуле

$$v_{\text{г}}^{\phi} = \frac{\pi D_{\text{расч}} n_{\phi}^{\phi}}{60 u_{\text{п}}}, \text{ м/с},$$

где $D_{\text{расч}}$ – расчетный диаметр барабана, м (см. п. 4.17);

n_{ϕ}^{ϕ} – фактическая частота вращения барабана, мин⁻¹ (см. п. 4.28);

$u_{\text{п}}$ – кратность полиспаста (см. п. 4.1).

4.30 Время пуска при подъеме груза

$$t_{\text{п}} = \frac{\delta I \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot (T_{\text{ср.п}} - T_c)} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot (v_{\text{г}}^{\phi})^2}{n_{\text{дв}} \cdot (T_{\text{ср.п}} - T_c) \cdot \eta}, \text{ с},$$

где δ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма (кроме ротора двигателя и муфты), $\delta = 1,1 \dots 1,2$;
 I – момент инерции ротора двигателя и муфты, кгм² (см. п. 4.26);
 $n_{дв}$ – частота вращения вала двигателя, мин⁻¹ (см. п.4.16);
 $T_{ср.п.}$ – средний пусковой момент двигателя, Нм (см. п. 4.27);
 T_c – момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска, Нм (см. п. 4.21);
 Q – вес номинального груза и крюковой подвески, кг (см. п. 4.3);
 $v_{г}^{\phi}$ – фактическая скорость подъема груза, м/с (см. п. 4.29);
 η – КПД механизма (см. п. 4.15).

4.31 Ускорение при пуске

$$a = \frac{v_{г}^{\phi}}{t_{п}}, \text{ м/с}^2,$$

$v_{г}^{\phi}$ – фактическая скорость подъема груза, м/с (см. п. 4.29);
 $t_{п}$ – время пуска при подъеме груза, с (см. п. 4.30).

Полученные значения $t_{п}$ и a должны соответствовать рекомендациям таблицы 4.20 и таблицы 4.21.

Таблица 4.20 – Ориентировочное время пуска $t_{п}$ и торможения $t_{т}$ механизмов подъема и передвижения крана

Наименование механизма	Время, с	
	пуска	торможения
Механизм подъема груза при скоростях подъема груза: менее 0,2 м/с более 0,2 м/с	1...2	1,0
	1...2	1,5
Механизм передвижения: крана тележки	5...8	—
	1,5...5	—

Таблица 4.21 – Наибольшие допускаемые ускорения (замедления) $[a]$ механизмов подъема

Назначение крана	$[a]$, м/с ²
Краны монтажные	0,1
Краны для подъема жидкого и раскаленного металла	0,1...0,2
Краны машиностроительных заводов	0,2
Краны грейферные	0,8
Краны для перегрузки массовых насыпных грузов	0,6...0,8

4.32 Поскольку график планируемой загрузки механизма подъема не задан, воспользуемся усредненным графиком использования механизма по грузоподъемности (см. рис. 4.6), построенным на основе опыта эксплуатации кранов. При этом примем, что за всё время работы механизма подъема им будет сделано 10 циклов, т.е. $\sum \beta_i = 10$, где $i = 1 \dots j$, здесь j – количеством поднимаемых типов грузов отличающихся массой (рис. 4.6).

Для определения фактической потребляемой механизмом среднеквадратичной мощности рассчитаем моменты, время пуска при подъеме и

опускании груза и прочие параметры, в различные периоды работы механизма. Результаты расчетов сведем в таблицу 4.22.

Таблица 4.22 – Моменты, развиваемые двигателем, и время его пуска

№ п/п	Наименование показателя	Обозначение	Единица	Масса поднимаемого груза, Q_i , кг (см. п.4.32.1)			
				Q_1	Q_2	...	Q_i
1	Коэффициент использования механизма по грузоподъемности (см. рис. 4.6)	$(K_z)_i$	–				
2	Количество подъемов (см. рис. 4.6)	\hat{a}_i	–				
3	КПД механизма (см. рис. 4.7, учитывая п. 4.15)	η_i	–				
4	Усилие в канате, набегавшем на барабан при подъеме груза (см. п. 4.32.2)	$(F_6)_i$	Н				
5	Момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска при подъеме груза (см. п. 4.32.3)	$(T_c)_i$	Нм				
6	Время пуска при подъеме груза (см. п. 4.32.4)	$(t_{п})_i$	с				
7	Усилие в канате, набегавшем на барабан при опускании груза (см. п. 4.32.5)	$(F_6^{оп})_i$	Н				
8	Момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска при опускании груза (см. п. 4.32.6)	$(T_c^{оп})_i$	Нм				
9	Время пуска при опускании груза (см. п. 4.32.7)	$(t_{п}^{оп})_i$	с				

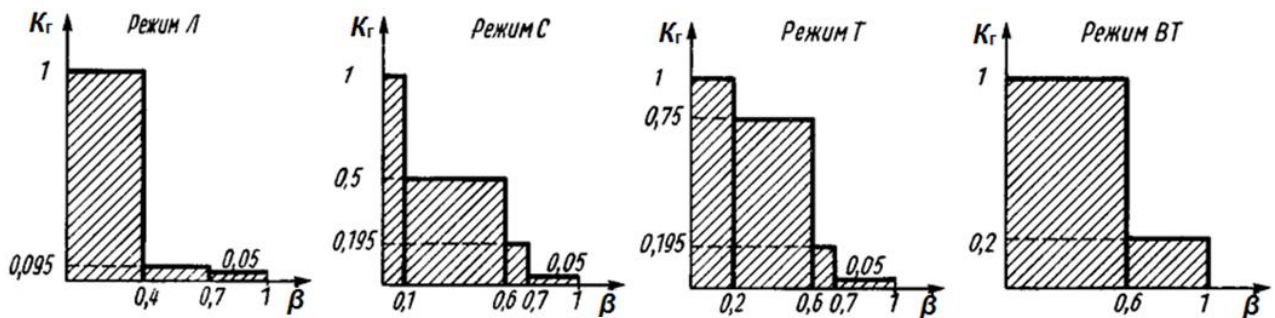


Рисунок 4.6 – График нагрузок механизмов подъема кранов

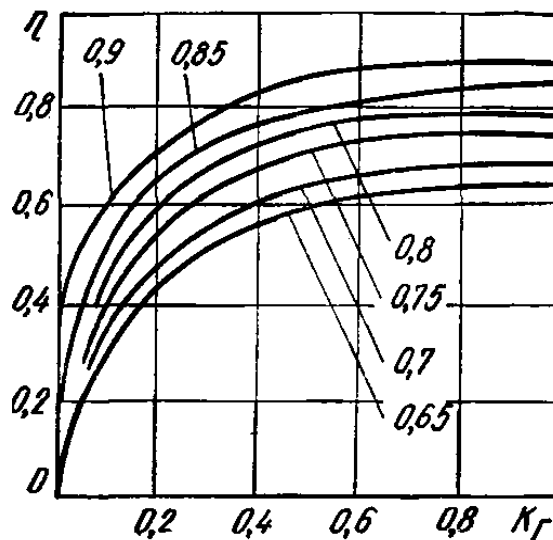


Рисунок 4.7 – Зависимость КПД механизма от коэффициента использования грузоподъемности K_r . Примечание: на кривых графика указаны значения КПД механизмов при их работе с номинальной нагрузкой

4.32.1 Масса поднимаемого груза i -той массы с грузозахватными устройствами, кг

$$Q_i = (K_r)_i \times G_{гр} + q,$$

где $(K_r)_i$ – коэффициент использования механизма по грузоподъемности для груза i -той массы (см. рис. 4.6, табл. 4.22), $K_r = G_i / G_{гр}$;

$G_{гр}$ – масса номинального груза, кг (см. п. 4.3);

q – масса грузозахватных устройств, кг (см. п. 4.3).

4.32.2 Усилие в канате, набегающем на барабан при подъеме груза

$$(F_6)_i = \frac{Q_i \cdot g}{z \cdot u_{п} \cdot \eta_0}, \text{ Н.}$$

где Q_i – масса номинального груза и масса грузозахватных устройств при подъеме i -той массы груза (см. табл. 4.22);

прочие обозначения см. в п. 4.3.

4.32.3 Момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска при подъеме i -той массы груза

$$(T_c)_i = \frac{(F_6)_i \cdot z \cdot D_6^r}{2 \cdot u_{п} \cdot \eta_i}, \text{ Нм.}$$

где $(F_6)_i$ – усилие в грузоподъемном канате пуска при подъеме i -той массы груза, Н (см. табл. 4.22);

η_i – КПД механизма при подъеме i -той массы груза (см. табл. 4.22).;

прочие обозначения см. в п. 4.21.

4.32.4 Время пуска при подъеме i -той массы груза

$$(t_{п})_i = \frac{\delta I \cdot n_{дв}}{9,55 \cdot (T_{ср.п} - (T_c)_i)} + \frac{9,55 \cdot Q_i \cdot (v_r^\phi)^2}{n_{дв} \cdot (T_{ср.п} - (T_c)_i) \cdot \eta_i}, \text{ с.}$$

где $(T_c)_i$ – момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска при подъеме i -той массы груза, Нм (см. табл. 4.22);

Q_i – масса номинального груза и масса грузозахватных устройств при подъеме

i -той массы груза (см. табл. 4.22);

η_i – КПД механизма при подъеме i -той массы груза (см. табл. 4.22);

прочие обозначения см. в п. 4.30.

4.32.5 Усилие в канате, набегающем на барабан при опускании груза

$$(F_6^{оп})_i = \frac{Q_i \cdot g \cdot \eta_0}{z \cdot u_{п}}, \text{ Н,}$$

где Q_i – масса номинального груза и масса грузозахватных устройств при опускании i -той массы груза (см. табл. 4.22);

прочие обозначения см. в п. 4.3.

4.32.6 Момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска при опускании i -той массы груза

$$(T_c^{оп})_i = \frac{(F_6^{оп})_i \cdot z \cdot D_6^r \cdot \eta_i}{2 \cdot u_{п}}, \text{ Нм,}$$

где $(F_6^{оп})_i$ – усилие в грузоподъемном канате пуска при опускании i -той массы груза, Н (см. табл. 4.22);

η_i – КПД механизма при опускании i -той массы груза (см. табл. 4.22).

прочие обозначения см. в п. 4.21.

4.32.7 Время пуска при опускании груза

$$(t_{\text{п}}^{\text{оп}})_i = \frac{\delta I \cdot n_{\text{дв}}}{9,55 \cdot (T_{\text{ср.п}} + (T_c^{\text{оп}})_i)} + \frac{9,55 \cdot Q_i \cdot (v_{\text{г}}^{\phi})^2}{n_{\text{дв}} \cdot (T_{\text{ср.п}} + (T_c^{\text{оп}})_i) \cdot \eta_i}, \text{ с},$$

где $(T_c^{\text{оп}})_i$ – момент статического сопротивления на валу двигателя в период пуска при опускании i -той массы груза, Нм (см. табл. 4.22);

Q_i – масса номинального груза и масса грузозахватных устройств при опускании i -той массы груза (см. табл. 4.22);

η_i – КПД механизма при опускании i -той массы груза (см. табл. 4.22);

прочие обозначения см. в п. 4.30.

4.33 Время установившегося движения

$$t_y = \frac{H_{\text{ср}}}{v_{\text{г}}^{\phi}}, \text{ с},$$

где $H_{\text{ср}}$ – средняя высота подъема груза, составляет 0,5...0,8 номинальной высоты подъема груза H , м (H , м см. в исх. данные);

$v_{\text{г}}^{\phi}$ – фактическая скорость подъема груза, м/с (см. п. 4.29).

4.34 Сумма времени пуска при подъеме и опускании груза за время работы механизма

$$\sum t_{\text{п}} = \sum (\beta_i \cdot (t_{\text{п}})_i) + \sum (\beta_i \cdot (t_{\text{п}}^{\text{оп}})_i), \text{ с},$$

Обозначения см. в таблице 4.22.

4.35 Общее время работы двигателя механизма подъема за время работы (с учетом п. 4.30)

$$\sum t = \sum t_{\text{п}} + \sum t_y, \text{ с},$$

где $\sum t_{\text{п}}$ – сумма времён пуска при подъеме и опускании груза за время работы механизма, с (см. п. 4.34);

$\sum t_y$ – общее время установившегося движения, с:

$$\sum t_y = t_y \cdot 2 \cdot \sum \beta_i,$$

где t_y – время установившегося движения, с (см. п. 4.33);

$2 \cdot \sum \beta_i$ – количество подъемов и опусканий груза за время работы механизма подъема (см. табл. 4.22).

4.36 Среднеквадратичный момент

если $t_y/60 > (t_{\text{п}})_1$, то

$$T_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{T_{\text{ср.п.}}^2 \cdot \sum t_{\text{п}} + t_y \cdot T_{\text{см.кв.}}}{\sum t}}, \text{ Нм},$$

если $t_y/60 \leq (t_{\text{п}})_1$, то

$$T_{\text{ср}} = \sqrt{\frac{T_{\text{ср.п.}}^2 \cdot \sum t_{\text{п}} + t_y \cdot T_{\text{см.кв.}}}{\gamma \sum t_{\text{п}} + \sum t_y}}, \text{ Нм},$$

где $T_{\text{ср.п.}}$ – средний пусковой момент двигателя, Нм (см. п. 4.27);

$\sum t_{\text{п}}$ – общее время пуска (разгона) механизма в разные периоды работы с различной нагрузкой, с (см. п. 4.34);

$T_{\text{см.кв.}}$ – сумма произведений квадрата момента статических сопротивлений движению при данной нагрузке, $T_{\text{см.кв.}} = \sum (\beta_i \cdot (T_c)_i^2) + \sum (\beta_i \cdot (T_c^{\text{оп}})_i^2)$, Нм

(обозначения см. в табл. 4.22);

t_y – время установившегося движения, с (см. п. 4.33);

$\sum t$ – общее время включения электродвигателя за цикл, с (см. п. 4.35);

γ – коэффициент, учитывающий ухудшение условий охлаждения двигателя в процессе пуска: для закрытых двигателей $\gamma = 0,85 \dots 0,99$, для защищенных и открытых – $\gamma = 0,62 \dots 0,68$;

$\sum t_y$ – общее время установившегося движения, с (см. п. 4.35).

4.37 Среднеквадратичная мощность двигателя

$$P_{\text{ср}} = \frac{T_{\text{ср}} n_{\text{дв}}}{9550}, \text{ кВт},$$

где $T_{\text{ср}}$ – среднеквадратичный момент преодолеваемый электродвигателем, Нм (см. п. 4.36);

$n_{\text{дв}}$ – частота вращения вала двигателя, мин^{-1} (см. п. 4.16);

4.38 Во избежание перегрева электродвигателя необходимо, чтобы развиваемая двигателем среднеквадратичная мощность удовлетворяла условию

$$P_{\text{ср}} \leq P_{\text{дв}}, \text{ кВт},$$

где $P_{\text{ср}}$ – среднеквадратичная мощность двигателя, кВт (см. п. 4.37);

$P_{\text{дв}}$ – мощность на валу двигателя, кВт (см. п. 4.16);

В случае невыполнения неравенства необходимо выбрать двигатель с большей мощностью (см п. 4.16).

4.39 Момент статического сопротивления на валу двигателя при торможении механизма

$$T_{\text{с}}^{\text{T}} = \frac{F_{\text{б}} z D_{\text{расч}} \eta_{\text{T}}}{2u_{\text{T}}}, \text{ Нм},$$

где $F_{\text{б}}$ – усилие в грузоподъемном канате, Н (см. п. 4.3);

z – число полиспастов в системе (число ветвей каната, наматываемых на барабан) (см. п. 4.1);

$D_{\text{расч}}$ – расчетный диаметр барабана, м (см. п. 4.17);

η_{T} – КПД привода от вала барабана до тормозного вала (см. п. 4.2 и п. 4.15);

u_{T} – общее передаточное число между тормозным валом и валом барабана (см. п. 4.2).

4.40 Минимальный момент, развиваемый тормозом

$$T_{\text{T}} = T_{\text{с}}^{\text{T}} k_{\text{T}}, \text{ Нм},$$

где $T_{\text{с}}^{\text{T}}$ – момент статического сопротивления на валу двигателя при торможении механизм, Нм (см. п. 4.39);

k_{T} – коэффициент запаса торможения, $k_{\text{T}} = 1,5$ – при установке на механизме подъема груза одного тормоза; у механизма подъема груза с двумя одновременно включаемыми приводами на каждом приводе должно быть установлено не менее одного тормоза с $k_{\text{T}} = 1,25$; при наличии на приводе механизма подъема груза двух и более тормозов коэффициент запаса торможения каждого из них должен быть не менее $k_{\text{T}} = 1,25$; при наличии у механизма подъема двух и более приводов и применении на каждом приводе двух тормозов коэффициент запаса торможения k_{T} каждого тормоза должен быть не менее 1,1 (см. п. 4.2).

Выбранную муфту (см. п. 4.25) привести в соответствие по диаметру тормозного шкива выбранного тормоза.

4.41 Выбираем тормоз с ближайшим большим к T_T (см. п. 4.40) значением наибольшего тормозного момента.

В механизмах подъема груза электроталей применяются два тормоза – дисковый грузоупорный и двухколодочный с электромагнитным размыканием, которые специально конструируются.

В механизма подъема груза грузовых тележек мостовых опорных кранов обычно применяются двухколодочные тормоза (см. табл. 4.23 и 4.24).

Таблица 4.23 – Тормоза колодочные электромагнитные. Техническая характеристика

Параметры	Типоразмер тормоза				
	ТКТ-100	ТКТ-200/100	ТКТ-200	ТКТ-300/200	ТКТ-300
	ТКП-100	ТКП-200/100	ТКП-200	ТКП-300/200	ТКП-300
Диаметр тормозного шкива, мм	100	200	200	300	300
Наибольший тормозной момент, Нм:					
	при ПВ=25%	20	40	160	240
при ПВ=40%	20	40	160	240	500
при ПВ=100% (для ТКТ)	16	32	125	190	420
	11	22	80	120	200
	12	25	37	68	92
Масса тормоза, кг	12,5	25	34	65	84
Примечания: 1. ТКТ–тормоза с электромагнитами переменного тока; ТКП – тормоза с электромагнитами постоянного тока. 2. В числителе – показатели для ТКТ, в знаменателе – для ТКП.					

Таблица 4.24 – Тормоза колодочные с электрогидротолкателями. Техническая характеристика

Параметры	Типоразмеры							
	ТКГ-100	ТКГ-200	ТКГ-300	ТКГ-400	ТКГ-500	ТКТГ-600	ТКТГ-700	ТКТГ-800
Диаметр тормозного шкива, мм	160	200	300	400	500	600	700	800
Наибольший тормозной момент, Нм	100	250	800	1500	2500	5000	8000	12500
Масса тормоза	21	38	100	130	155	435	605	845
Примечание. Тормоз ТКГ – с одноштоковым гидротолкателем; ТКТГ – с двухштоковым.								

4.42 Определим время торможения при опускании груза (при подъеме груза это время будет меньше, так как в этом случае момент от веса груза и тормозной момент действуют в одном направлении)

$$t_T = \frac{\delta \cdot I \cdot n_{дв}}{9,55 \cdot (T_T - T_C^T)} + \frac{9,55 \cdot Q \cdot (v_T^\phi)^2 \eta}{n_{дв} \cdot (T_T - T_C^T)}, c,$$

где δ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма (кроме ротора двигателя и муфты), $\delta=1,1 \dots 1,2$;

I – момент инерции ротора двигателя и муфты, $кгм^2$ (см. п. 4.26);

$n_{дв}$ – частота вращения вала двигателя, $мин^{-1}$ (см. п. 4.16);

T_T – минимальный момент, развиваемый тормозом, Нм (см. п. 4.40);

T_c^T – момент статического сопротивления на валу двигателя при торможении механизма, Нм (см. п. 4.39);

Q – вес номинального груза и крюковой подвески, кг (см. п. 4.3);

v_r^ϕ – фактическая скорость подъема груза, м/с (см. п. 4.29);

η – КПД механизма (см. п. 4.15).

Время торможения при опускании груза должно соответствовать данным табл. 4.20 (см. п.4.31).

4.43 Длина пути груза при торможении механизма

$$S = \frac{v_r^\phi}{[t_T]}, \text{ м,}$$

где v_r^ϕ – фактическая скорость подъема груза, м/с (см. п. 4.29);

$[t_T]$ – допускаемое время торможения механизма подъема груза (см. табл. 4.25) в зависимости от режима работы (см. исх. данные), с.

Таблица 4.25 – Допускаемое время торможения механизма подъема груза

Режим работы механизма (см. исх. данные)	Допускаемое время торможения $[t_T]$, с
Легкий	2,0
Средний	1,7
Тяжелый	1,3

4.44 Время торможения в предположении, что скорости подъема и опускания груза одинаковы

$$t_T^{max} = \frac{S}{0,5 \cdot v_r^\phi}, \text{ с,}$$

где S – длина пути груза при торможении механизма, м (см. п. 4.43);

v_r^ϕ – фактическая скорость подъема груза, м/с (см. п. 4.25).

4.45 Проверить неравенство

$$t_T^{max} > t_T, \text{ с,}$$

где t_T^{max} – максимальное время торможения при опускании груза, с (см. п. 4.44);

t_T – время торможения при опускании груза, с (см. п. 4.42);

Если неравенство не выполняется, то регулируется тормозной момент тормоза T_T (см. п. 4.42) на такую величину, которая обеспечит выполнение данного неравенства.

4.46 Замедление при торможении

$$a_T = \frac{v_r^\phi}{t_T}, \text{ м/с}^2.$$

Замедление при торможении должно соответствовать данным табл. 4.21 (см. п. 4.31).

Практическая работа №5
РАСЧЕТ МЕХАНИЗМА ПЕРЕДВИЖЕНИЯ РЕЛЬСОВЫХ КРАНОВ

Задание: рассчитать механизм передвижения в соответствии с вариантом задания (см. табл. 5.1).

Табл. 5.1. Исходные данные

№ варианта	Механизм	Проектные параметры					
		Грузоподъемность Q , т	Пролет L , м	Скорость передвижения крана $v_{пер}$, м/мин	Скорость передвижения тележки $v_{пер}$, м/мин	Высота подъема груза H , м	Группа режима работы
1	Механизм передвижения мостового крана	1,0	10	24	–	4,0	2М
2		1,25	12	20	–	4,5	2М
3		1,6	14	40	–	5,0	3М
4		2,0	23	30	–	8,0	4М
5		2,5	11	50	–	10	5М
6		3,2	20	75	–	12	4М
7		4,0	19	60	–	14	3М
8		5,0	11	80	–	10	4М
9		6,3	15	100	–	14	5М
10		8,0	17	60	–	12	4М
11	Механизм передвижения грузовой тележки мостового крана	5,0	–	–	20	4,0	2М
12		6,3	–	–	24	4,5	2М
13		8,0	–	–	30	5,0	3М
14		10,0	–	–	40	8,0	4М
15		12,5	–	–	50	10	5М
16		16,0	–	–	30	12	4М
17		20,0	–	–	40	14	3М
18		25,0	–	–	50	10	4М
19		32,0	–	–	30	14	5М
20		40,0	–	–	40	12	4М

Табл. 5.2. Группа классификации (режима) механизмов крана по ИСО 4301 / ГОСТ 25546-82 / Правилам ГГТН 1969 г. и ПВ для электрооборудования

Группа классификации (режима) механизма		Группа режима работы для кранов, изготовленных до 1994 г.	ПВ, %
по ИСО 4301/1	по ГОСТ 25835		
M1	1М	Редко используемые, ручной привод (Р)	15
M2			
M3			
M4	2М	Легкий (Л)	25
M5	3М		
M6	4М	Средний (С)	40
M7	5М	тяжелый (Т)	60
M8	6М	Весьма тяжелый (ВТ)	100

Табл. 5.3. Группа классификации (режима) крана по ИСО 4301 / ГОСТ 25546-82* / Правилам ГГТН 1969 г.

Группа классификации (режима) крана по ИСО 4301/ ГОСТ 25546-82*	Группа режима работы по Правилам Правил по кранам СССР 1969 г. (и более ранним)
A8/8К	BT
A6, A7/6К, 7К	T
A4, A5/4К, 5К	C
A2, A3/2К, 3К	L
A1/1К	P

Методика расчета механизма передвижения крана (тележки)

5.1. Ориентировочная масса мостового крана и тележки.

5.1.1. Ориентировочные массы подвесных однобалочных однопролетных мостовых кранов грузоподъемностью 1...10 т приведена в таблице 4.

Ориентировочная масса опорного электрического мостового крана грузоподъемностью 5...50 т приведена в таблице 5.

Для кранов, имеющих грузоподъемность 80...500 т, вес можно найти по ГОСТ 6711.

Табл. 5.4. Массы подвесных однобалочных однопролетных мостовых кранов грузоподъемностью 1...10 т (ГОСТ 7890)

Грузоподъемность Q , т	1,0	2,0	3,2	5,0	8,0	10,0
Пролет L , м	3,0 – 15,0	3,0 – 15,0	3,0 – 15,0	3,0 – 15,0	3,0 – 9,0	3,0 – 9,0
Масса мостового крана m , т	0,63 – 1,51	0,74 – 1,86	1,02 – 2,48	1,75 – 3,28	2,3 – 3,3	4,8 – 6,0

Табл. 5.5. Масса мостового крана (с грузовой тележкой) грузоподъемность 5...50 т (ГОСТ 25711)

Грузоподъемность Q , т	5	8	10	12,5	16	16/32	20/5	32/5	50/12,5
Пролет L , м	10,5 – 34,5	10,5 – 34,5	10,5 – 34,5	10,5 – 34,5	10,5 – 34,5	10,5 – 34,5	10,5 – 34,5	10,5 – 34,5	10,5 – 34,5
Масса мостового крана (с грузовой тележкой) m , т	9 – 23,5	17,1 – 40,3	11,0 – 29,0	13,0 – 32,0	15,8 – 39,0	17,1 – 40,3	19,0 – 46,5	25,0 – 56,5	36,0 – 73,1

Примечание. В числителе грузоподъемность механизма главного подъема, а в знаменателе – вспомогательного, если тележка имеет два механизма подъема

5.1.2. Вес тележки m для кранов грузоподъемностью 5...50 т можно взять из табл. 6.

Если грузоподъемность крана 50...80 т, то предварительно вес тележки можно принять равным:

$$m = (0,25 \dots 0,35) Q - \text{группы режима работы } 1M \dots 4M;$$

$$m = (0,4 \dots 0,5) Q - \text{группы режима работы } 5M \dots 6M.$$

Если проектируют тележку с одним механизмом подъема, то принимают меньшее значение числового коэффициента при данной группе режима работы.

Для тележек кранов, имеющих грузоподъемность 80...500 т, вес тележки

можно найти по ГОСТ 6711.

Табл. 5.6. Вес грузовой тележки мостовых кранов (ГОСТ 25711)

Грузоподъемность Q , т	5	8	10	12,5	16	16/32	20/5	32/5	50/12,5
Вес тележки m , кН	19,6	21,6	23,5	29,4	36,3	46,1	61,8	85,3	132,4
Примечание. В числителе грузоподъемность механизма главного подъема, а в знаменателе – вспомогательного, если тележка имеет два механизма подъема.									

5.2. Общее сопротивление передвижению крана (тележки) от статических нагрузок на кран

$$F_{\text{пер}} = F_{\text{тр}} + F_{\text{укл}} + F_{\text{в}}, \text{ Н,}$$

где $F_{\text{тр}}$ – сопротивление трения, Н (см. п.5.2.1);

$F_{\text{укл}}$ – сопротивление от уклона пути, Н (см. п.2.2);

$F_{\text{в}}$ – сопротивление от ветровой нагрузки, Н (см. п.5.2.3).

5.2.1. Сопротивление трения при движении крана (тележки) по прямому рельсовому пути

$$F_{\text{тр}} = k_p (m + Q) g \frac{f d_k + 2\mu}{D_k}, \text{ Н,}$$

где k_p – коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления от трения реборд ходовых колес и торцов ступиц колеса: для подшипников скольжения

$k_p = 1,2 \dots 1,8$; для подшипников качения $k_p = 2,0 \dots 2,5$;

m – масса крана (тележки), кг (см. п.5.1);

Q – номинальная грузоподъемность, кг (см. исх. данные);

f – коэффициент трения в подшипниках качения ходовых колес:

– коэффициент трения в подшипниках скольжения: открытого типа $f = 0,10$, буксы с жидкой смазкой $f = 0,08$;

– коэффициент трения в подшипниках качения: шариковых и роликовых $f = 0,015$, конических $f = 0,02$.

d_k – диаметр цапфы вала ходового колеса, мм:

$$d_k = (0,2 \dots 0,25) D_k, \text{ мм,}$$

D_k – диаметр ходового колеса (для конического колеса – средний диаметр), мм (см. табл. 7).

μ – коэффициент трения качения ходовых колес по рельсам, м (см. табл. 8).

Табл. 5.7. Рекомендуемые диаметры ходовых колес для мостовых кранов

Грузоподъемность крана, т	Диаметры колес, мм	
	крановой тележки	моста
5	250	500
10	360	630
15	360	710

Табл. 5.8. Значения коэффициента трения качения ходовых колес по рельсам

Форма сечения рельса	Коэффициент трения, μ , при диаметре ходового колеса, мм			
	200...300	400...500	630...710	800
С плоской головкой	0,0003	0,0005	0,0006	0,0007
С выпуклой головкой	0,0004	0,0006	0,0008	0,0010

5.2.2. Сопротивление от уклона пути

$$F_{\text{укл}} = (m + Q) \cdot g \cdot \sin \alpha, \text{ Н},$$

где m – масса крана (тележки), кг (см. п.5.1);

Q – номинальная грузоподъемность, кг (см. исх. данные);

$\sin \alpha = \text{tg } \alpha$ – уклон пути (табл. 9);

α – угол наклона пути, градусы.

Табл. 5.9. Расчетные уклоны постоянного пути кранов

Тип машины	Уклон пути $\text{tg } \alpha$
Мостовые краны	0,001
Тележки мостовых кранов	0,002
Портальные краны	0,003
Тали	0,001
Козловые краны	0,003
Башенные краны	0,005

5.2.3. Ветровая нагрузка учитывается для кранов, работающих на открытом воздухе. Полная ветровая нагрузка на кран (т. е. на все его элементы и на груз) в рабочем состоянии

$$F_{\text{в}} = F_{\text{к}} + F_{\text{г}}, \text{ Н},$$

где $F_{\text{к}}$ – ветровая нагрузка на все элементы конструкции крана в рабочем состоянии (см. п.2.3.1);

$F_{\text{г}}$ – ветровая нагрузка на груз, Н (см. п.5.2.3.2).

5.2.3.1. Ветровая нагрузка на все элементы конструкции крана в рабочем состоянии;

$$F_{\text{к}} = \sum F_{\text{к}i}, \text{ Н},$$

где $F_{\text{к}i}$ – ветровая нагрузка на i -й элемент крана в рабочем состоянии

$$F_{\text{к}i} = p_i \cdot A_i, \text{ Н},$$

где p_i – распределенная ветровая нагрузка на i -й элемент крана в зависимости от высоты расположения i -го элемента:

$$p_i = q \cdot k_i \cdot c \cdot n, \text{ Па},$$

где q – динамическое давление ветра, Па:

$$q = 0,5 \cdot \rho \cdot v_{\text{в}}^2, \text{ Па},$$

где ρ – плотность воздуха, кг/м^3 , $\rho = 1,225 \text{ кг/м}^3$;

$v_{\text{в}}$ – скорость ветра в направлении, параллельном поверхности земли, на высоте 10 м, м/с (см. табл. 5.10);

k_i – коэффициент, учитывающий изменение динамического давления по высоте H над поверхностью земли, действующее i -й элемент крана. Для груза значение k принимают по максимальной высоте подъема груза (см. табл. 5.11).

c – коэффициент аэродинамической силы (см. табл. 5.12). Для груза,

грузовых и ходовых тележек, лебедок, аппаратных шкафов, балластных плит противовесов, грузовых подвесок, кабин правления и т.п. $c=1,2$.

n – коэффициент перегрузки. Для нерабочего состояния при расчете конструкции крана: по методу предельных состояний $n=1,1$; по методу допускаемых напряжений $n=1$. Для рабочего состояния $n=1$. При определении мощности приводных двигателей крановых механизмов $n \leq 0,7$.

A_i – расчетная площадь наветренной плоскости i -го элемент крана, m^2 , методика расчета различных элементов представлена в ГОСТ 1451.

За расчетную площадь укрупненной части конструкции крана (решетчатая ферма, группы механизмов, пролетная балка и т.п.) принимают теневую площадь, т. е. площадь проекций всех элементов этой части конструкции на ее наветренную плоскость, ориентировочно можно рассчитать по следующей формуле

$$A_i = A_{чк} \cdot k_{спл}, m^2,$$

где $A_{чк}$ – габаритная площадь части конструкции крана, m^2 . Для пролетных балок (мостов) кранов $A_{чк} = l_б \cdot h_б$, где $l_б$ – длина балки, м; $h_б$ – габаритная высота балки, м;

$k_{спл}$ – коэффициент сплошности: для решетчатых ферм $k_{спл} \approx 0,3 \dots 0,4$; для механизмов – $k_{спл} \approx 0,8 \dots 1,0$; для пролетных балок (мостов) кранов $k_{спл} = 1,0$.

Табл. 5.10

Назначение кранов	Скорость ветра v , м/с	Динамическое давление q , Па
Краны строительные, монтажные, для полигонов железобетонных изделий, штучных грузов, а также стреловые самоходные общего назначения	14,0	125
Краны всех типов, устанавливаемые в речных и морских портах	20,0	250
Краны, устанавливаемые на объектах, исключаяющих возможность перерыва в работе	28,5	500

Табл. 5.11

Н, м	10	20	40	60	100
к	1	1,25	1,55	1,75	2,10

Табл. 5.12. Примерные значения коэффициента аэродинамической силы

Элементы крановых конструкций	c
Пространственные фермы	1,8...3,5
Плоские фермы	1,1...1,9
Пролетные балки	0,9...1,85
Балки и стержни сложного поперечного сечения, составленные из труб с прокатными профилями	1,4
Отдельные стержни, канаты, кабели	0,7...1,2
Значение зависит от формы и размеров поперечного сечения конструкции и его элементов, направления скорости ветра и др. (ГОСТ 1451)	

5.2.3.2. Ветровая нагрузка на груз, Н (не менее 500 Н):

$$F_{г} = p_{г} \cdot A_{г}, Н,$$

где $p_{г}$ – распределенная ветровая нагрузка на груз в рабочем состоянии крана (см. п.5.2.3, расчет p_i), Па;

$A_{г}$ – расчетная площадь груза, m^2 (табл. 5.13).

Табл. 5.13. Расчетная площадь груза A_r в зависимости от его номинальной массы Q

$Q, т$	$A_r, м^2$	$Q, т$	$A_r, м^2$	$Q, т$	$A_r, м^2$
0,05	0,56	1,25	3,2	12,5	12
0,10	0,80	1,60	3,6	16,0	14
0,20	1,0	2,0	4,0	20,0	16
0,25	1,4	2,5	5,0	25,0	18
0,32	1,6	3,2	5,6	32,0	20
0,40	1,8	4,0	6,3	40,0	22
0,50	2,0	5,0	7,1	50,0	25
0,63	2,2	6,3	8,0	63,0	28
0,80	2,5	8,0	9,0	80,0	32
1,00	2,8	10,0	10,0	100,0	36

5.3. Статическая мощность двигателя, необходимая для привода механизма передвижения крана (тележки)

$$P_c = \frac{F_{пер} v_{пер}}{10^3 \eta}, \text{ кВт},$$

где $F_{пер}$ – общее сопротивление передвижению крана (тележки) от статических нагрузок на кран, Н (см. п.5.5.2);

$v_{пер}$ – номинальная скорость передвижения, м/с (см. исх. данные);

η – КПД механизма (см. табл. 5.14).

Табл. 5.14. КПД крановых механизмов при номинальной нагрузке

Наименование	Тип передачи	КПД при опорах	
		качения	скольжения
Механизм подъема груза	Зубчатая цилиндрическая	0,8...0,85	0,75...0,8
	Червячная	0,65...0,7	0,65...0,7
Механизм передвижения кранов и тележек	Зубчатая цилиндрическая	0,8...0,9	0,75...0,85
	Червячная	0,65...0,75	0,65...0,75
Механизм поворота	Зубчатая цилиндрическая	0,75...0,85	0,7...0,8
	Червячная	0,5...0,75	0,5...0,75
Барaban для стальных канатов		0,96...0,98	0,94...0,96

5.4. Составить кинематическую схему механизма.

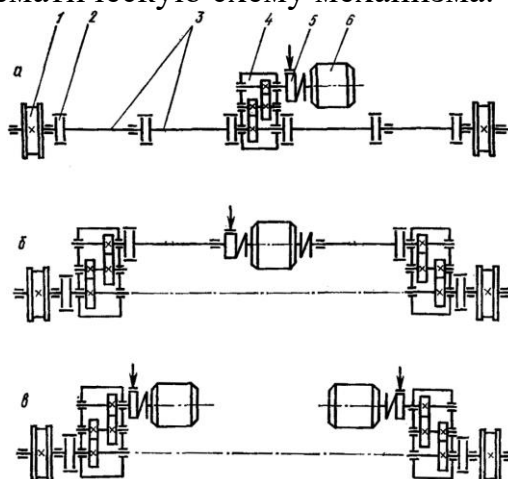


Рис. 5.1. Примеры схем привода механизмов передвижения:

a – с центральным приводом и тихоходным валом; *б* – с центральным приводом и быстроходным валом; *в* – с отдельным приводом;

1 – ходовое колесо; 2 – муфта; 3 – вал промежуточный; 4 – редуктор; 5 – тормоз; 6 – электродвигатель

5.5. Выбирается двигатель по табл. 5.15, 5.16, 5.17.

Для кранов грузоподъемностью 1...10 т рекомендуется принимать короткозамкнутые электродвигатели, для кранов грузоподъемностью свыше 5 т – электродвигатели с фазным ротором.

Выбор номинальной частоты вращения вала электродвигателя повлияет на передаточное число привода (редуктора).

Номинальная мощность двигателя должна быть равна или несколько больше статической мощности P_c (см. п. 5.3).

В случае раздельного привода (см. п.5.4) механизма статическая мощность каждого двигателя (с учетом возможного неравномерного распределения нагрузки на каждый из них) принимается равной $(0,5...0,6)P_c$.

Табл. 5.15. Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые серии 4А. Основные параметры по ГОСТ 19523-81

Типоразмер двигателя	Мощность P , кВт	Частота вращения n , мин ⁻¹	$T_{\max}/T_{\text{ном}}$	$T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}$	$T_{\min}/T_{\text{ном}}$	Момент инерции ротора I_p , кг·м ²
Двигатели закрытые обдуваемые						
Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹						
4АА50А2У3	0,09	2740	2,0	1,2	2,2	$2,45 \cdot 10^{-5}$
4АА50В2У3	0,12	2710	2,0	1,2	2,2	$2,67 \cdot 10^{-5}$
4АА562У3	0,18	2800	2,0	1,2	2,2	$4,15 \cdot 10^{-4}$
4АА56В2У3	0,25	2770	2,0	1,2	2,2	$4,65 \cdot 10^{-4}$
4А63А2У3	0,37	2750	2,0	1,2	2,2	$7,62 \cdot 10^{-4}$
4А63В2У3	0,55	2740	2,0	1,2	2,2	$9 \cdot 10^{-4}$
4А71А2У3	0,75	2840	2,0	1,2	2,2	$9,75 \cdot 10^{-4}$
4А71В2У3	1,1	2810	2,0	1,2	2,2	$1,05 \cdot 10^{-3}$
4А80А2У3	1,5	2850	2,1	1,2	2,2	$1,82 \cdot 10^{-3}$
4А80В2У3	2,2	2850	2,1	1,2	2,2	$2,12 \cdot 10^{-3}$
4А90L2У3	3,0	2840	2,1	1,2	2,2	$3,52 \cdot 10^{-3}$
4А10082У3	4,0	2880	2,0	1,2	2,2	$5,92 \cdot 10^{-3}$
4А100L2У3	5,5	2880	2,0	1,2	2,2	$7,5 \cdot 10^{-3}$
4А112М2У3	7,5	2900	2,0	1,0	2,2	$1,0 \cdot 10^{-2}$
4А132М2У3	11	2900	1,6	1,0	2,2	$2,25 \cdot 10^{-2}$
4А160S2У3	15	2940	1,4	1,0	2,2	$4,75 \cdot 10^{-2}$
4А160М2У3	18,5	2940	1,4	1,0	2,2	$5,25 \cdot 10^{-2}$
4А180S2У3	22	2945	1,4	1,0	2,2	$7,0 \cdot 10^{-2}$
4А180М2У3	30	2945	1,4	1,0	2,2	$8,5 \cdot 10^{-2}$
4А200М2У3	37	2945	1,4	1,0	2,2	0,145
4А200L2У3	45	2945	1,4	1,0	2,2	0,167
4А225М2У3	55	2945	1,2	1,0	2,2	0,25
4А250S2У3	75	2960	1,2	1,0	2,2	0,465
4А250М2У3	90	2960	1,2	1,0	2,2	0,52
4А280S2У3	110	2970	1,2	1,0	2,2	1,08
4А280М2У3	132	2970	1,2	1,0	2,2	1,18
4А315S2У3	160	2970	1,0	0,9	1,9	1,40
4А315М2У3	200	2970	1,0	0,9	1,9	1,63
4А355S2У3	250	2970	1,0	0,9	1,9	2,84
4А355М2У3	315	2970	1,0	0,9	1,9	3,23
Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹						

Типоразмер двигателя	Мощность P , кВт	Частота вращения n , мин ⁻¹	$T_{\max}/T_{\text{ном}}$	$T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}$	$T_{\min}/T_{\text{ном}}$	Момент инерции ротора I_p , кг·м ²
4AA50A4Y3	0,06	1380	2,0	1,2	2,2	$2,87 \cdot 10^{-5}$
4AA50B4Y3	0,09	1370	2,0	1,2	2,2	$3,24 \cdot 10^{-5}$
4AA56A4Y3	0,12	1375	2,0	1,2	2,2	$6,99 \cdot 10^{-4}$
4AA56B4Y3	0,18	1365	2,0	1,2	2,2	$7,87 \cdot 10^{-4}$
4AA63A4Y3	0,25	1380	2,0	1,2	2,2	$1,23 \cdot 10^{-3}$
4AA63B4Y3	0,37	1365	2,0	1,2	2,2	$1,37 \cdot 10^{-3}$
4A71A4Y3	0,55	1390	2,0	1,6	2,2	$1,3 \cdot 10^{-3}$
4A71B4Y3	0,75	1390	2,0	1,6	2,2	$1,42 \cdot 10^{-3}$
4A80A4Y3	1,1	1420	2,0	1,6	2,2	$3,23 \cdot 10^{-3}$
4A80B4Y3	1,5	1415	2,0	1,6	2,2	$3,27 \cdot 10^{-3}$
4A90L4Y3	2,2	1425	2,0	1,6	2,2	$5,59 \cdot 10^{-3}$
4A100S4Y3	3,0	1435	2,0	1,6	2,2	$8,67 \cdot 10^{-3}$
4A100L4Y3	4,0	1430	2,0	1,6	2,2	$1,12 \cdot 10^{-2}$
4A112M4Y3	5,5	1445	2,0	1,6	2,2	$1,7 \cdot 10^{-2}$
4A132S4Y3	7,5	1455	2,0	1,6	2,2	$2,75 \cdot 10^{-2}$
4A132M4Y3	11	1460	2,0	1,6	2,2	$4,0 \cdot 10^{-2}$
4A160S4Y3	15	1465	1,4	1,0	2,2	0,102
4A160M4Y3	18,5	1463	1,4	1,0	2,2	0,127
4A180S4Y3	22	1470	1,4	1,0	2,2	0,19
4A180M4Y3	30	1470	1,4	1,0	2,2	0,232
4A200M4Y3	37	1475	1,4	1,0	2,2	0,363
4A200L4Y3	45	1475	1,4	1,0	2,2	0,44
4A225M4Y3	55	1480	1,2	1,0	2,2	0,637
4A250S4Y3	75	1480	1,2	1,0	2,2	1,02
4A250M4Y3	90	1480	1,2	1,0	2,2	1,16
4A280S4Y3	110	1470	1,2	1,0	2	2,295
4A280M4Y3	132	1480	1,2	1,0	2	2,47
4A315S4Y3	160	1480	1,0	0,9	1,9	3,07
4A315M4Y3	200	1480	1,0	0,9	1,9	3,62
4A355S4Y3	250	1485	1,0	0,9	1,9	6,0
4A355M4Y3	315	1485	1,0	0,9	1,9	7,04
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹						
4AA63A6Y3	0,18	885	2,0	1,2	2,2	$1,73 \cdot 10^{-3}$
4AA63B6Y3	0,25	890	2,0	1,2	2,2	$2,15 \cdot 10^{-3}$
4A71A6Y3	0,37	910	2,0	1,6	2,2	$1,67 \cdot 10^{-3}$
4A71B6Y3	0,55	900	2,0	1,6	2,2	$2,02 \cdot 10^{-3}$
4A80A6Y3	0,75	915	2,0	1,6	2,2	$4,62 \cdot 10^{-5}$
4A80B6Y3	1,1	920	2,0	1,6	2,2	$4,59 \cdot 10^{-5}$
4A90L6Y3	1,5	935	2,0	1,6	2,2	$7,35 \cdot 10^{-3}$
4A100L6Y3	2,2	950	2,0	1,6	2,2	$1,31 \cdot 10^{-2}$
4A112MA6Y3	3,0	955	2,0	1,6	2,2	$1,75 \cdot 10^{-2}$
4A112MB6Y3	4,0	950	2,0	1,6	2,2	$2,0 \cdot 10^{-2}$
4A132S6Y3	5,5	965	2,0	1,6	2,-2	$4,0 \cdot 10^{-2}$
4A132M6Y3	7,5	870	2,0	1,6	2,2	$5,75 \cdot 10^{-2}$
4A160S6Y3	11	975	1,2	1,0	2,0	0,137
4A160M6Y3	15	975	1,2	1,0	2,0	0,182
4A180M6Y3	18,5	975	1,2	1,0	2,0	0,22
4A200M6Y3	22	975	1,2	1,0	2,0	0,40

Типоразмер двигателя	Мощность P , кВт	Частота вращения n , мин ⁻¹	$T_{\max}/T_{\text{ном}}$	$T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}$	$T_{\min}/T_{\text{ном}}$	Момент инерции ротора I_p , кг·м ²
4A200L6Y3	30	980	1,2	1,0	2,0	0,45
4A225M6Y3	37	980	1,2	1,0	2,0	0,735
4A250S6Y3	45	985	1,2	1,0	2,0	1,16
4A250M6Y3	55	985	1,2	1,0	2,0	1,25
4A280S6Y3	75	985	1,2	1,0	1,9	2,92
4A280M6Y3	90	985	1,2	1,0	1,9	3,33
4A315S6Y3	110	985	1,0	0,9	1,9	4,0
4A315M6Y3	132	985	1,0	0,9	1,9	4,5
4A355S6Y3	160	985	1,0	0,9	1,9	7,33
4A355M6Y3	200	985	1,0	0,9	1,9	8,77
Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹						
4A71B8Y3	0,25	680	1,6	1,2	1,7	$1,85 \cdot 10^{-3}$
4A80A8Y3	0,37	675	1,6	1,2	1,7	$3,37 \cdot 10^{-3}$
4A80B8Y3	0,55	700	1,6	1,2	1,7	$4,05 \cdot 10^{-3}$
4A90LA8Y3	0,75	700	1,6	1,2	1,7	$6,75 \cdot 10^{-3}$
4A90LB8Y3	1,1	700	1,6	1,2	1,7	$8,62 \cdot 10^{-3}$
4A100L8Y3	1,5	700	1,6	1,2	1,7	$1,3 \cdot 10^{-2}$
4A112MA8Y3	2,2	700	1,8	1,4	2,2	$1,75 \cdot 10^{-2}$
4A112MB8Y3	3,0	700	1,8	1,4	2,2	$2,5 \cdot 10^{-2}$
4A132S8Y3	4,0	720	1,8	1,4	2,2	$4,25 \cdot 10^{-2}$
4A132M8Y3	5,5	720	1,8	1,4	2,2	$5,75 \cdot 10^{-2}$
4A160S8Y3	7,5	730	1,4	1,0	2,2	0,137
4A160M8Y3	11	730	1,4	1,0	2,2	0,18
4A180M8Y3	15	730	1,2	1,0	2,0	0,25
4A200M8Y3	18,5	735	1,2	1,0	2,0	0,40
4A200L8Y3	22	730	1,2	1,0	2,0	0,452
4A225M8Y3	30	735	1,2	1,0	2,0	7,37
4A250S8Y3	37	735	1,2	1,0	2,0	1,15
4A250M8Y3	45	740	1,2	1,0	2,0	1,36
4A280S8Y3	55	735	1,2	1,0	1,9	1,178
4A280M8Y3	75	735	1,2	1,0	1,9	4,12
4A315S8Y3	90	740	1,0	0,9	1,9	4,92
4A35M8Y3	110	740	1,0	0,9	1,9	5,85
4A355S8Y3	132	740	1,0	0,9	1,9	9,04
4A355M8Y3	160	740	1,0	0,9	1,9	10,20
Синхронная частота вращения 600 мин ⁻¹						
4A250S10Y3	30	590	1,2	1,0	1,9	1,36
4A250M10Y3	37	590	1,2	1,0	1,9	1,60
4A280S10Y3	37	590	1,0	1,0	1,8	3,60
4A280M10Y3	45	590	1,0	1,0	1,8	3,78
4A315S10Y3	55	590	1,0	0,9	1,8	5,25
4A315M10Y3	75	590	1,0	0,9	1,8	6,17
4A355S10Y3	90	590	1,0	0,9	1,8	9,32
4A355M110Y3	110	590	1,0	0,9	1,8	10,86
Синхронная частота вращения 500 мин ⁻¹						
4A315S12Y3	45	490	1,0	0,9	1,8	5,25
4A315M12Y3	55	490	1,0	0,9	1,8	6,17
4A355S12Y3	75	490	1,0	0,9	1,8	9,32
4A355M12Y3	90	495	1,0	0,9	1,8	10,86

Типоразмер двигателя	Мощность P , кВт	Частота вращения n_1 , мин ⁻¹	$T_{\max}/T_{\text{ном}}$	$T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}$	$T_{\min}/T_{\text{ном}}$	Момент инерции ротора I_p , кг·м ²
Двигатели защищенные						
Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹						
4АН160S2У3	22	2915	1,3	1,0	2,2	$4,25 \cdot 10^{-2}$
4АН160М2У3	30	2915	1,3	1,0	2,2	$5,49 \cdot 10^{-2}$
4АН180S2У3	37	2945	1,2	1,0	2,2	$8,0 \cdot 10^{-2}$
4АН180М2У3	45	2945	1,3	1,0	2,2	$9,25 \cdot 10^{-2}$
4АН200М2У3	55	2940	1,3	1,0	2,2	0,16
4АН200L2У3	75	2940	1,3	1,0	2,2	0,19
4АН225М2У3	80	2945	1,2	1,0	2,2	0,237
4АН250S2У3	110	2950	1,2	1,0	2,2	0,442
4АН250М2У3	132	2945	1,2	1,0	2,2	0,495
4АН280S2У3	160	2960	1,2	1,0	2,2	0,775
4АН280М2У3	200	2960	1,2	1,0	2,2	1,02
4АН315М2У3	250	2970	1,0	0,9	1,9	0,17
4АН355S2У3	315	2970	1,0	0,9	1,9	0,24
4АН355М2У3	400	2970	1,0	0,9	1,9	0,285
Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹						
4АН160S4У3	18,5	1450	1,3	1,0	2,1	$9,24 \cdot 10^{-2}$
4АН160М4У3	22	1458	1,3	1,0	2,1	0,118
4АН180S4У3	30	1465	1,2	1,0	2,2	0,177
4АН180М4У3	37	1470	1,2	1,0	2,2	0,217
4АН200М4У3	45	1475	1,2	1,0	2,2	0,345
4АН200L4У3	55	1475	1,2	1,0	2,2	0,422
4АН225М4У3	75	1475	1,2	1,0	2,2	0,602
4АН250S4У3	90	14,8	1,2	1,0	2,2	0,882
4АН250М4У3	110	1475	1,2	1,0	2,2	0,957
4АН280S4У3	132	1470	1,2	1,0	2,0	1,82
4АН280М4У3	160	1470	1,2	1,0	2,0	2,13
4АН315S4У3	200	1475	1,2	0,9	2,0	3,25
4АН315М4У3	250	1475	1,2	0,9	2,0	3,7
4АН355S4У3	315	1485	1,2	0,9	2,0	5,75
4АН355М4У3	400	1485	1,2	0,9	2,0	6,99
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹						
4АН180S6У3	18,3	975	1,2	1,0	2,0	0,187
4АН180М6У3	22	975	1,2	1,0	2,0	0,235
4АН200М6У3	30	975	1,2	1,0	2,0	0,377
4АН200L6У3	37	280	1,2	1,0	2,0	0,43
4АН225М6У3	45	680	1,2	1,0	2,0	0,702
4АН250S6У3	55	985	1,2	1,0	2,0	1,09
4АН250М6У3	75	985	1,2	1,0	2,0	1,32
4АН280S6У3	90	980	1,2	1,0	2,0	2,50
4АН280М6У3	110	980	1,2	1,0	2,0	2,87
4АН315S6У3	132	985	1,2	0,9	1,9	4,44
4АН315М6У3	160	985	1,2	0,9	1,9	5,12
4АН355S6У3	200	985	1,2	0,9	1,9	7,80
4АН355М6У3	250	985	1,2	0,9	2,0	9,50
Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹						
4АН180S8У3	15	730	1,2	1,0	1,9	0,235
4АН180М8У3	18,5	730	1,2	1,0	1,9	0,297

Типоразмер двигателя	Мощность P , кВт	Частота вращения n , мин ⁻¹	$T_{\max}/T_{\text{ном}}$	$T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}$	$T_{\min}/T_{\text{ном}}$	Момент инерции ротора I_p , кг·м ²
4АН200М8У3	22	430	1,2	1,0	1,9	0,489
4АН200L8У3	30	730	1,2	1,0	1,9	0,582
4АН225М8У3	37	735	1,2	1,0	1,9	0,825
4АН250S8У3	45	770	1,2	1,0	1,9	1,19
4АН250М8У3	55	735	1,2	1,0	1,9	1,40
4АН280S8У3	75	735	1,2	1,0	1,9	3,0
4АН280М8У3	90	735	1,2	1,0	1,9	3,37
4АН315S8У3	110	735	1,2	0,9	1,9	6,07
4АН315М8У3	132	735	1,2	0,9	1,9	6,99
4АН355S8У3	160	740	1,1	0,9	1,9	9,75
4АН355М8У3	200	740	1,1	0,9	1,9	11,87
Синхронная частота вращения 600 мин ⁻¹						
4АН280S10У3	45	585	1,0	1,0	1,8	3,23
4АН280М10У3	55,0	585	1,0	1,0	1,8	3,75
4АН315S10У3	75,0	590	1,0	0,9	1,8	5,62
4АН315М10У3	90,0	590	1,0	0,9	1,8	6,62
4АН355S10У3	110	590	1,0	0,9	1,8	9,67
4АН355М10У3	132	590	1,0	0,9	1,8	10,99
Синхронная частота вращения 500 мин ⁻¹						
4АН315S12У3	55,0	490	1,0	0,9	1,8	5,62
4АН315М12У3	75,0	490	1,0	0,9	1,8	6,62
4АН355S12У3	90,0	490	1,0	0,9	1,8	9,67
4АН355М12У3	110	490	1,0	0,9	1,8	10,99

Примечания: 1. Двигатели предназначены для переменного тока частоты 50 Гц.
2. Номинальные напряжения двигателей мощностью: а) 0,06...0,37 кВт - 220 и 380 В; б) 0,055...11 кВт - 220/380 и 600 В; в) 15... 110 кВт - 220/380 и 380/660 В; г) 132...400 кВт -380/660 В.

Табл. 5.16. Двигатели короткозамкнутые серии 4А с повышенным пусковым моментом мощностью 7,5...90 кВт

Типоразмер	Номинальная мощность двигателя P , кВт	Частота вращения, n , мин ⁻¹	$T_{\max}/T_{\text{ном}}$	$T_{\text{пуск}}/T_{\text{ном}}$	$T_{\min}/T_{\text{ном}}$	Момент инерции ротора I_p , кг·м ²
Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹						
4АР160S4У3	15,0	1465	2,2	2,0	1,6	0,103
4АР160М4У3	18,0	1465				0,127
4АР180S4У3	22,0	1470				0,190
4АР180М4У3	30,0	1470				0,230
4АР200М4У3	37,0	1475				0,368
4АР200L4У3	45,0	1475				0,445
4АР225М4У3	55,0	1480				0,639
4АР250S4У3	75,0	1480				1,020
4АР250М4У3	90,0	1480				1,166
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹						
4АР160S6У3	11,0	975	2,2	2,0	1,6	0,137
4АР160М6У3	15,0	975				0,182
4АР180М6У3	18,5	975				0,219
4АР200М6У3	22,0	975				0,40
4АР200L6У3	30,0	980				0,452

4AP225M6Y3	37,0	980				0,737
4AP250S6Y3	45,9	985				1,155
4AP250M6Y3	55,0	985				1,260
Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹						
4AP160S8Y3	7,5	730	2,0	1,8	1,5	0,137
4AP160M8Y3	11,0	730				0,180
4AP180M8Y3	15,0	730				0,251
4AP200M8Y3	18,5	735				0,40
4AP200L8Y3	22,0	730				0,452
4AP225M8Y3	30,0	735				0,737
4AP250S8Y3	37,0	735				0,155
4AP250M8Y3	45,0	740				1,362

Табл. 5.17. Крановые электродвигатели серии МТФ с фазным ротором 50 Гц, 220/380 и 500 В

Тип электродвигателя	Мощность на валу P , кВт, при						Частота вращения, n , мин ⁻¹	Максимальный момент T_{max} , Нм	Момент инерции ротора J_p , кг·м ²	Масса электродвигателя, кг
	ПВ=15%	ПВ=25%	ПВ=40%	ПВ=60%	30 мин	60 мин				
МТФ 011-6	2						800	40	0,021	51
		1,7					850			
			1,4		1,4		885			
				1,2		1,2	910			
МТФ 012-6	3,1						785	57	0,029	58
		2,7					840			
			2,2		2,2		890			
				1,7		1,7	920			
МТФ 111-6	4,5						850	87	0,048	76
		4,1					870			
			3,5		3,5		895			
				2,8		2,8	920			
МТФ 112-6	6,5						895	140	0,068	88
		5,8					915			
			5		5		930			
				4		4	950			
МТФ 211-6	10,5						895	195	0,115	120
		9					915			
			7,5		7,5		930			
				6		6	945			
МТФ 311-6	14						925	320	0,225	170
		13					935			
			11		11		945			
				9		9	960			
МТФ 312-6	19,5						945	480	0,312	210
		17,5					950			
			15		15		955			
				12		12	965			
МТФ 411-6	30						945	650	0,5	280
		27					955			
			22		22		965			
				18		18	970			
МТФ 412-6	40						960	950	0,675	345
		36					965			

Тип электродвигателя	Мощность на валу P , кВт, при						Частота вращения, n , мин ⁻¹	Максимальный момент T_{max} , Нм	Момент инерции ротора J_p , кг·м ²	Масса электродвигателя, кг
	ПВ= =15%	ПВ= =25%	ПВ= =40%	ПВ= =60%	30 мин	60 мин				
MTF 311-8			30		30		970	270	0,275	170
				25		25	975			
	10,5						665			
		9					680			
MTF 312-8			7,5		7,5		695	430	0,387	210
				6		6	710			
	15						680			
		13					695			
MTF 411-8			11		11		705	580	0,537	280
				8,2		8,2	720			
	22						685			
		18					700			
MTF 412-8			15		15		715	900	0,75	345
				13		13	730			
	30						705			
		26					715			
MTF 511-6			22		22		720	1110	0,815	390
				18		18	730			
	60,4						945			
		46,8					950			
MTF 512-6			37		37		955	1600	1,5	490
				30,2		30,2	965			
	89,8						945			
		69,5					950			
			55		55		955			
				44,9		44,9	965			
							955			
							965			

5.5.1. Номинальный момент двигателя

$$T_{ном} = 9550 \frac{P}{n}, \text{ Нм},$$

где P – номинальная мощность двигателя, кВт (см. п.5.5);

n – частота вращения вала двигателя, об/мин (см. п.5.5);

5.6. Частота вращения ходовых колес:

$$n_k = \frac{v_{пер}}{\pi D_k}, \text{ об/мин},$$

где $v_{пер}$ – номинальная скорость передвижения, м/мин (см. исх. данные);

D_k – диаметр ходового колеса, м (см. п.2.1).

5.7. Требуемое передаточное число привода:

$$u = \frac{n}{n_k},$$

где n – частота вращения вала двигателя, об/мин (см. п.5.5);

n_k – частота вращения ходовых колес, об/мин (см. п.5.6);

5.8. Расчетная мощность редуктора

Для горизонтальных редукторов типа РЦ1-150А, КЦ, РМ и Ц2 расчетная мощность на быстроходном валу

$$P_p = k_p P, \text{ кВт},$$

где k_p – коэффициент, учитывающий условия работы редуктора. Для приводов механизмов поворота и передвижения кранов коэффициент k_p принимают в

зависимости от режима работы (табл. 5.18 и 5.19). Для приводов механизмов подъема кранов и машин непрерывного действия $k_p = 1$;

P – наибольшая (статическая) мощность, передаваемая редуктором при нормально протекающем процессе работы механизма, кВт, $P = P_c$ (см. п.5.3).

Табл. 5.18. Значения коэффициента k_p для редукторов РЦ-150А и КЦ

Характер нагрузки	Режим работы редуктора				
	непрерывный, продолжительность работы в сутки, ч			Прерывистый средний	Прерывистый легкий или непрерывный; 0,5 ч в сутки
	24	8	3		
Спокойная	1,25	1,0	0,8	0,7	0,6
Умеренные толчки	1,5	1,25	1,0	0,8	0,7
Сильные толчки	2,0	1,75	1,5	1,25	1,2

Табл. 5.19. Значения коэффициента k_p для редукторов РМ и Ц2

Режим работы	Значение коэффициента k_p
Легкий	2,25
Средний	2,2
Тяжелый	1,7
Весьма тяжелый	1,3

5.9. Исходя из мощности P_p (см. п.5.8) (ближайшее большее значение) и требуемого передаточного числа u (см. п.5.7) (ближайшее значение), из таблиц 5.20 - 5.25 выбираем редуктор.

Табл. 5.20. Редукторы цилиндрические горизонтальные двухступенчатые типа Ц2.

Типоразмер редуктора			Ц2-250	Ц2-300	Ц2-350	Ц2-400	Ц2-500	
Передаточное число u_p		Частота вращения быстроходного вала, мин ⁻¹	Режим работы	Мощность на быстроходном валу, кВт				
Ном.	Факт.							
50	50,94	750	Л	6,3	9,9	15	29,2	50
			С	4,2	7,4	11,1	19,4	37
			Т	2,42	3,9	5,9	7,9	18,75
			ВТ	1,67	2,63	3,96	7,7	13,5
		1000	Л	8,2	12,5	20	39	67,2
			С	5,66	9,5	14,2	19,3	45,5
			Т	2,87	4,75	7,25	9,6	22,9
			ВТ	2,2	3,52	4,86	10,3	13,9
		1500	Л	11,5	18,5	27,5	54,5	94
			С	7,66	11,2	18,4	25,7	59,6
			Т	3,8	7,6	9,2	13,6	32,2
			С	8,1	14,6	21,8	28,1	64
		1500	Т	4	7,8	12,4	14,2	32,3
			ВТ	3,54	5,67	8,31	14,55	28
			Л	17	27,5	40	61,6	139
			С	10,3	19,3	30,2	31,4	77
1500	Т	5,7	13,5	16,7	16,8	43		
	ВТ	4,45	6,88	9,5	18,6	34,8		

Типоразмер редуктора				Ц2-250	Ц2-300	Ц2-350	Ц2-400	Ц2-500
Передаточное число <i>и_p</i>		Частота вращения быстроходного вала, мин ⁻¹	Режим работы	Мощность на быстроходном валу, кВт				
Ном.	Факт.							
40	41,34	750	Л	7,5	11,5	18,4	36,2	62
			С	5,6	8,3	13,4	23,2	42,2
			Т	2,85	4,5	6,8	11,1	22,4
			ВТ	2	3,19	4,77	9,25	16,1
		1000	Л	9,8	14	22	43,5	75
			С	6,95	11,2	16,3	28,1	55
			Т	3,43	5,9	8,2	14,2	27,5
			ВТ	2,39	3,81	5,56	11,1	19,4
		1500	Л	13	21	31,5	62	107
			С	8,85	12,3	22,5	31,4	70,2
			Т	4,5	8,9	10,7	16,8	35,8
			ВТ	3,02	4,72	7,15	14	23,6
31,5	32,42	750	Л	10,5	14,5	20	48,5	83
			С	6,62	10,4	16,6	23,2	52,7
			Т	3,6	6,4	10,3	11,1	26,3
			ВТ	2,94	4,46	6,95	11,0	23,4
		1000	Л	11,5	18	27,5	54	100
			ВТ	5,72	9,12	12,5	23,9	
25	24,9	750	Л	12,5	19	30	60	
			С	9,25	16,1	22,4	35	
			Т	5,6	9,7	13,5	17,5	
			ВТ	3,36	5,3	7,95	15,6	
		1000	Л	14	20	36	70,5	
			С	11,7	18,3	27,1	42,2	
			Т	6,15	9,3	14,5	21,1	
			ВТ	4,05	6,36	9,53	18,75	
		1500	Л	11,5	33	54	96	
			С	16,3	21,2	39,5	45	
			Т	8,2	16,2	19,4	27,8	
			ВТ	2,6	4,22	6,17	12,1	21,2
20	19,8	750	Л	15	24	36	71,5	
			С	11,1	17,8	26,9	46,5	
			Т	5,9	9,3	14	24,1	
			ВТ	3,94	5,2	9,25	18,1	
		1000	Л	17	29	43,5	77	
			С	14	20,6	33,5	49,4	
			Т	7,8	11,2	16,9	25	
			ВТ	4,08	7,57	11,3	20	
		1500	Л	27,5	40	59,5	116	
			С	16,6	26,5	43,7	58,2	
			Т	9,7	20	20,4	38,7	
			ВТ	7,18	10,4	15,4	29,9	
16	16,3	750	Л	18,5	29	44	86,5	
			С	13,5	21,6	32	53,6	
			Т	6,7	10,7	15,9	31,3	
			ВТ	4,46	7,04	10,5	20,3	
		1000	Л	20	31,5	47	92	
			С	18,3	25	37,1	54,3	

Типоразмер редуктора			Ц2-250	Ц2-300	Ц2-350	Ц2-400	Ц2-500			
Передаточное число <i>и_p</i>		Частота вращения быстроходного вала, мин ⁻¹	Режим работы	Мощность на быстроходном валу, кВт						
Ном.	Факт.									
		1500	Т	8,2	11,8	19,7	32,2			
			ВТ	5,83	8,25	12,7	24,4			
			Л	32,5	43	71	138			
			С	21,4	31,6	50,5	73,6			
			Т	9,95	20,6	23	45,2			
			ВТ	7,9	12,6	18,8	36,6			
		12,5	12,41	750	Л	25,5	33,5	55	91	
					С	15,9	25	43,5	53,6	
					Т	9,9	15,9	23,4	31,3	
					ВТ	6,53	10,5	14,1	27,7	
1000	Л			25	35,5	62	107,5			
	С			19,6	31,2	50,7	54,5			
	Т			11,2	16,3	26,3	32,2			
	ВТ			8,25	12,25	18,6	31,2			
1500	Л			40,5	53	96,5	152,3			
	С			22,1	39,8	70	81			
	Т			13,3	28,9	34,7	65,2			
	ВТ			11,75	18,65	27,7	49,7			
10	9,8	750	Л	30,5	40	65	94			
			С	18,9	35,7	52	58,8			
			Т	11,7	18,7	25,4	35,2			
			ВТ	8,2	11,8	17,8	36,6			
		1000	Л	30,5	43	78	127			
			С	20,2	39,7	61,2	68,5			
			Т	12,5	19,4	31,4	48,2			
			ВТ	9,72	15,5	22,9	44,2			
		1500	Л	49,5	62,5	117,5	178			
			С	27	48,2	84,7	91,3			
			Т	16,9	33,6	40	61			
			ВТ	14,8	23,6	35,2	58,4			
8	8,32	750	Л	33	46	76				
			С	23	40,3	61				
			Т	13,4	21,1	28,8				
			ВТ	8,8	13,9	24,5				
		1000	Л	37	49	80				
			С	23,4	44,2	58,6				
			Т	14,3	21,2	34,9				
			ВТ	11,7	18,3	27,6				
		1500	Л	56,5	68,5	134				
			С	31	55	96,5				
			Т	20,3	39,6	47,2				
			ВТ	17,6	28	41,8				

Примечание. Расчетный КПД редуктора $\eta=0,96$.

Табл. 5.21. Редукторы цилиндрические горизонтальные двухступенчатые типа РМ.

Типоразмер		РМ-500									РМ-650									
Исполнение		I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	
Передаточное число		48,67	40,17	31,50	23,34	20,49	15,75	12,64	10,35	1,23	43,57	40,17	31,50	23,34	20,49	15,75	12,64	10,35	1,23	
n_6	Режим работы	Мощность по быстроходному валу, кВт																		
600	Л	9,3	11,1	14,8	21	22,5	28	33	37,5	44	20,5	26	29,5	42	48,5	55	65	75	85	
	С	8,1	9,7	12,9	17,6	19,8	24,5	29	33	38	17,9	22,5	25,5	36,5	42	44,5	57	65	75	
	Т	6,9	8,2	10,9	15	16,8	20,5	24,5	27,5	32,5	15,2	19,2	21,5	31	35,5	40	48	55	63,5	
	ВТ	2,6	3,1	4,3	5,8	6,6	9,3	11,5	14,1	17,7	6,1	7,4	10,3	13,8	15,8	22	27,5	33,5	42	
750	Л	11,6	13,8	17,4	24,5	27,5	31	37	43	49	23,5	30	33	47,5	55	60	71	84	95	
	С	10,1	12	15,1	21	24	27	32	37	42,5	20,5	26	29	41	47,5	53	62	73	83	
	Т	8,6	10,2	12,8	18,1	20,4	23	27	31,5	36	17,4	22	24,5	35	40,5	44,5	52,5	62	70	
	ВТ	3,2	3,9	5,4	7,3	8,3	11,5	14,4	17,6	22,1	7,6	9,2	12,8	17,4	19,5	27,5	35	42	48	
1000	Л	14,6	18,1	24	28,5	31,5	35,5	43	48,5	52,5	28,5	36	40,5	55	64	69	85	95	106	
	С	12,7	15,7	18,1	24,5	27,5	31	37,5	42	46	25	31,5	35,5	48	56	60	73	83	90	
	Т	10,8	13,4	15,4	20,5	23	26	32	35,5	39	21	26,5	30	40,5	47	51	62,5	70	76	
	ВТ	4,3	5,2	7,2	9,7	11	15,4	19,2	23,5	26,8	10,1	12,3	17	23	26,5	37	46	50,5	64	
1500	Л	18,8	23	26	37	40	43,5	50	55	—	36,5	44,5	48,5	69	80,5	85	—	—	—	
	С	16,3	20	22,5	32	34,5	38	43,5	47,5	—	32	38,5	42	60	70	74	—	—	—	
	Т	13,9	17	19,2	27	29	32	37	40,5	—	27	33	36	51	60	63	—	—	—	
	ВТ	6,4	7,8	10,8	14,6	16,6	23	26	32	—	15,2	18,4	25,5	34,5	39,5	50	—	—	—	

Примечание, n_6 – частота вращения быстроходного вала, мин⁻¹; расчетный КПД редуктора $\eta=0,96$.

Табл. 5.22. Редуктор, цилиндрический горизонтальный одноступенчатый РЦ1-150А.

Исполнение	Передаточное число	Частота вращения быстроходного вала, мин ⁻¹	Мощность на быстроходном валу, кВт, при режиме работы			
			Л	С	Т	ВТ
I	8	600	7	5,9	4,8	2,8
		1000	10,4	8,8	7	4,5
		1500	14,6	12,3	9,9	6,5
II	6,61	600	9,3	7,8	6,2	3,8
		1000	13,8	11,4	9,2	6
		1500	18,9	16,1	12,9	8,9
III	5,6	600	11,9	10	8,4	4,9
		1000	17,3	14,4	11,7	7,8
		1500	23,8	20,3	16,1	11,3
IV	4,5	600	16,3	13,6	10,9	6,7
		1000	23,4	19,6	15,6	10,8
		1500	31	26	20,8	15,3
V	3,95	600	19,1	15,9	12,8	8
		1000	26,8	22,7	18,1	12,8
		1500	36	29,7	23,7	18
VI	3,5	600	22,3	18,6	14,8	9,3
		1000	31,2	26	20,8	15
		1500	41	34	27,2	21
VII	2,81	600	28,9	24,9	19,1	12
		1000	39,6	32,7	26,3	19
		1500	51	43	34	26,5
VIII	2,3	600	34	28,9	22,8	15
		1000	47	39	31,2	23,5
		1500	61	51	41	33
IX	1,83	600	41	34	27,4	19
		1000	57	46	36,5	29
		1500	73	61	49	40

Исполнение	Передаточное число	Частота вращения быстроходного вала, мин ⁻¹	Мощность на быстроходном валу, кВт, при режиме работы			
			Л	С	Т	ВТ

Примечание. Расчетный КПД редуктора $\eta=0,97$.

Табл. 5.23. Редукторы коническо-цилиндрические горизонтальные двухступенчатые типа КЦ1.

Типоразмер редуктора		КЦ1-200			КЦ1-250		КЦ1-300		КЦ1-400		КЦ1-500	
исполнение	Передаточное число	n_6	N_6	$T_{т.наиб}$	N_6	$T_{т.наиб}$	N_6	$T_{т.наиб}$	N_6	$T_{т.наиб}$	N_6	$T_{т.наиб}$
I	27,5	600	1,2	2320	2,4	4550	4,2	7840	10	18 600	10	36200
		1000	2,1		4		7		15,9		30	
		1500	3,1		5,9		9,9		22		42	
II	19,3	600	2,2	2920	4,4	5700	7,5	10000	17,6	23 200	33	45500
		1000	3,7		7,2		12		27		51	
		1500	5,4		9,9		16,7		38		69	
III	13,6	600	3,8	3470	7,4	6900	12,5	11700	28	27 700	54	54100
		1000	6,1		1,5		9,2		43		80	
		1500	8,6		16		26		60		109	
IV	9,65	600	5,4	3870	11,2	7550	13,5	12 450	39	31000	65	60500
		1000	8,5		17,4		21		40		103	
		1500	12		24		29		85		146	
V	6,29	600	5,4	3120	13,5	7850	13,5	8060	39	25000	65,51	500
		1000	8,5		21		21		60		103	
		1500	12		29		29		85		146	

Примечание. N_6 – мощность на быстроходном валу, кВт; $T_{т.наиб}$ – наибольший кратковременно допустимый момент на тихоходном валу, Нм; n_6 – частота вращения быстроходного вала, мин⁻¹. Расчетный КПД редуктора $\eta=0,94$.

Табл. 5.24. Редукторы коническо-цилиндрические горизонтальные трехступенчатые типа КЦ2.

Исполнение	Передаточное число	n_6	Типоразмер редуктора							
			КЦ2-500		КЦ2-750		КЦ2-1000		КЦ2-1300	
			N_6	$T_{т.наиб}$	N_6	$T_{т.наиб}$	N_6	$T_{т.наиб}$	N_6	$T_{т.наиб}$
I	182	600	0,7	8 900	2,5	30000	5,9	71 500	14	170 000
		1000	1,2		4,2		9,8		23	
		1500	1,7		6,2		14,7		35	
II	118	600	1,1	8 900	3,8	30000	9,1	71 500	22	170 000
		1000	1,6		6,4		15		36	
		1500	2,7		9,6		23		54	
III	73	600	1,8	9 350	6,5	31 600	15,6	75 500	37	170 000
		1000	3		10,8		26		61	
		1500	4,6		16,4		39		86	
IV	43,4	600	3,6	11 100	13	36900	31	88 500	65	210 000
		1000	6		21		50		103	
		1500	9		29		71		146	
V	28,3	600	5	11 100	13,5	3660	39	88 500	65	209 000
		1000	7,9		21		60		103	
		1500	10,8		29		86		146	

Исполнение	Передаточное число	n_6	Типоразмер редуктора							
			КЦ2-500		КЦ2-750		КЦ2-1000		КЦ2-1300	
			N_6	$T_{т.наиб}$	N_6	$T_{т.наиб}$	N_6	$T_{т.наиб}$	N_6	$T_{т.наиб}$

Примечание. N_6 – мощность на быстроходном валу, кВт; $T_{т.наиб}$ – наибольший кратковременно допустимый момент на тихоходном валу, Нм; n_6 – частота вращения быстроходного вала, мин⁻¹. Расчетный КПД редуктора $\eta = 0,91$.

Табл. 5.25. Редукторы цилиндрические вертикальные трехступенчатые крановые типа ВК.

Исполнение	n_6	Типоразмер редуктора									
		ВК-475					ВК-550				
		u	N_6 , мощность на быстроходном валу, кВт			$T_{т.наиб}$	u	N_6 , мощность на быстроходном валу, кВт			$T_{т.наиб}$
			Режим работы					Режим работы			
Л	С	Т	Л	С	Т						
I	600	109,61	1,4	1,2	1,0	7 880	126,79	1,7	1,5	1,3	11 340
	750		1,8	1,5	1,3	7 800		2,1	1,9	1,6	11 280
	1000		2,3	2	1,7	7 580		2,8	2,5	2,1	11 220
II	600	59,92	2,8	2,4	2	7 520	68,28	3,2	2,8	2,3	11 200
	750		3,4	3	2,5	7 380		4	3,4	2,9	11 100
	1000		4,4	3,8	3,2	7 120		5,2	4,5	3,9	11 000
III	600	29,06	6	5,2	4,4	6 480	32,9	6,4	5,6	4,7	10 900
	750		7,4	6,5	5,5	6 280		7,6	6,6	5,6	10 750
	1000		9,2	8,1	6,9	5 940		9,4	8,2	6,9	10 500
IV	600	19,68	7	6,1	5,2	5 460	17,72	11,5	10	8,5	9 200
	750		8,2	7,1	6	5 150		14,2	12,3	10,5	8 600
	1000		9,6	8,3	7,1	4 700		18,4	16	13,6	7 760

Примечание. N_6 – мощность на быстроходном валу, кВт; $T_{т.наиб}$ – наибольший кратковременно допустимый момент на тихоходном валу, Нм; n_6 – частота вращения быстроходного вала, мин⁻¹; u – передаточное число редуктора. Расчетный КПД редуктора $\eta = 0,91$. Редукторы изготавливаются 115, 116, 119 вариантов сборки по ГОСТ 20373 – 80. Обозначение редукторов – см. параграф 1.8.

5.10. Расчетный момент муфты

$$T_m = T_m^{\text{ном}} k_1 k_2, \text{ Нм,}$$

где $T_m^{\text{ном}}$ – номинальный момент, передаваемый муфтой (см. п. 5.10.1);

k_1 – коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма (табл. 5.26);

k_2 – коэффициент, учитывающий режим работы механизма (табл. 5.26).

Наибольший кратковременный момент, передаваемый муфтой, не должен превышать более чем в 2 раза наибольший крутящий момент T_m , который муфта может передавать.

Табл. 5.26. Значения коэффициента k_1 и k_2

Наименование механизма	k_1	k_2 при режимах			
		Л	С	Т	ВТ
Подъема	1,3	1,1	1,2	1,3	1,5
Передвижения	1,2				
Изменения вылета	1,4				
Поворота	1,4				

5.10.1. Номинальный момент, передаваемый муфтой, принимается равным моменту статических сопротивлений

$$T_m^{\text{ном}} = T_c = \frac{F_{\text{пер}} D_k}{2u_p \eta}, \text{ Нм,}$$

где η – КПД механизма (см. п.5.3);

$F_{\text{пер}}$ – суммарное сопротивление передвижению у ходовых колес, Н (см. п.5.2);

D_k – диаметр ходовых колес, м (см. п.5.2.1);

u_p – общее передаточное число привода механизма (см. п.5.9).

5.10.2. Если крутящий момент передается двигателем на две муфты (привод центральный с быстроходным валом), то возможно неравномерное распределение нагрузок между ними, расчетный момент для одной муфты, Нм

$$T'_m = 0,6T_m, \text{ Нм.}$$

5.10.3. Из табл.5.27-5.35 выбираем муфту по ближайшему большему значению расчетного момента муфты (см. п.5.10).

Табл. 5.27. Муфты зубчатые по ГОСТ 5006–55.

Номер муфты	Крутящий момент, Нм	мм										Частота вращения, мин ⁻¹ , не более
		d	d_k	d_1	D	D_1	L		l	l_k	A , не менее	
							МЗ	МЗП				
1	710	40	38	60	170	110	115	115	55	55	49	6300
2	1400	50	55	70	185	125	145	145	70	80	75	5000
3	3150	60	55	90	220	150	170	175	85	80	95	4000
4	5600	75	75	100	250	175	215	215	105	105	125	3350
5	8000	90	95	120	290	200	235	240	115	130	145	2800
6	11800	105	–	130	320	230	255	260	125	–	160	2500
7	19000	120	120	150	350	260	285	290	140	165	185	2120
8	23600	140	150	170	380	290	325	330	160	200	210	1900
9	30000	160	–	190	430	330	335	340	165	–	220	1700
10	50000	180	–	210	490	390	365	370	180	–	245	1400

Примечание. Типы муфт: МЗ – для непосредственного соединения валов; МЗП – для соединения валов с применением промежуточного вала. Исполнение втулок полумуфт: Н – без торцового крепления на валу; Т – с торцовым креплением на валу; К – с коническим отверстием

Табл. 5.28. Муфты упругие со звездочкой по ГОСТ 14084–76.

Номинальный крутящий момент, Нм	мм								Частота вращения, мин ⁻¹ , не более
	d		D	L		l			
	1-й ряд	2-й ряд		исполнение					
				1	2	1	2		
31,5	16	–	71					3000	
	18	–							
	–	19							
	20	–		121	93	50	36		
	22	–							
63	20	–	85	128	100	50	36	2250	
	22	–							
	–	24							
	25	–		148	112	60	42		
	28	–							
125	25	–	105					2000	

Номиналь ый крутящий момент, Нм	мм						Частота вращения, мин ⁻¹ , не более	
	<i>d</i>		<i>D</i>	<i>L</i>		<i>l</i>		
	1-й ряд	2-й ряд		исполнение				
				1	2	1		2
	28	–						
	–	30		188	144			
	32	–						
	–	35				80	58	
	36	–						
250	32	–	135	191	147			1500
	–	35						
	36	–						
	–	38						
	40	–		251	195	110	82	
	–	42						
400	45	–						
	38	–	166	196	152	80	58	1300
	40	–		256	200	110	82	
	–	42						
	45	–						
	–	48						

Примечание. Исполнения муфт: 1 – на длинные концы валов; 2 – на короткие. 1-й ряд является предпочтительным

Табл. 5.29. Муфты кулачково-дисковые по ГОСТ 20720–81.

Номиналь ный крутящий момент, Нм	<i>d; d₁</i>	<i>D</i> , не более	мм					
			<i>L</i>		<i>l</i>		<i>l₁</i>	
			тип					
			1; 2		1		2	
			исполнение					
			1	2	1	2	1	2
31,5	16; 18; 19*			75		28	–	18
	20; 22		–	90	–	36	–	24
63	20; 22; 24*							
	25; 28		–	105	–	42	–	26
125	25; 28	140						
	30; 32; 35; 36		185	140	80	58	60	38
250	32; 35; 36; 38*	170						
	40; 42*; 45		245	190	110	82	84	56
400	38*	170						
	40; 42*; 45; 48*; 50; 53*		185	140	80	58	60	38
630	45; 48*; 50; 53*	210						
	55; 56*							
	60; 63		245	190	110	82	84	56
1000	50; 53*; 55; 56*	210						
	60; 63; 65*; 70*; 71		305	235	140	105	107	72
1600	60; 63; 65*; 70; 71; 75*	250						
	80; 85*		360	280	170	130	132	92
2500	70; 71; 75*	290						
	80; 85*; 90; 95*		305	235	140	105	107	72
	100		360	280	170	130	132	92
			440	350	210	165	167	122

Номинальный крутящий момент, Нм	$d; d_1$	D, не более	мм					
			L		l		l_1	
			тип					
			1; 2		1		2	
			исполнение					
			1	2	1	2	1	2

Примечание. Типы полумуфт: 1 – с цилиндрическим отверстием на концы валов; 2 – с коническим отверстием на концы валов. Исполнение полумуфт: 1 – на длинные концы валов; 2 – на короткие концы валов. Размеры d и d_1 , отмеченные звездочкой (*) – 2-го ряда. Предпочтительнее размеры 1-го ряда. Максимальная частота вращения муфт – 250 мин⁻¹

Табл. 5.30. Муфты цепные по ГОСТ 20742–81

Номинальный крутящий момент, Нм	$d; d_1$	D, не более	мм										Частота вращения, с ⁻¹ , не более
			L , не более					l , не более					
			тип										
			1		2		3; 4	1		2		3; 4	
			исполнение					исполнение					
1	2	1	2		1	2	1	2					
63	20; 22; 24*	110		102	108	80	102		36	39	25	36	27
	25; 28		–	122	128	92	122	–	42	45	27	42	
125	25; 28	125											
	30		–	162	168	124	162	–	58	61	39	58	
250	32; 35; 36	140	206					80					20
	40; 42*; 45		278	222	228	172	222	110	82	85	57	82	
500	40; 42*; 45	200											17
	48*; 50; 55; 56*												
1000	50; 55; 56*	210	280	224	230	174	224	110	82	85	54	82	13
	60; 63; 65*; 70; 71		354	284	290	220	284	140	105	108	73	105	
2000	63; 65*; 70; 71; 75*	280											12
	80; 85*; 90		424	344	352	272	344	170	130	134	94	130	
4000	80; 85*; 90; 95*	310											
	100; 110		514	424	432	342	424	210	165	169	124	165	

Примечание. Типы полумуфт: 1 – с цилиндрическим отверстием на концы валов; 2 – с коническим отверстием на концы валов; 3 – с отверстием на валы с эвольвентными шлицами; 4 – с отверстием на валы с прямобочными шлицами. Исполнение полумуфт: 1 – на длинные концы полумуфт; 2 – на короткие концы полумуфт. Размеры d и d_1 , отмеченные звездочкой (*) – 2-го ряда. Предпочтительнее размеры 1-го ряда. Стандарт распространяется на муфты с нереверсивное вращение

Табл. 5.31. Муфты фланцевые по ГОСТ 20761–80

Номинальный крутящий момент, Нм, для муфт		Диаметр отверстий для вала d , мм	D, мм, не более	l , мм, не более		L , мм, не более	
стальных	чугунных			для исполнения			
				1	2	1	2
31,5	16	16; 18; 19*	90	40	28	84	60
		20; 22		50	36	104	76
63	31,5	20; 22; 24*	100				
		25; 28		60	42	124	83
125	63	25; 28	112				
		30; 32; 35; 36		80	58	170	120

Номинальный крутящий момент, Нм, для муфт		Диаметр отверстий для вала d , мм	D , мм, не более	l , мм, не более		L , мм, не более	
стальных	чугунных			для исполнения			
				1	2	1	2
160	80	30; 32; 35; 36; 38*	130				
250	125	32; 35; 36; 38*	140				
		40; 42*; 45		110	82	230	170
400	200	35; 36; 38*	150	80	58	170	120
		40; 42*; 45; 48*; 50		110	82	230	170
630	315	45; 48*; 50; 53*; 55; 56*	170				
		60		140	105	290	220
1000	500	50; 53*; 55; 56*	180	110	82	230	170
		60; 63; 65*; 70; 71		140	105	290	220
1600	800	60; 63; 65*; 70; 71; 75	190				
		80; 85*		170	130	350	270
2500	1250	70; 71; 75*	224	140	105	290	220
		80; 85*; 90; 95*		170	130	350	270
		100		210	165	430	320
4000	2000	80; 85*; 90; 95*	250	170	130	350	270
		100; 105*; 110		210	165	430	340

Примечание. Исполнения полумуфт: 1 – на длинные концы валов; 2 – на короткие концы валов. Размеры d , отмеченные звездочкой (*) – 2-го ряда. Предпочтительные размеры 1-го ряда. Окружная скорость на наружном диаметре муфт: стальных – до 70 м/с; чугунных – до 35 м/с. При реверсивном вращении и переменной нагрузке значения номинального крутящего момента должны быть уменьшены в 1,96 раза. Подробнее см. ГОСТ 20761–80.

Табл. 5.32. Муфты упругие втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424–75.

Номинальный крутящий момент, Нм	Диаметр отверстий для вала d, d_1	D , не более	мм								Частота вращения, мин ⁻¹ , не более
			L , не более				l , не более				
			Тип								
			I		II		I		II		
			исполнение								
1	2	1	2	1	2	1	2	1	2		
31,5	16; 18; 19*	90	84	60	84	60	40	28	30	18	6350
63	20; 22; 24*	100	104	76	104	76	50	36	38	24	5700
125	25; 28; 30*	120	125	89	125	89	60	42	44	26	4600
250	32; 35*; 36; 38*	140	165	121	165	121	80	58	60	38	3800
	40; 42*; 45		225	169	225	169	110	82	85	56	
500	40; 42*; 45	170									3600
710	45; 48*; 50	190	226	170	226	170					3000
	55; 56*										
1000	50; 55*; 56	220									2850
	60*; 63; 65*; 70*		286	216	286	216	140	105	107	72	
2000	63; 65*; 70*; 71; 75*	250	288	218	288	218					2300
	80; 85*; 90		348	268	348	268	170	130	135	95	1800
4000	80; 85*; 90; 95*	320	350	270	350	270					
8000	100; 110; 120*; 125	400	432	342	432	342	210	165	170	125	1450
	120*; 125		435	345	435	345					1150
16000	130*; 140; 150*	500	515	415	515	415	250	200	205	155	
	160		615	495	615	495	300	240	245	185	

Примечание. Типы муфт: I – с цилиндрическим отверстием на концы валов; II – с коническим отверстием на концы валов. Исполнение полумуфт: 1 – на длинные концы валов; 2 – на короткие концы валов. Размеры d и d_1 , отмеченные звездочкой (*) – 2-го ряда. Предпочтительные размеры 1-го ряда. Обозначение муфт – см. параграф 1.9.

Табл. 5.33. Муфты зубчатые с тормозными

Типоразмер муфты	Наибольший передаваемый крутящий момент, Нм	Диаметр тормозного шкива D , мм	Ширина тормозного шкива B , мм
Мз5-Т30	8000	300	127,5
Мз6-Т30	11800	300	145
Мз6-Т40	11800	400	145
Мз7-Т30	19000	300	150
Мз7-Т40	19000	400	150

Табл. 5.34. Муфты зубчатые с тормозными шкивами

Номер муфты	Наибольший передаваемый крутящий момент, Нм	Диаметр тормозного шкива D , мм	Ширина тормозного шкива B , мм	Масса муфты, кг	Момент инерции муфты, кгм ²
1	700	200	95	13	0,1
2	1400	200	135	18	0,15
3	3150	300	145	30	0,6
4	5600	400	185	68	1,75
5	8000	500	205	122	3,75

Табл. 5.35. Муфты упругие втулочно-пальцевые с тормозными шкивами

Номер муфты	Наибольший передаваемый крутящий момент, Нм	Диаметр тормозного шкива D , мм	Ширина тормозного шкива B , мм	Масса муфты, кг	Момент инерции муфты, кгм ²
1	500	200	95	25	0,125
2	800	300	145	60	0,6
3	5500	400	185	125	2,25
4	7000	500	210	175	5,0

5.10.4. Момент инерции муфты

$$I_m \approx (0,1 \dots 0,15) m D^2, \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

где m , D – масса (кг) и наибольший диаметр муфты (м) (меньшие значения I_m – для муфт с концентрацией массы ближе к оси ее вращения).

Табл. 5.36. Ориентировочная масса соединительных муфт при средних диаметрах отверстий для валов

Наименование муфты	D^* , мм		m , кг		D , мм		m , кг	
	D , мм	m , кг	D , мм	m , кг	D , мм	m , кг	D , мм	m , кг
Зубчатая МЗ	170	10	250	38	350	110	490	262
	185	14	290	57	380	163		
	220	24	320	80	430	187		
Зубчатая МЗП	170	21	250	76	350	218	490	505
	185	31	290	115	380	337		
	220	51	320	170	430	355		
Упругая со звездочкой	71	1	105	3,3	166	12		
	85	1,8	135	7,6				
Кулачково-дисковая	100	1,4	170	11	250	45		
	140	7	210	30	290	53		
Цепная	110	3,2	140	5,1	210	19,8	310	52,3
	125	4,2	200	13,4	280	29,5	350	71,4
Фланцевая	90	1,1	130	5	170	16	224	27
	100	1,4	140	6,3	180	18	250	40
	112	3,9	150	11	190	20		
Упругая втулочно-пальцевая	90	1,6	140	6,6	220	23	400	145
	100	2	170	13,2	250	36,9	500	250
	200	4,4	190	16,8	320	73,4		

* D – наибольший диаметр муфты, м.

5.10.5. Определяемся с необходимым количеством и типом муфт в соответствии с принятой кинематической схемой (см. п.5.4).

5.11. Фактическая скорость передвижения крана

$$v_{\text{пер}}^{\phi} = v_{\text{пер}} \mu / u_p, \text{ м/с.}$$

Полученное значение сравнить со значением из стандартного ряда (табл. 5.37), отклонение должно быть не более 5%.

Табл. 5.37. Номинальная скорость грузоподъемных кранов с гибкой подвеской грузозахватного органа (по ГОСТ 1575–81), м/с

–	0,01	0,1	1,0	10
–	0,0125	0,125	1,25	12,5
–	0,016	0,16	1,6	–
–	0,02	0,2	2	–
–	0,025	0,25	2,5	–
0,0032	0,032	0,32	3,2	–
0,004	0,04	0,4	4	–
0,005	0,05	0,5	5	–
0,0063	0,063	0,63	6,3	–
0,008	0,08	0,8	8	–

5.12. Максимально допустимое ускорение крана при пуске в предположении

$$a_{\text{max}} = \left\{ \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \left(\frac{\varphi}{k_{\varphi}} + \frac{fd_{\text{к}}}{D_{\text{к}}} \right) - (2\mu + fd_{\text{к}}) \frac{k_{\text{р}}}{D_{\text{к}}} \right] - \frac{F_{\text{р}}}{mg} \right\} g, \text{ м/с}^2,$$

где $z_{\text{пр}}$ – число приводных ходовых колес, определяется конструкцией крана;

z – общее число ходовых колес, определяется конструкцией крана;

φ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами: при работе в помещении – $\varphi=0,15$, при работе на открытом воздухе – $\varphi=0,12$, при работе с песочницами – $\varphi=0,2$ (см. п.5.2.3);

k_{φ} – коэффициент запаса сцепления (табл. 5.38).

Табл. 5.38. Наименьшие допускаемые значения коэффициента запаса сцепления k_{φ}

Условия работы крана	Коэффициент запаса сцепления
Нормальная работа:	
без ветровой нагрузки	1,2
с ветровой нагрузкой	1,1
Работа в случае отказа одного и более двигателей:	
без ветровой нагрузки	1,1
с ветровой нагрузкой	1,05

f – коэффициент трения (приведенный к цапфе вала) в подшипниках опор вала ходового колеса (см. п.5.2.1);

μ – коэффициент трения (плечо реактивной силы) качения ходовых колес по рельсам (см. п.5.2.1), м;

$d_{\text{к}}$ – диаметр цапфы вала (оси) ходового колеса, м (см. п.5.2.1);

$D_{\text{к}}$ – диаметр ходового колеса (для конического колеса – средний диаметр), м (см. п.2.1);

$k_{\text{р}}$ – коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления от трения реборд ходовых колес и торцов ступиц колеса (см. п.5.2.1);

$F_{\text{р}} = F_{\text{в}}$ – ветровая нагрузка на кран в рабочем состоянии, Н (см. п.5.2.3);

m – масса крана (тележки), кг (см. п.5.1);

g – ускорение свободного падения: $g=9,81 \text{ м/с}^2$.

5.13. Наименьшее допустимое время пуска по условию сцепления, с

$$t_{\text{доп}} = \frac{v}{a_{\text{max}}}, \text{ с,}$$

где $v = v_{\text{пер}}^{\phi}$ – фактическая скорость передвижения крана, м/с (см. п.5.11);

a_{max} – максимально допустимое ускорение, м/с² (см. п.5.12).

5.14. Фактическое время пуска механизма передвижения без груза

$$t_n = \frac{\delta I n}{9,55 (T_{\text{ср.п}} - T_c)} + \frac{9,55 (m + Q) v^2}{n (T_{\text{ср.п}} - T_c) \eta}, \text{ с,}$$

где δ – коэффициент, учитывающий влияние вращающихся масс привода механизма (кроме ротора двигателя и муфты); $\delta = 1,1 \dots 1,25$;

I – момент инерции ротора двигателя и муфты, кг·м² (см. п.5.14.1);

n – частота вращения вала двигателя, об/мин (см. п.5.5).

$T_{\text{ср.п}}$ – средний пусковой момент двигателя, Нм (см. п.5.14.2);

T_c – момент статического сопротивления на валу двигателя при пуске, Нм (см. п.5.14.3);

m – масса крана (тележки), кг (см. п.5.1);

η – КПД механизма (см. п.5.3);

v – скорость механизма, $v = v_{\text{пер}}^{\phi}$, м/с (см. п.5.11).

5.14.1. Найти сумму моментов (I , кг·м²) инерции ротора двигателя I_p (см. п.5.5) и n -количества муфт быстроходного вала (см. п.5.4, п.5.10.4 и 5.10.5).

5.14.2. Средний пусковой момент двигателя:

– для двигателей трехфазного тока с фазным ротором

$$T_{\text{ср.п}} = \frac{\psi_{\text{max}} + \psi_{\text{min}}}{2} T_{\text{ном}}, \text{ Нм,}$$

где $\psi_{\text{max}} = T_{\text{max}}/T_{\text{ном}}$ – максимальная кратность пускового момента электродвигателя (см. п.5.5 или $\psi_{\text{п.п.к}} = 1,9 \dots 3,2$);

ψ_{min} – минимальная кратность пускового момента электродвигателя:

$\psi_{\text{min}} = 1,1 \dots 1,4$;

T_{max} – максимальный пусковой момент двигателя, Нм (см. п.5.5);

$T_{\text{ном}}$ – номинальный момент двигателя, Нм (см. п.5.5.1).

Примечание: для электродвигателей трехфазного тока с фазным ротором можно принимать $T_{\text{ср.п}} = (1,5 \dots 1,6) T_{\text{ном}}$.

– для двигателей с короткозамкнутым ротором

$$T_{\text{ср.п}} = 0,85^2 \frac{\psi_p + \psi_{\text{max}}}{2} T_{\text{ном}}, \text{ Нм,}$$

где ψ_p – кратность пускового момента двигателя (см. п.5.5);

$0,85^2$ – коэффициент, учитывающий возможность работы при падении напряжения в сети до 85% от номинального.

Примечание: для электродвигателей с короткозамкнутым ротором можно принимать $T_{\text{ср.п}} = (0,7 \dots 0,8) T_{\text{max}}$.

Примечание: для обеспечения разгона двигателей трехфазного тока рекомендуется, чтобы $T_{\text{ср.п}} > 1,5 T_c$ и $T_{\text{ср.п}} = 0,5 (T_{\text{max}} + T_c)$

5.14.3. Момент статических сопротивлений при работе крана без груза

$$T_c = \frac{F'_{\text{пер}} D_k}{2u\eta}, \text{ Нм,}$$

где $F'_{\text{пер}}$ – суммарное сопротивление передвижению ходовых колес, Н (см. п.14.3.1);

D_k – диаметр ходовых колес, м (см. п.5.2.1).

u – общее передаточное число привода механизма, $u=u_p$ (см. п.5.9);

η – КПД механизма (см. п.3);

14.3.1 сопротивление передвижению крана без груза

$$F'_{пер} = k_p mg \frac{f d_k + 2\mu}{D_k}, \text{ Н}$$

где k_p – коэффициент, учитывающий дополнительные сопротивления от трения реборд ходовых колес и торцов ступиц колеса (см. п.5.2.1);

m – масса крана (тележки) (см. п.5.1), кг;

g – ускорение свободного падения: $g=9,81 \text{ м/с}^2$;

f – коэффициент трения (приведенный к цапфе вала) в подшипниках опор вала ходового колеса (см. п.5.2.1);

d_k – диаметр цапфы вала (оси) ходового колеса, м (см. п.5.2.1);

μ – коэффициент трения (плечо реактивной силы) качения ходовых колес по рельсам, м (см. п.5.2.1);

D_k – диаметр ходового колеса (для конического колеса – средний диаметр), м (см. п.5.2.1).

5.15. Полученное время пуска ($t_{п}$, с) (см. п.5.14) механизма передвижения должно соответствовать данным табл. 5.39.

Табл. 5.39. Ориентировочное время пуска и торможения механизмов подъема и передвижения крана

Наименование механизма	Время, с	
	пуска	торможения
Механизм подъема груза при скоростях подъема груза: менее 0,2 м/с более 0,2 м/с	1...2	1,0
	1...2	1,5
Механизм передвижения: крана тележки	5...8	—
	1,5...5	—

5.16. Фактическое ускорение крана без груза при пуске

$$a = v_{пер} / t_{п} \leq a_{max}, \text{ М/с}^2,$$

где $v_{пер}$ – фактическая номинальная скорость передвижения, м/с, $v_{пер} = v_{пер}^{\phi}$ (см. п.5.11);

$t_{п}$ – время пуска (разгона) механизма, с (см. п.5.14);

a_{max} – максимально допустимое ускорение крана при пуске, м/с² (см. п.5.12).

5.17. Если для соблюдения условия $a \leq a_{max}$ принимается двигатель мощностью $P_{дв} < P_c$, то он должен быть проверен по нагреву. Выполнить проверку двигателя по нагреву, при необходимости.

5.18. Фактический запас сцепления

$$k_{\phi} = \frac{F_{пр\phi}}{F'_{пер} + mg \left(\frac{a}{g} - \frac{z_{пр}}{z} f \frac{d_k}{D_k} \right)} \geq 1,2,$$

где $F_{пр}$ – суммарная нагрузка на приводные ходовые колеса (без груза), Н (см. п.5.18.1);

ϕ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсами (см. п.5.12);

$F'_{пер}$ – полное сопротивление передвижению без груза, Н (см. п.5.14.3.1);

m – масса крана (тележки), кг (см. п.5.1);

a – фактическое ускорение крана без груза при пуске, м/с^2 (см. п.5.16);
 $z_{\text{пр}}$ – число приводных ходовых колес (см. п.5.12);
 z – общее число ходовых колес (см. п.5.12);
 f – коэффициент трения (приведенный к цапфе вала) в подшипниках опор вала ходового колеса (см. п.5.2.1);
 $d_{\text{к}}$ – диаметр цапфы вала (оси) ходового колеса, м (см. п.5.2.1);
 $D_{\text{к}}$ – диаметр ходового колеса (для конического колеса – средний диаметр), м (см. п.5.2.1).

18.1 Суммарная нагрузка на приводные колеса без груза:

$$F_{\text{пр}} = mgz_{\text{пр}}/z, \text{ Н},$$

где m – масса крана (тележки), кг (см. п.5.1);

$z_{\text{пр}}$ – число приводных ходовых колес (см. п.5.12);

z – общее число ходовых колес (см. п.5.12).

5.19. При отдельном приводе механизма передвижения мостовых кранов следует проверить запас сцепления при пуске для аварийного случая (при работе только одного привода и расположении тележки без груза у неработающего привода). При этом

$$k_{\phi} = \frac{F'_{\text{пр}} \phi}{F'_{\text{пер}} - mg \frac{z_{\text{пр}}}{z} f \frac{d_{\text{к}}}{D_{\text{к}}}} \geq 1,1,$$

где $F'_{\text{пр}}$ – суммарная нагрузка на приводные колеса со стороны работающего привода, Н (см. п.5.18, но $z_{\text{пр}}$ принять для аварийного случая).

Остальные обозначения см. в пояснениях к формуле в п.5.18.

5.20. Максимальное допустимое замедление крана при торможении

$$a_{\text{max}}^{\tau} = \left\{ \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z} \left(\frac{\phi}{k_{\phi}} - \frac{fd_{\text{к}}}{D_{\text{к}}} \right) + (2\mu + fd_{\text{к}}) \frac{1}{D_{\text{к}}} \right] - \frac{F^{\text{п}}}{mg} \right\} g, \text{ м/с}^2,$$

Обозначения см. в пояснениях к формуле в п.5.12.

5.21. Проверяется соответствие максимального допустимого замедления данным табл. 5.40 и принимается меньшее значение a_{max}^{τ} , м/с^2 .

Табл. 5.40. Наибольшие допускаемые ускорения и замедления $[a]$ механизмов передвижения кранов с гибким подвесом груза по условиям технологического процесса

Назначение крана	$[a]$, м/с^2 , при грузоподъемности, т		
	до 3,2	3,2...12,5	свыше 12,5
Перегрузка штучных грузов: с ручной строповкой	0,20	0,15	0,10
	с помощью приводного захвата	0,10	0,10
Перегрузка насыпных грузов с помощью грейфера	0,25	0,25	0,25
Монтажные работы	0,10	0,07	0,05
Транспортировка жидкого металла	0,10	0,10	0,10

5.22. Время торможения крана без груза

$$t_{\tau} = \frac{v_{\text{пер}}^{\phi}}{a_{\text{max}}^{\tau}}, \text{ с},$$

где a_{max}^{τ} – максимальное допустимое замедление крана при торможении, м/с^2 (см. п.5.21);

$v_{\text{пер}}^{\phi}$ – фактическая номинальная скорость передвижения, м/с (см. п.5.11).

5.23. Момент статических сопротивлений на тормозном валу при торможении крана

$$T_c^r = T_{тр}^r - T_{укл}^r - T_b^r, \text{ Нм},$$

где $T_{тр}^r$ – момент сил трения при торможении, Нм (см. п.5.23.1)

$T_{укл}^r$ – момент сопротивления движению от уклона пути, Нм (см. п.5.23.2);

T_n^r – момент от ветровой нагрузки, Нм (см. п.5.23.3).

5.23.1. Момент сил трения при торможении

$$T_{тр}^r = \frac{F_{тр}^r D_k \eta}{2u_c}, \text{ Нм},$$

где $F_{тр}^r$ – сопротивление трения ходовых колес при торможении, Н (см. п.5.23.1.1);

D_k – диаметр ходового колеса (для конического колеса – средний диаметр), м (см. п.5.2.1);

η – КПД механизма (см. п.5.3);

u – общее передаточное число привода механизма, $u=u_p$ (см. п.5.9);

5.23.1.1. Сопротивление при торможении крана без груза

$$F_{тр}^r = mg \frac{jd_k + 2\mu}{D_k}, \text{ Н}.$$

Обозначения см. в пояснениях к формуле в п.5.2.1.

5.23.2. Момент сопротивления движению от уклона пути, Нм

$$T_{укл}^r = \frac{F_{укл}^r D_k \eta_r}{2u_r}, \text{ Нм},$$

где $F_{укл}^r$ – сопротивление от уклона пути при торможении:

$$F_{укл}^r = mg \sin \alpha, \text{ Н},$$

где m – масса крана (тележки), кг (см. п.5.2.1);

$\sin \alpha = \text{tg } \alpha$ – уклон пути (см. п.5.2.2.);

α – угол наклона пути, градусы.

5.23.3. Момент от ветровой нагрузки, Нм

$$T_b^r = \frac{F_b D_k \eta_r}{2u_r}, \text{ Нм},$$

где F_b – сопротивление от ветровой нагрузки, Н (см. п.5.2.3);

D_k – диаметр ходового колеса, м (см. п.5.2.1);

η_r – КПД механизма передвижения при торможении, $\eta_r = \eta$ (см. п.5.3);

u_r – общее передаточное число между валом тормоза и ходовыми колесами, $u_r = u_p$ (см. п.5.9).

5.24. Момент сил инерции при торможении крана без груза

$$T_{ин}^r = \frac{\delta I n}{9,55 t_r} + \frac{9,55 m v^2 \eta}{n t_r}, \text{ Нм},$$

где t_r – время торможения крана без груза, с (см. п.5.22).

Остальные обозначения см. в пояснениях к формуле в п.5.14.

5.25. Расчетный тормозной момент на валу тормоза

$$T_p^r = T_{ин}^r - T_c^r, \text{ Нм},$$

где $T_{ин}^r$ – момент сил инерции на валу двигателя при торможении без груза, Нм (см. п.5.24);

T_c^r – момент статических сопротивлений на тормозном валу при торможении крана без груза, Нм (см. п.5.23).

Примечание. Определение тормозного момента для торможения крана

(тележки) с грузом, производится при попутном ветре и при уклоне пути в сторону движения. Во избежание резкого торможения при отсутствии последних может применяться двухступенчатое торможение.

5.26. Из табл. 5.41 выбираем тормоз с ближайшим большим тормозным моментом, который следует отрегулировать до T_p^r (см. п.5.25).

Табл. 5.41. Тормоза колодочные с электрогидротолкателями.

Параметры	Типоразмеры							
	ТКГ-100	ТКГ-200	ТКГ-300	ТКГ-400	ТКГ-500	ТКТГ-600	ТКТГ-700	ТКТГ-800
Диаметр тормозного шкива, мм	160	200	300	400	500	600	700	800
Наибольший тормозной момент, Нм	100	250	800	1500	2500	5000	8000	12500
Масса тормоза	21	38	100	130	155	435	605	845

Примечание. Тормоз ТКГ – с одноштоковым гидротолкателем; ТКТГ – с двухштоковым

5.27. Минимальная длина пути торможения

$$S = \frac{k_k \cdot (v_\Gamma^\phi)^2}{k}, \text{ м,}$$

где k_k – коэффициент, зависящий от процента затормаживающих колёс, при 25% $k_k = 2$, при 50% $k_k = 1$, при 100% $k_k = 0,5$;

v_Γ^ϕ – фактическая номинальная скорость передвижения, м/с (см. п.5.11).

k – коэффициент минимальной длины пути торможения механизма передвижения моста (тележки) мостового крана в зависимости от коэффициента сцепления φ (см. п.5.12). При коэффициенте сцепления $\varphi=0,2$ (работа в помещении (см. п.5.2.3.)) $k=1,5$, при $\varphi=0,12$ (работа на открытом воздухе (см. п.5.2.3.)) $k=0,9$.

5.28. Фактическая длина пути торможения

$$S_\phi = 0,5vt_\tau, \text{ м,}$$

где v – скорость механизма, м/с, $v = v_{\text{нep}}^\phi$ (см. п.5.11);

t_τ – время торможения крана без груза, с (см. п.5.22).

5.29. Проверяется условие

$$S_\phi \geq S,$$

где S_ϕ – фактическая длина пути торможения, м (см. п.5.28);

S – минимальная длина пути торможения, м (см. п.5.27).

Практическая работа №6
РАСЧЕТ ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Задание:

1. По исходным данным (табл. 6.1) определить ширину ленты конвейера и подобрать ленту из числа стандартных величин.
2. Произвести тяговый расчет конвейера и определить тяговую силу конвейера и мощность привода в соответствии с заданным вариантом.

Табл. 6.1. Исходные данные

Вар.	Транспортируемый материал	Производительность, Q , т/ч	Плотность материала, ρ , т/м ³	Горизонтальная длина участков, м		Угол наклона наклонной части, β , рад	Скорость транспортирования, v , м/с
				L_1	L_2		
1	Песок влажный	200	2,1	20	40	$\pi/9$	2,8
2	Цемент	250	1,3	22	38	$\pi/10$	0,9
3	Кокс	300	0,5	22	40	$\pi/10$	1,4
4	Песок сухой	350	1,4	20	38	$\pi/12$	2,4
5	Уголь рядовой	400	0,9	12	32	$\pi/12$	1,6
6	Глина сухая	200	1,4	20	48	$\pi/12$	2,5
7	Земля формовочная	250	1,5	18	45	$\pi/11$	1,8
8	Камень дробленый	300	1,8	10	35	$\pi/12$	2,5
9	Руда железная	350	2,4	18	34	$\pi/16$	2,2
10	Зерно	400	0,8	15	40	$\pi/18$	2,0

Методические указания по расчету конвейера

1. Определяем ширину ленты

$$B = 1,1 \cdot \left(\sqrt{\frac{Q}{v \cdot \rho \cdot K \cdot K_\beta}} + 0,05 \right), \text{ м}, \quad (6.1)$$

где Q – массовая производительность конвейера, т/ч;

v – скорость движения тягового органа (ленты), м/с;

K – коэффициент производительности, зависит от формы ленты (табл. 6.2).

Таблица 6.2 - Коэффициент производительности

Форма ленты	Угол наклона боковых роликов, град.	Угол откоса насыпного груза на ленте, град.	
		15	20
Плоская	-	240	325
Желобчатая на двухроликовой опоре	15	450	535
	20	470	550
Желобчатая на трехроликовой опоре	30	550	525
	36	555	655

При выборе формы роlikоопор следует иметь в виду, что плоскую ленту для транспортирования насыпных грузов следует принимать лишь для коротких конвейеров при малой скорости ленты ($v \leq 1$ м/с);

K_β – коэффициент производительности, зависящий от угла наклона конвейера (табл. 6.3).

Таблица 6.3

Угол наклона конвейера, град.	K_β	Угол наклона конвейера, град.	K_β
До 10	1	16	0,92
12	0,97	18	0,89
14	0,95	20	0,85

Вычисленное по формуле (6.1) значение B следует округлить до ближайшей большей стандартной ширины ленты (ГОСТ 20) из числа: $B=500\dots650$ мм (3...5); $B=800$ мм (3...6); $B=1000$ мм (4...8); $B=1200$ мм (4...8); $B=1400$ (6..10); $B=1600$ мм (7...10); $B=1800$ мм (8...12); $B=2000$ мм (10...12) и выбрать ленту (в скобках приведено число прокладок ленты).

2. В зависимости от ширины ленты и характеристики транспортируемого груза по имеющимся в литературе рекомендациям выбирают тип роlikоопор, диаметр роlikов, расстояние между роlikоопорами рабочей и холостой ветви, диаметра барабанов.

3. Определяют погонную массу груза на ленте

$$q = \frac{Q}{3,6 \cdot v}, \text{ кг/м.} \quad (6.2)$$

4. Определяют погонную массу движущихся частей конвейера
а) рабочей ветви

$$q_k^p = q_l + q_p^p, \text{ кг/м;} \quad (6.3)$$

б) холостой ветви

$$q_k^x = q_l + q_p^x, \text{ кг/м,} \quad (6.4)$$

где q_l – погонная масса ленты. В первом приближении можно принять $q_l = (25 \dots 35) \cdot B$, кг/м;

q_p^p и q_p^x – погонная масса вращающихся частей роlikоопор рабочей и холостой ветви конвейера соответственно, кг/м. Значение можно ориентировочно принять из таблицы 6.4.

Таблица 6.4

Ветвь конвейера	Погонная масса вращающихся частей роlikоопор, кг/м								
	Ширина ленты, мм								
	400	500	650	800	1000	1200	1400	1800	2000
Рабочая	8,4	10	10,2	16,4	21	24,2	42	58,4	132,5
Холостая	2,5	3,2	4,4	7,8	9,2	11,1	16,7	23,8	52,5

5. Производят тяговый расчет конвейера методом обхода по контуру. Тяговый расчет заключается в определении максимального и минимального натяжений ленты с последующим определением тягового усилия и мощности привода. По методу обхода по контуру натяжение в каждой последующей точке конвейера равно натяжению в предыдущей точке плюс сопротивление на участке между рассматриваемыми точками.

На рис. 6.1 изображена схема наклонно-горизонтального конвейера. Головной барабан конвейера является одновременно и ведущим. Определение натяжения и общего сопротивления передвижения ленты можно начать с т. 1 (точки сбегаания ленты с приводного барабана).

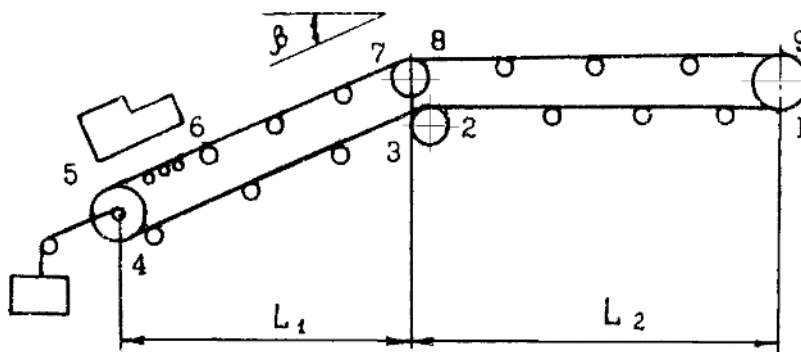


Рис. 6.1. Расчетная схема конвейера.

Натяжение ленты в точке 1 обозначим $F_{сб}=F_1$. На участке 1-2 действуют распределенные сопротивления.

Натяжение ленты в т. 2

$$F_2 = F_1 + W_{1-2}, \text{ Н}, \quad (6.5)$$

где W_{1-2} – распределенные сопротивления на участке между точками 1-2

$$W_{1-2} = 9,81 \cdot (q_n + q_p^x) \cdot L_2 \cdot \omega, \text{ Н}, \quad (6.6)$$

где $\omega=0,04$ – коэффициент сопротивления.

Натяжение ленты в т. 3

$$F_3 = F_2 \cdot (1 + \varepsilon_1), \text{ Н}, \quad (6.7)$$

где ε_1 – коэффициент увеличения сопротивления. Для данного случая можно принять $\varepsilon_1=0,03$.

Натяжение ленты в т.4

$$F_4 = F_3 + W_{3-4}, \text{ Н}, \quad (6.8)$$

где W_{3-4} – сопротивление на участке между точками 3 и 4

$$W_{3-4} = 9,81 \cdot (q_n + q_p^x) \cdot L_1 \cdot \omega - 9,81 \cdot q_n \cdot L_1 \cdot \text{tg} \beta, \text{ Н}. \quad (6.9)$$

Натяжение ленты в т.5

$$F_5 = F_4 \cdot (1 + \varepsilon_2), \text{ Н}, \quad (6.10)$$

где $\varepsilon_2=0,06$.

Натяжение в т. 6

$$F_6 = F_5 + W_n, \text{ Н}, \quad (6.11)$$

где W_n – сопротивление на погрузочном участке

$$W_n \approx \frac{\varphi \cdot Q \cdot v}{3,6}, \text{ Н}, \quad (6.12)$$

где $\varphi=1,3...1,5$ – коэффициент, учитывающий трение груза о стенки загрузочного бункера.

Натяжение в т. 7

$$F_7=F_6+W_{6-7}, \text{ Н}, \quad (6.13)$$

где W_{6-7} – сопротивления на участке между точками 6 и 7

$$W_{6-7} = 9,81 \cdot (q + q_n + q_p^p) \cdot L_1 \cdot \omega + 9,81 \cdot (q + q_n) \cdot L_1 \cdot \text{tg}\beta, \text{ Н}. \quad (6.14)$$

Натяжение в т. 8

$$F_8=F_7 \cdot (1 + \varepsilon_1), \text{ Н}. \quad (6.15)$$

Натяжение в т. 9

$$F_9=F_8+W_{8-9}, \text{ Н}, \quad (6.16)$$

где W_{8-9} – сопротивление на участке между точками 8 и 9

$$W_{8-9} = 9,81 \cdot (q + q_n + q_p^p) \cdot L_2 \cdot \omega, \text{ Н}. \quad (6.17)$$

Натяжение в т. 1 находим, зная натяжение в т. 9 из следующих формул

$$F_1 = \frac{y_9}{e^{f \cdot \alpha} - K_9}, \text{ Н} \quad (6.18); \quad F_9 = \frac{y_9 \cdot e^{f \cdot \alpha}}{e^{f \cdot \alpha} - K_9}, \text{ Н} \quad \text{или} \quad F_9 = F_1 \cdot e^{f \cdot \alpha}, \text{ Н} \quad (6.19)$$

где y_9 – независимое от F_1 слагаемое в формуле (6.16), полученной после вычисления F_9 ;

K_9 – численный коэффициент при F_1 в формуле (6.18), полученный после вычисления F_9 ;

f – коэффициент трения между барабаном и лентой можно принять $f=0,25$;

α – угол обхвата лентой приводного барабана. При отсутствии отклоняющего барабана $\alpha=\pi$.

Далее, зная численное значение F_1 , находим численные значения силы натяжения во всех остальных восьми точках ($F_2...F_9$).

6. Тяговая сила конвейера

$$F_o=F_9-F_1, \text{ Н}. \quad (6.20)$$

7. Мощность на приводном валу конвейера

$$P_o = \frac{F_o \cdot v}{1000}, \text{ кВт}. \quad (6.21)$$

8. Необходимая мощность двигателя

$$P = \frac{K \cdot P_o}{\eta}, \text{ кВт}, \quad (6.22)$$

где K – коэффициент запаса; $K=1,1...1,35$;

η – КПД привода. Можно принять $\eta=0,96$.

Практическая работа №7
РАСЧЕТ ЦЕПНОГО (ПЛАСТИНЧАТОГО) КОНВЕЙЕРА

Задание: рассчитать цепной (пластинчатый) конвейер в соответствии с вариантом задания (см. табл. 7.1).

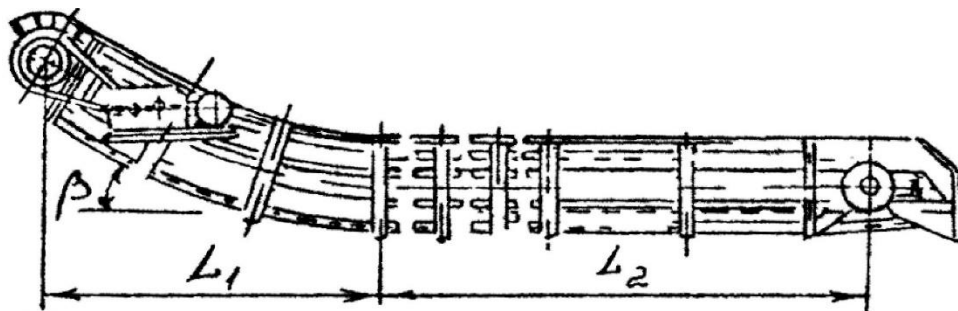


Рис. 7.1. Конвейер пластинчатый стационарный без бортов

Табл. 7.1. Исходные данные

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A	210	240	160	350	390	250	320	300	190	280
\varnothing	540	510	380	640	500	600	540	550	400	400
G	160	190	220	195	215	200	260	280	240	200
L_1	20	21	10	15	28	15	18	19	16	21
L_2	15	10	30	25	35	20	15	18	20	15
ρ	0,65	1,81	1,48	0,63	0,58	1,46	1,38	0,58	0,7	1,4

Примечание: A – производительность, штук/ч; \varnothing – диаметр детали, мм; G – масса детали, кг; L_1 и L_2 – длины участков, м; β – угол подъема ($\beta = 14-17^\circ$); ρ – объемная масса деталей, т/м³

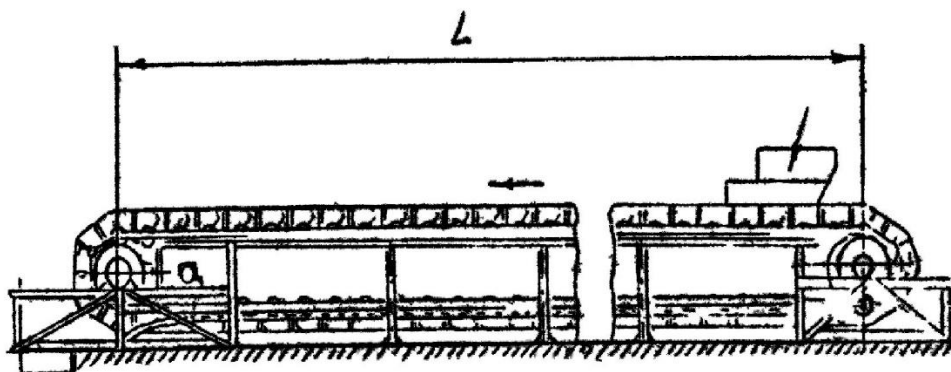


Рис. 7.2. Конвейер пластинчатый стационарный с бортами

Табл. 7.1. Исходные данные (продолжение)

Величина	Варианты									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Π	32	40	63	80	100	100	90	85	75	70
γ	1,8	1,5	2,0	1,7	0,5	0,9	2,1	2,0	1,5	1,7
v	0,4	0,315	0,25	0,2	0,16	0,4	0,125	0,4	0,5	0,63
L	10	16	14	18	20	22	26	13	17	19
H	2,0	2,5	1,5	1,8	3,0	3,5	3,6	2,0	2,2	2,4

Примечание: Π – производительность, т/ч; γ – плотность груза, т/м³; v – скорость движения настила, м/с; L – длина конвейера, м; H – высота транспортирования, м

Определение ширины настила

Расчет пластинчатого конвейера начинают с определения ширины настила B . На настиле без бортов насыпной груз располагается по треугольнику (рис. 7.2), так как и у ленточного транспортера. Однако жесткость настила и малая скорость позволяют принимать угол φ и размер b больше, чем на ленточном транспортере.

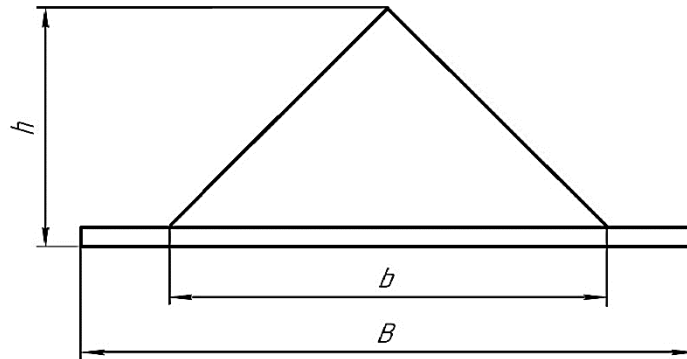


Рис. 7.2. Расчетная схема

Площадь сечения насыпного груза

$$A = b (h/2) k_{\beta} = k_{\beta} (b^2/4) \operatorname{tg} \varphi \approx 0,18 k_{\beta} B^2 \operatorname{tg} \varphi,$$

где $b = 0,85 B$;

k_{β} – коэффициент учитывающий наклон транспортера (табл. 7.2).

φ – угол естественного откоса груза в движении (принимать $\varphi = 21 \dots 28^{\circ}$).

Табл. 7.2. Значения коэффициента k_{β}

Угол наклона конвейера, град.	Тип настила	
	без бортов	с бортами
до 10	1,0	1,0
10...20	0,9	0,95
более 20	0,85	0,9

Исходя из формулы производительности $\Pi_m = 3600 A \gamma V$, ширина настила без бортов B определится по формуле

$$B_{\Pi} = \sqrt{\frac{\Pi_m}{648 k_{\beta} V \gamma \operatorname{tg} \varphi}},$$

где Π_m – производительность, т/ч;

V – скорость движения настила (табл. 7.3), м/с;

γ – насыпная плотность груза, т/м³.

Ширину настила согласуют со стандартными значениями (табл. 7.3).

При несовпадении значений уточняют скорость движения настила по формуле

$$V_y = V \frac{B^2}{B_{\text{ст}}^2},$$

где B^2 – расчетная ширина настила;

$B_{\text{ст}}^2$ – стандартная ширина настила.

Табл. 7.3. Рекомендуемая скорость движения полотна пластинчатых конвейеров

Ширина настила, мм	Скорость движения полотна, м/с
400; 500	0,125...0,4
650; 800	0,125...0,5
1000; 1200	0,2,0,63
1400; 1600	0,25,0,63

Ширина настила с бортами (расстояние между бортами) при транспортировании насыпных грузов, м

$$B = \sqrt{\frac{\Pi_m}{900v p k_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)} + \left(\frac{2h\varphi}{k_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)}\right)^2} - \frac{2h\varphi}{k_{\beta} \operatorname{tg}(0,4\varphi)},$$

где h – высота бортов (табл. 7.4 и 7.5), мм;

φ – коэффициент, характеризующий степень использования высоты бортов, $\varphi = 0,65...0,8$.

Табл. 7.4. Рекомендуемая высота бортов при транспортировании насыпных грузов

Наибольший размер типичного куска груза, мм	Наименьшая высота бортов, мм
160	100
200	125
250	160
350	200
450	250
550	320

Таблица 7.5. Рекомендуемая высота бортов пластинчатого конвейера, мм

При номинальной ширине настила, мм							
400	500	650	800	1000	1200	1400	1600
100	100	100	100	100	100	100	100
125	125	125	125	125	125	125	125
160	160	160	160	160	160	160	160
200	200	200	200	200	200	200	200
	250	250	250	250	250	250	250
		320	320	320	320	320	320

Определение погонных нагрузок

Погонные нагрузки, Н/м:

– от веса груза

$$q_{\text{гр}} = \frac{\Pi_m}{0,36V_y},$$

где Π_m – производительность, т/ч;

V_y – скорость цепи, м/с;

– от веса цепей с настилом

$$q_0 = 600B + A,$$

где $B_{ст}$ – ширина настила, м;
 A – параметр (табл. 7.6).

Табл. 7.6. Значения параметра A

Характеристика груза по плотности (ρ , т/м ³)	Ширина настила без бортов, м			Ширина настила с бортами, м		
	0,4; 0,5	0,65; 0,8	1,0 и более	0,4; 0,5	0,65; 0,8	1,0 и более
Легкий, $\rho < 1$	350	450	600	400	500	700
Средний, $\rho = 1...2$	500	600	900	600	700	1000
Тяжелый, $\rho > 2$	700	1000	1300	800	1100	1500

Для определения точки, в которой будет минимальное натяжение цепи, необходимо определить сопротивление передвижению холостой ветви на наклонном участке W_{1-2} (рис. 7.3)

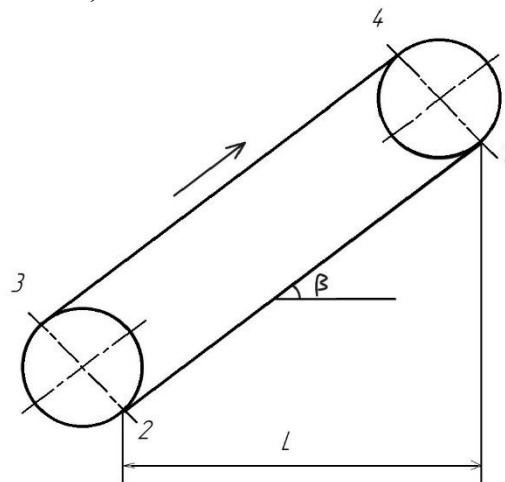


Рис. 7.3. Схема транспортера

$$W_{1-2} = W_{1-2}^Г - W_{1-2}^B = q_0 L \omega_0 - q_0 L \operatorname{tg} \beta,$$

где ω_0 – коэффициент сопротивления (табл. 7.7).

Табл. 7.7. Значения коэффициента сопротивления ω_0 для пластинчатых конвейеров

Тип цепи конвейера по ГОСТ 588	Обозначение цепи	Диаметр валика цепи, мм	Условия работы конвейера**		
			хорошие	средние	тяжелые
Втулочная	1	–	0,2...0,25*	0,3...0,35*	0,4...0,45*
Роликовая	2	–	0,2...0,25*	0,3...0,35	0,4...0,45*
Катковая с гладкими катками	3	до 20	0,07	0,09	0,11
		более 20	0,06	0,08	0,10
Катковая с ребордами на катках	4	до 20	0,08	0,10	0,13
		более 20	0,07	0,09	0,12

*Большие значения принимаются при путях с центрирующими устройствами, предохраняющими цепь от сдвига.

** При работе в зимних условиях в неотапливаемом помещении или на открытом воздухе приведенные значения увеличиваются в 1,5 раза.

Минимальное натяжение цепи F_{min} будет в точке 1

$$F_{min} = F_1, \text{ если } W_{1-2} \geq 0.$$

Минимальное натяжение цепи F_{min} будет в точке 2

$$F_{min} = F_2, \text{ если } W_{1-2} \leq 0.$$

F_{min} принимают 1000...3000 Н.

Сопротивление передвижению грузовой ветви транспортера

$$W_{3-4} = W_{3-4}^Г + W_{3-4}^Б = (q_{гр} + q_0) L \omega + (q_{гр} + q_0) L \operatorname{tg} \beta.$$

Сопротивление на звездочках

$$F_3 = K\alpha F_2; K\alpha = 1,1.$$

Тяговая сила

Тяговая сила конвейера, Н

$$F_0 = F_4 - F_1 + 0,05(F_4 + F_1).$$

Мощность на приводном валу конвейера, кВт

$$P_o = \frac{F_o V_y}{10^3 \eta_{п.в}},$$

где $\eta_{п.в}$ – КПД привода, $\eta_{п.в} = 0,94...0,96$.

Максимальное статическое натяжение тягового органа

$$F_{max} \approx 1,05 F_4.$$

Динамическая нагрузка на цепи, Н

$$F_{дин} \approx \frac{60 V_y^2 L}{z^2 t} (q_{гр.} + k_1 q_o),$$

где L – длина конвейера, м;

z – число зубьев ведущей звездочки тяговой цепи ($z = 5...9$);

t – шаг тяговой цепи, м (таблица 7.9);

k_1 – коэффициент приведения массы, зависящий от длины цепи (табл. 7.8).

Табл. 7.8. Значения коэффициента k_1

Длина конвейера, м	k_1
Менее 25	2
24...60	1,5
Более 60	1

Табл. 7.9. Рекомендуемый шаг цепей пластинчатых конвейеров

Ширина настила, мм	Шаг цепи, мм
400	250
500	320
650	400
800	400
1000	500
1200	500
1400	630
1600	630

При скорости полотна до 0,2 м/с динамические нагрузки на цепи можно не учитывать.

Расчетное натяжение тягового органа

$$F_{расч}^п = F_{max} + F_{дин.}$$

Если тяговый орган двухцепной, расчетное натяжение одной цепи

$$F_{\text{расч}}^{\text{ц}} = 0,6 F_{\text{расч}}.$$

Для одноцепного тягового органа $F_{\text{расч}}^{\text{ц}} = F_{\text{расч}}$.

Разрушающая нагрузка цепи

$$F_{\text{разр}} \geq k F_{\text{расч}}^{\text{ц}},$$

где k – коэффициент запаса прочности цепи: для горизонтальных конвейеров $k = 6 \dots 8$, с наклонными участками – $k = 8 \dots 10$.

Расчет приводной станции

Необходимая мощность электродвигателя, кВт

$$P_{\text{э}} = 1,1 \frac{F_{\text{пр}} V_y}{1000 \eta_{\text{пр}}},$$

где $F_{\text{пр}}$ – тяговое усилие на приводной звездочке

$$F_{\text{пр}} = F_4 - F_1 + F_{\text{доп}},$$

$$F_{\text{доп}} = 0,05(F_1 + F_4);$$

$\eta_{\text{пр}} = 0,9$ – КПД привода конвейера.

Подбираем серийный электродвигатель и выписываем марку, мощность P и число оборотов ротора $n_{\text{э}}$.

Частота вращения приводного вала конвейера

$$n_{\text{п.в.}} = 60 V_y / (Z t),$$

где Z – число зубьев звездочки ($Z = 6 \dots 9$);

t – шаг цепи.

Требуемое передаточное число привода

$$U = n_{\text{э}} / n_{\text{п.в.}}$$

Расчетная мощность на быстроходном валу редуктора

$$P_{\text{р}} = P K_{\text{р}},$$

где $K_{\text{р}}$ – коэффициент, учитывающий условия работы редуктора;

$K_{\text{р}} = 1$ – для машин непрерывного действия.

Тяговая цепь выбирается по расчетной разрушающей нагрузке

$$F_{\text{расч}}^{\text{разр}} = \frac{K}{\alpha_{\text{ц}}} (F_{\text{max}} + F_{\text{дин}}) \geq F_{\text{разр}},$$

где K – коэффициент запаса прочности (для горизонтальных конвейеров – $K = 6 \dots 8$, с наклонными участками – $K = (8 \dots 10)$);

$\alpha_{\text{ц}}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между тяговыми цепями (при одной цепи $\alpha_{\text{ц}} = 1$, при двух цепях $\alpha_{\text{ц}} = 1,6 \dots 1,8$);

F_{max} – максимальное натяжение цепи (определяется при обходе по контуру);

$F_{\text{дин}}$ – максимальная динамическая нагрузка, которая учитывается при скорости транспортирования $V_y > 0,2$ м/с.

Она определяется по зависимости

$$F_{\text{дин}} = \frac{60 V_y^2 L}{Z^2 t_1 g} (q_{\text{г}} + K_1 q_0),$$

где V_y – скорость, м/с;

L – длина конвейера, м;

Z – число зубьев приводной звездочки ($Z = 5 \dots 9$);

t – шаг цепи, м;

K_l – коэффициент приведения массы ($K_1 = 2$ при $L \leq 25$ м; $K_1 = 1,5$ при $25 \leq L \leq 60$ м и $K_1 = 1$ при $L > 60$ м);
 g – ускорение свободного падения, м/с².

Расчет натяжного устройства

Натяжение цепи транспортера осуществляется перемещением натяжной звездочки при помощи винтового устройства. Для уменьшения длины конвейера винты натяжного устройства будут работать на сжатие.

Сила, действующая на натяжное устройство, Н

$$F_{\text{нат}} = F_3 + F_2 + F_{\text{доп}},$$

Расчетное усилие одного винта

$$F_{\text{в}} = (1,5 \dots 1,8) 0,5 F_{\text{нат}}.$$

Рабочая длина винта, мм

$$L_{\text{нат}} = 6 t .$$

Внутренний диаметр резьбы винта, мм

$$d_1 = 0,12 \sqrt[4]{F_{\text{в}} L_{\text{нат}}^2} .$$

2.2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Лабораторная работа №1 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ СТАЛЬНЫХ КАНАТОВ

Целью работы: изучить конструкций и основные параметры стальных канатов.

Задание:

4. Изучить назначение, классификацию, конструкции, структуру условного обозначения и основы выбора стальных канатов.
5. Изучить конструкцию и определить основные параметры образца стального каната, выданного преподавателем.
6. Вычертить схему поперечного сечения и записать условное обозначение стального каната, выданного преподавателем.
7. Классифицировать, описать конструкцию и вычертить поперечное сечение каната, зная его условное обозначение (табл. 1.1).

Таблица 1.1 Исходные данные

Номер варианта	Условное обозначение типа и конструкции каната
1	Канат 12-ГЛ-В-Л-О-Н-Т-1770 ГОСТ 2689-86 Канат 32-Г-И-ОЖ-Н-1370 ГОСТ 2689-86 Канат типа ЛК-Р конструкции 6x19 (1+6+6/6)+1 о.с.
2	Канат 6,1 -Г-В-Л-Н-Т-1570 ГОСТ 3069-80 Канат 7,6-Г-И-Ж-Л-1770 ГОСТ 3069-80 Канат типа ТК конструкции 1x19 (1+6+12)
3	Канат 7-Г-В-Л-Н-Т-1770 ГОСТ 3064-86 Канат 12-Г-И-ОЖ-Н-1570 ГОСТ 3064-86 Канат типа ТК конструкции 1x37 (1+6+12+18)
4	Канат 8,4-Г-И-Л-Н-1770 ГОСТ 3067-88 Канат 4-Г-В-Л-Н-Т-1960 ГОСТ 3067-88 Канат типа ТК конструкции 6x19 (1+6+12)+1x19(1+6+12)
5	Канат 13-Г-1-Н-1770 ГОСТ 3068-88 Канат 7,2-Г-В-С-Л-Н-Т-1960 ГОСТ 3068-88 Канат типа ТК конструкции 6x37 (1+6+12+18)+1x37(1+6+12+18)
6	Канат 16,5-Г-В-Н-Т-1770 ГОСТ 3069-80 Канат 11,5-Г-И-ОЖ-Л-0-Р-1370 ГОСТ 3069-80 Канат типа ЛК-О конструкции 6x7 (1+6)+1 о.с.
7	Канат 13-Г-И-Л-Н-1770 ГОСТ 3070-88 Канат 6,5-Г-В-С-Н-Т-1860 ГОСТ 3070-88 Канат типа ТК конструкции 6x19 (1+6+12)+1 о.с.
8	Канат 11,5-Г-И-Л-Р-Т-1570 ГОСТ 3070-88 Канат 6,8-Г-В-Ж-Н-2160 ГОСТ 3070-88 Канат типа ТК конструкции 6x37 (1+6+12+18)+1 о.с.
9	Канат 10 ГЛ-В-Н-Т-1960 ГОСТ 3089-80 Канат 38 Г-И-С-Л-О-Р-1370 ГОСТ 3089-80 Канат типа ЛК-О конструкции 6x19 (1+9+9)+7x7(1+6)

Некоторые сведения о стальных канатах

Стальные канаты используются в грузоподъемных машинах в качестве гибких элементов.

Классификация (ГОСТ 3241-91 «Канаты стальные. Технические условия»)

Канаты подразделяются по признакам

1. По конструкции:

одинарной свивки – состоящие из проволок, свитых по спирали в один или несколько концентрических слоев;

двойной свивки – состоящие из прядей, свитых в один или несколько концентрических слоев;

тройной свивки – состоящие из канатов двойной свивки (стренг), свитых в концентрический слой.

2. По форме поперечного сечения: круглые, плоские.

3. По форме поперечного сечения прядей: круглопрядные, фасоннопрядные.

4. По типу свивки прядей и канатов одинарной свивки:

с точечным касанием проволок между слоями – ТК;

с линейным касанием проволок между слоями – ЛК;

с линейным касанием проволок между слоями при одинаковом диаметре проволок по слоям пряди – ЛК-О;

с линейным касанием проволок между слоями при разных диаметрах проволок в наружном слое пряди – ЛК-Р;

с линейным касанием проволок между слоями и проволоками заполнения – ЛК-З;

с линейным касанием проволок между слоями и имеющих в пряди слои с проволоками разных диаметров и слои с проволоками одинакового диаметра – ЛК-РО;

с комбинированным точечно-линейным касанием проволок – ТЛК.

5. По материалу сердечника:

с органическим сердечником из натуральных или химических волокон – ОС,

с металлическим сердечником – МС.

6. По способу свивки: нераскручивающиеся – Н, раскручивающиеся.

7. По степени уравниваемости: рихтованные – Р, нерихтованные.

8. По направлению свивки каната: правой, левой – Л.

Направление свивки каната определяется:

для канатов одинарной свивки – направлением свивки проволок наружного слоя;

для канатов двойной свивки – направлением свивки прядей наружного слоя;

для канатов тройной свивки – направлением свивки стренг в канат.

9. По сочетанию направлений свивки каната и его элементов в канатах двойной и тройной свивки:

крестовой свивки (направление свивки каната и направление свивки стренг или прядей противоположны);

односторонней свивки (направление свивки пряди и направление свивки проволоки в пряди одинаковы) – О.

10. По степени крутимости:

крутящиеся (с одинаковым направлением свивки проволок в канатах одинарной свивки, прядей или стренг);
малокрутящиеся (многослойные многопрядные и одинарной свивки с противоположным направлением свивки элементов по слоям) – МК.

11. По механическим свойствам марок: ВК, В, I.

12. По виду покрытия поверхности проволок в канате:

из проволоки без покрытия;

из оцинкованной проволоки: в зависимости от поверхностной плотности цинка - С, Ж, ОЖ,

покрытие каната или прядей полимерными материалами – П.

13. По назначению: грузолюдские (марок ВК, В) – ГЛ, грузовые – Г.

14. По точности изготовления: повышенной – Т, нормальной.

Конструкция, основные характеристики и диаметры канатов указываются в соответствующих стандартах на сортамент.

Диаметр каната, назначение, марка, вид покрытия, направление свивки, сочетание направлений свивки, способ свивки, степень уравновешенности, степень крутимости, точность изготовления, маркировочная группа, обозначение соответствующего стандарта на сортамент указываются потребителем и входят в условное обозначение каната.

В качестве органических сердечников применяются: пеньковые, сизалевые (жесткое и грубое натуральное волокно, получаемое из листьев растения агавы), полипропиленовые сердечники; джутовые (джут – род кустарников) сердечники и сердечники из химических волокон; пряжа хлопчатобумажная и корд хлопчатобумажный.

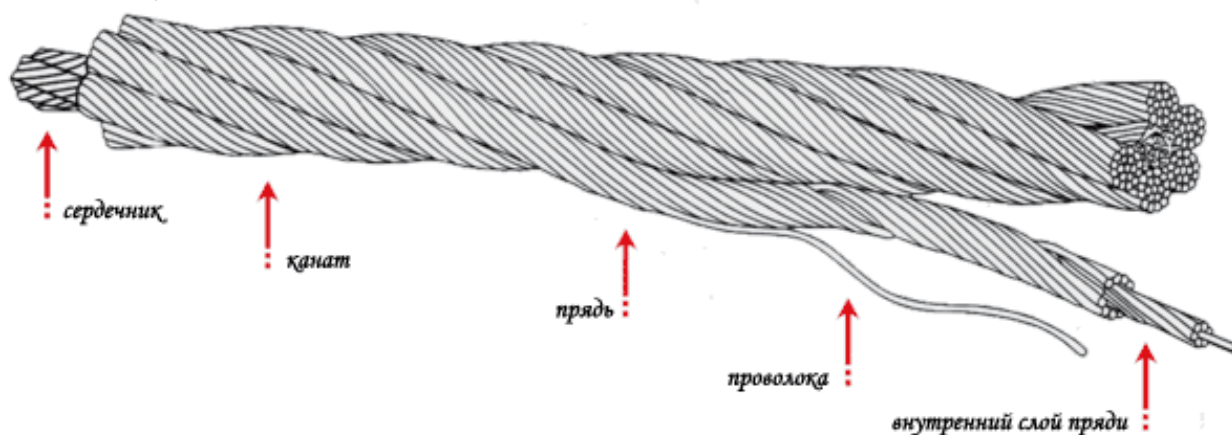


Рисунок 1.1 – Общая конструкция стальных канатов двойной свивки

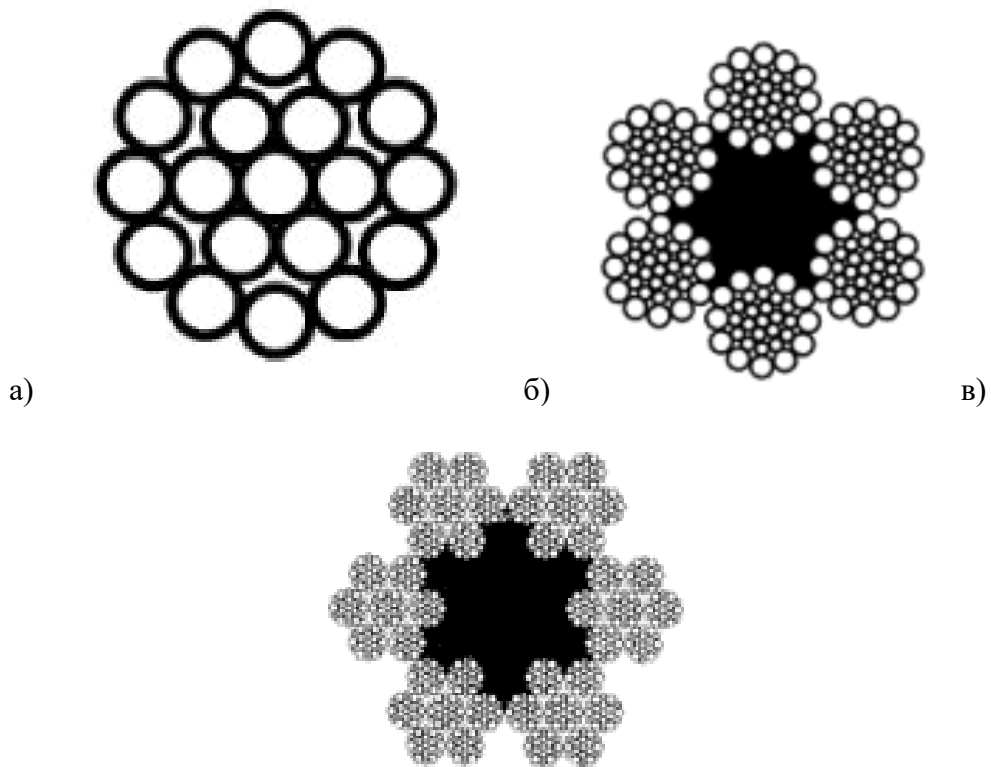


Рисунок 1.2 – Схемы конструкций стальных канатов:
a – одинарной свивки (спиральные); *б* – двойной свивки; *в* – тройной свивки

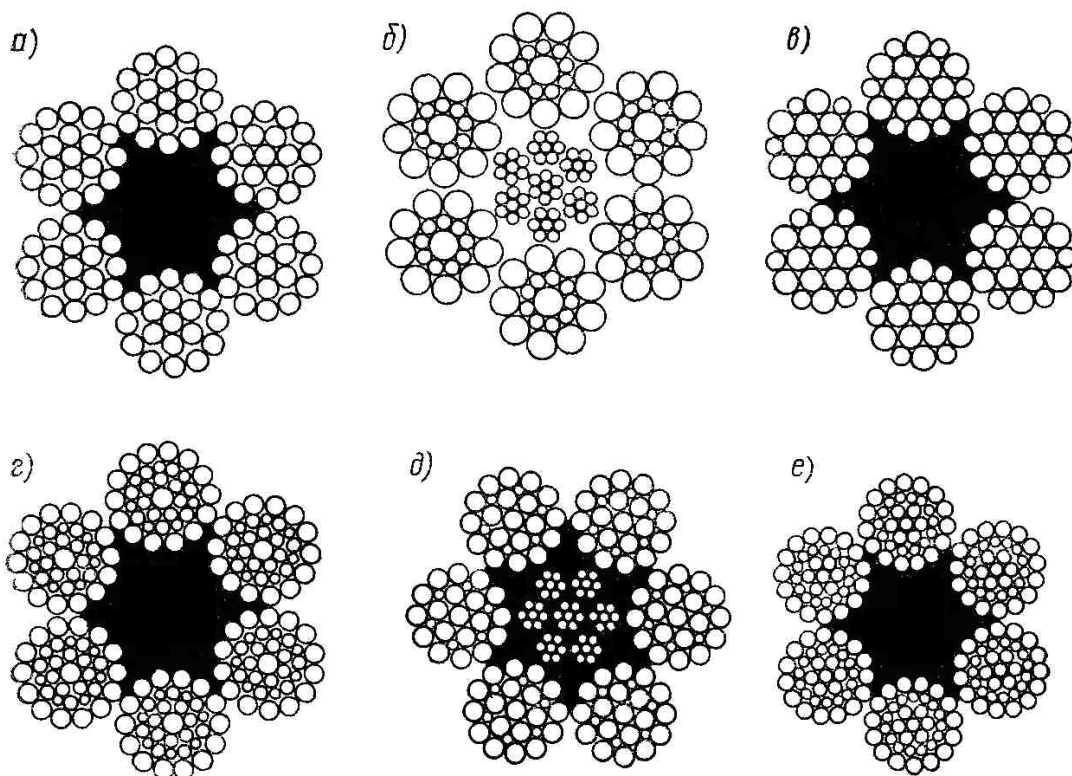


Рисунок 1.3 – Схемы поперечного сечения стальных канатов:
a – ТК 6×19 (1+6+12)+1о. с. ГОСТ 3070-88; *б* – ЛК-О 6×19 (1+9+9)+7×7(1+6) ГОСТ 3081-80;
в – ЛК-Р 6×19 (1+6+6/6)+1о.с. ГОСТ 2688-80; *г* – ЛК-РО 6×36 (1+7+7/7+14)+1о.с.
 ГОСТ 7668-80; *д* – ЛК-З 6×25 (1+6; 6+12)+7×7(1+6) ГОСТ 7665-80;
е – ТЛК-О 6×37 (1+6+15+15)+1о. с. ГОСТ 3079-80.

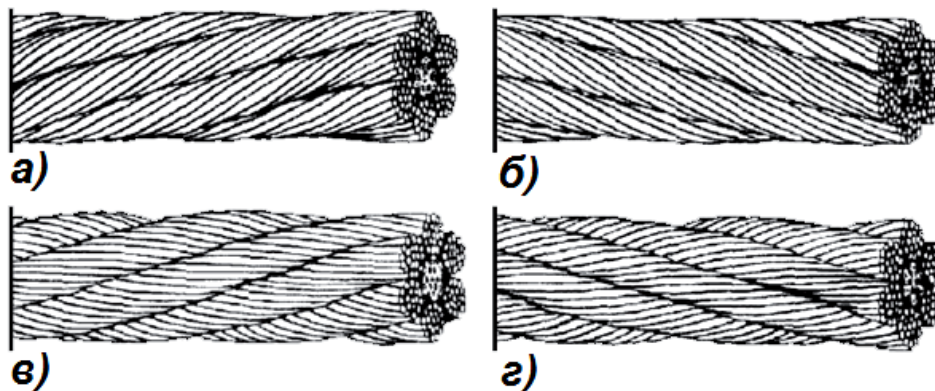


Рисунок 1.4 – Схемы канатов двойной свивки по направлению свивки и по сочетанию направлений свивки каната и его прядей:

a – левой, односторонней; *б* – правой, односторонней; *в* – левой, крестовой;
д – правой, крестовой

Выбор каната обуславливается различными факторами, такими как назначение, условия эксплуатации, гибкость и долговечность каната, направления навивки на барабан и проч. Основным параметром для выбора стальных канатов является разрывное усилие каната в целом. Эта величина стандартизована для различных конструкций каната, диаметров и пределов прочности материала проволок.

Структура условного обозначения стальных канатов:

Канат	12	-	ГЛ	-	В	-	ОЖ	-	Л	-	О	-	Н	-	Р	-	МК	-	Т	-	1770	-	ГОСТ 2688-80
1	2		3		4		5		6		7		8		9		10		11		12		13

- ГДЕ
- 1 – наименование изделия;
 - 2 – диаметр каната, мм;
 - 3 – назначение каната:
 - ГЛ – грузоподъемной;
 - Г – грузовой;
 - 4 – механические свойства марок: ВК, В, I;
 - 5 – вид покрытия поверхности проволок:
 - [нет обозначения] - из проволоки без покрытия;
 - ОЖ – из оцинкованной проволоки для особо жестких агрессивных условий работы;
 - Ж – для жестких агрессивных условий работы;
 - С – для средних агрессивных условий работы;
 - П – с покрытием из полимерных материалов;
 - 6 – направление свивки каната:
 - [нет обозначения] - правое;
 - Л – левое;
 - 7 – сочетание направлений свивки каната и его элементов:
 - [нет обозначения] - крестовой;
 - О – односторонняя;
 - К – комбинированная;
 - 8 – способ свивки:
 - [нет обозначения] - раскручивающийся;
 - Н – нераскручивающийся;
 - 9 – степень уравновешенности:
 - [нет обозначения] - нерихтованный;
 - Р – рихтованный;
 - 10 – степень крутимости:
 - [нет обозначения] - крутящийся;
 - МК – малокрутящийся;
 - 11 – точности изготовления:
 - [нет обозначения] - нормальная;
 - Т – повышенная;

- 12 – маркировочная группа, Н/мм²;
13 – обозначение стандарта на выбранный тип каната.

Примеры условного обозначения каната:

1) Канат 12-ГЛ-В-Л-О-Н-Т-1370 ГОСТ 2688-80 (канат диаметром 12 мм, грузоподъемного назначения из проволоки без покрытия, марки В, левой односторонней свивки, нераскручивающийся, нерихтованный, повышенной точности, маркировочной группы 1370 Н/мм²).

2) Канат 32-Г-І-ОЖ-Н-1370 ГОСТ 2688-80 (канат диаметром 32 мм, грузового назначения, марки І, оцинкованный по группе ОЖ, правой крестовой свивки, нераскручивающийся, нерихтованный, нормальной точности, маркировочной группы 1370 Н/мм²).

Конструкция каната по количеству проволок в слоях пряди:

6×19 (1+6+12)+1о.с. – означает; канат состоит из 6 прядей по 19 проволок в каждой; в скобках дается раскладка по количеству проволок по слоям в одной пряди, в данном случае имеется одна центральная проволока, 6 проволок в первом слое и 12 проволок во втором слое пряди; 1о.с. – означает, что имеется 1 органический сердечник.

6×19 (1+6+6/6)+7×7(1+6) – дробь 6/6 указывает на то, что в этом слое имеется 6 проволок одного диаметра и 6 проволок другого диаметра; 7×7(1+6) – сердечник каната.

Методические указания к выполнению работы

1. Выполнить следующую работу со стальным канатом выданным преподавателем.
 - 1.1. Визуально определить в пряди диаметры проволок относительно друг друга и число проволок по слоям, конструкцию поперечного сечения стального каната (см. рис. 1.3), вид покрытия поверхности проволок, направление свивки каната (см. рис. 1.4), сочетание направлений свивки каната и его элементов (см. рис. 1.4).
 - 1.2. Проверить нераскручиваемость каната. В нераскручивающихся канатах пряди в канатах двойной свивки могут раскручиваться на расстоянии не более одного шага свивки от конца каната или могут раскручиваться на расстоянии не более пяти шагов свивки таким образом, чтобы их можно было легко вернуть в прежнее положение. Металлическим сердечники при этом могут быть раскручивающимися.
 - 1.3. Для проверки степени уравновешенности канат длиной, равной 50 его диаметров, свободно располагают на горизонтальной поверхности и измеряют максимальное отклонение оси каната от прямой, проведенной между его концами. Отклонение должно быть не более:
 - 10 диаметров - для канатов с органическим сердечником;
 - 15 диаметров - для канатов с металлическим сердечником и канатов одинарной свивки.
 - 1.4. Определить штангенциркулем диаметр каната (канат должен быть в ненагруженном состоянии), как показано на рис. 1.5.

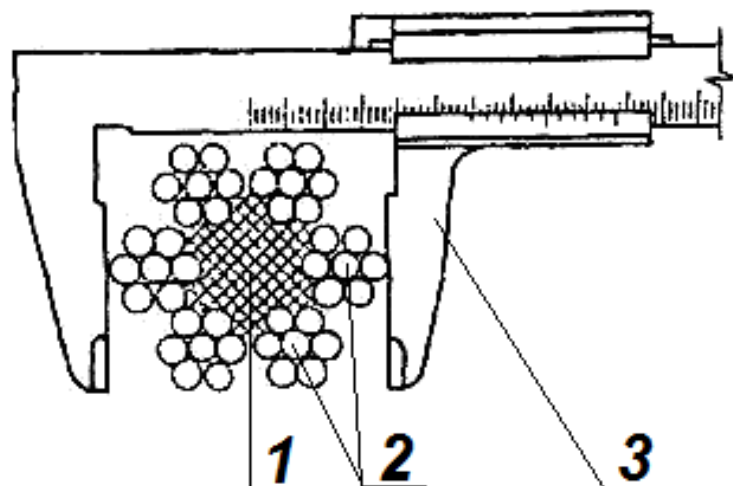


Рисунок 1.5 – Схема измерения диаметра каната:
 1 – сердечник каната; 2 – пряди каната; 3 – штангенциркуль

1.5. Вычертить схему поперечного сечения каната (см. рис. 1.3).

1.6. Записать условное обозначение стального каната и его конструкцию.

Пример:

Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 19 (1+6+6/6)+1$ о.с.

Условное обозначение: Канат 12-ГЛ-В-Л-О-Н-Т-1370 ГОСТ 2688-80.

2. В соответствии с вариантом задания (табл. 1.1) классифицировать, описать конструкцию и вычертить поперечное сечение каната, зная его условное обозначение.

Лабораторная работа №2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ НАПРЯЖЕНИЙ В ОДНОРОГОМ КРЮКЕ

Цель работы: изучить характер напряжений, действующих в изогнутой части однорогого крюка.

Задание

1. Изучить назначение, принцип работы, особенности конструкции однорогоих крюков.
2. В соответствии с вариантом (см. табл. 2.1) теоретически определить напряжения в растянутых и сжатых волокнах крюка и построить равновеликую трапецию сечения крюка.
3. Снять размеры контрольного сечения крюка.
4. Выполнить сравнительный анализ теоретических и экспериментальных данных.

Таблица 2.1 – Основные параметры однорогоих крюков

№ варианта	Номер заготовки крюка	Грузоподъемность, т		Диаметр зева крюка D, мм	Диаметр хвостовика d ₁ , мм	Резьба d ₂ , мм	S, мм	b ₁ , мм	h ₀ , мм	L, мм		Вес, кг (тип Б)
		Легкий и средний режимы эксплуатации (до 4М)	Тяжелый и весьма тяжелый режимы эксплуатации (5М - 6М)							тип А	тип Б	
1	4	0,63	0,5	30	17	M16	22	18	26	85	110	0,6
2	5	0,8	0,63	32		M16	24	20	28	90	120	0,7
3	6	1,0	0,8	36	20	M20	26	22	32	105	130	1,0
4	7	1,25	1,0	40		M20	30	24	36	120	140	1,5
5	8	1,6	1,25	45	25	M24	33	26	40	130	160	1,9
6	9	2,0	1,6	50	30	M27	36	30	45	145	180	2,9
7	10	2,5	2,0	55		M30	40	34	52	165	220	4,1
8	11	3,2	2,5	60	35	M33	45	38	55	180	300	5,7
9	12	4,0	3,2	65	40	M36	50	40	65	195	375	8,9
10	13	5,0	4,0	75	45	M42	55	48	75	250	410	12,2
11	14	6,3	5,0	85	50	M48	65	54	82	280	475	17,7
12	15	8,0	6,3	95	55	M52	75	60	90	310	520	23,0
13	16	10,0	8,0	110	60	M56	85	65	100	340	580	33,0
14	17	12,5	10,0	120	70	M64	90	75	115	415	600	44,5
15	18	16,0	12,5	130	75	Трап. 70*10	100	80	130	440	630	56,0

Примечания:

1. Крюки изготавливаются в соответствии с требованиями ГОСТ 2105-75.
2. Заготовки соответствуют ГОСТ 6627-74.
3. Хвостовик грузового крюка подвергается механической обработке: на нем нарезается резьба - треугольная при грузоподъемности до 10т и трапециевидная при большей грузоподъемности. С помощью этой резьбы крюк закрепляется на траверсе, крюковой подвеске.
4. Гайки для крюков изготавливаются по ОСТ 24.191.08-81.
5. Тип А - с коротким хвостиком; Тип Б - с длинным хвостиком.
6. Исполнение 1 - без прилива; Исполнение 2 - с приливом.

Методические указания к изучению однорогих крюков

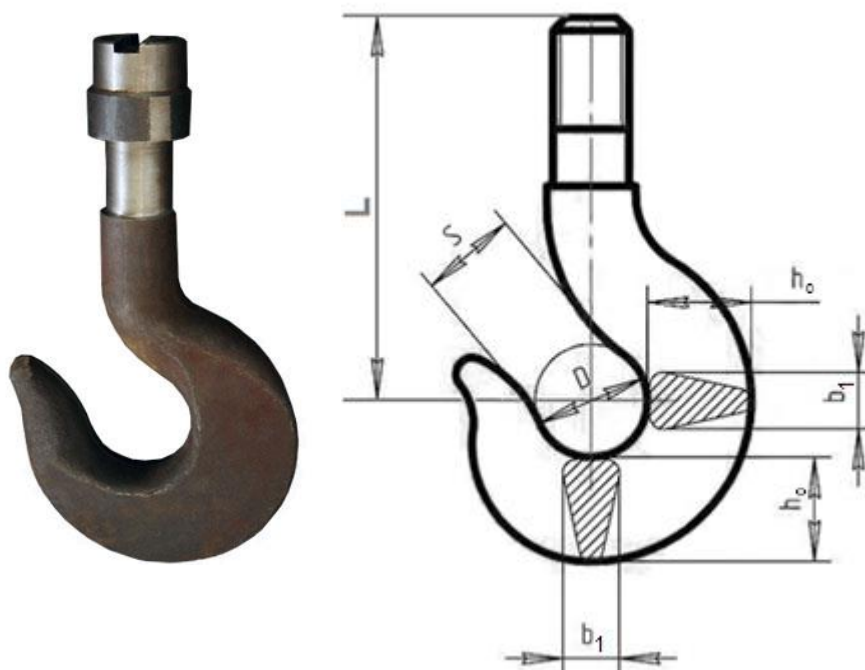


Рисунок 2.1 – Общий вид и схема крюка

Крюки являются основными универсальными и наиболее распространенными грузозахватными приспособлениями. К ним, при помощи стропов различных конструкций или многообразных специализированных грузозахватных устройств, можно подвешивать всевозможные грузы.

Крюк грузоподъемной крановой установки обычно крепится к подвижной блочной обойме полиспаста, вместе с которой представляет крюковую подвеску.

Каждый крюк должен иметь клеймо завода-изготовителя и паспорт с указанием грузоподъемности характеристикой материала, из которого он изготовлен. Обычно грузовые крюки изготавливают из низкоуглеродистой стали марки – сталь 20 с последующей термообработкой.

Как правило, крюки выбирают по паспорту, исходя из заданной грузоподъемности. При подъеме груза, не соответствующего стандартной грузоподъемности следует проверять несущую способность грузового крюка расчётом. Расчёт заключается в определении напряжений в сечениях крюка: в крепежном участке (хвостовике) и в его изогнутой части (зеве).

По своей форме грузовые крюки относятся к криволинейным стержням большой кривизны, поэтому рассчитывать напряжение нужно с учётом кривизны:

- в горизонтальном сечении - на совместное действие растяжения и изгиба;
- в вертикальном сечении на совместное действие растяжения, изгиба и среза.

Во время эксплуатации нужно следить за состоянием крепления крюка в обойме и его состоянием. Крюки, имеющие отгиб рога, поверхностные трещины или большой износ, следует заменить. Крюки в процессе эксплуатации периодически испытывают на перегрузку, превышающую номинальную на 25%.

Расчетными сечениями однородного крюка является сечения I-I, II-II, III-III (см. рис. 2.2).

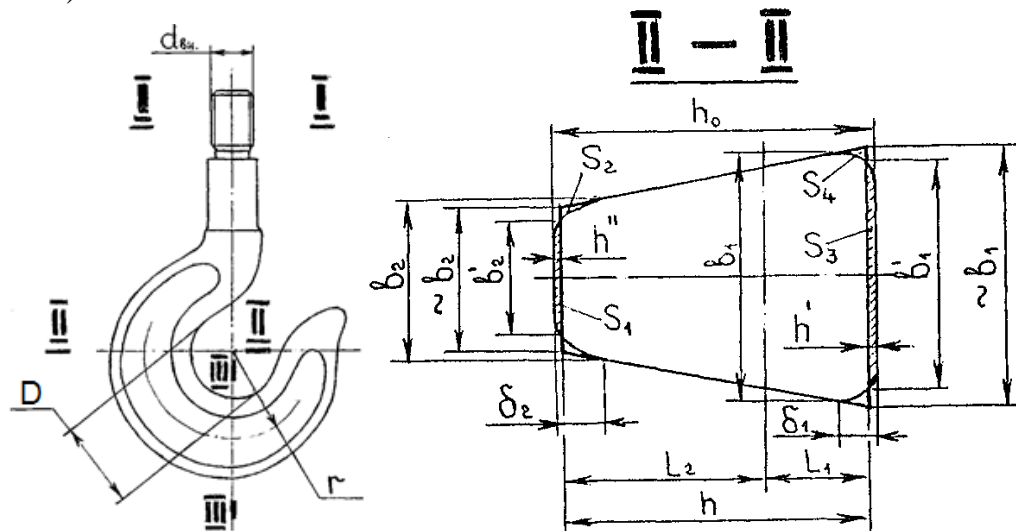


Рисунок 2.2 – Расчетная схема крюка

В сечении I-I. Крюк рассчитывают на растяжение

$$\sigma_p = \frac{4Q}{\pi d_{\text{вн}}^2} \leq [\sigma_p], \quad (1)$$

где Q – вес поднимаемого крюком груза, Н;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр резьбы, мм;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение, для стали 20 – $[\sigma_p] = 145$ МПа.

Сечения II-II и III-III находятся на криволинейном участке крюка и их приближенно рассчитывают по формулам прямого бруса на растяжение и изгиб. При уточненном расчете пользуются формулами кривого бруса. Если изогнутая часть крюка имеет трапециевидную форму, то для определения напряжений необходимо построить трапецию, равновеликую площади расчетного сечения. При этом используют геометрические размеры

$$h_0; b_1; b_2; b'_1; b'_2; \delta_1; \delta_2. \quad (2)$$

Для построения равновеликой трапеции можно воспользоваться зависимостью

$$S_1 = 2S_2; b'_2 \cdot h'_2 = (\delta_2 - h'') \cdot \frac{b_2 - b'_2}{2}. \quad (3)$$

Размеры b_1 и b с незначительной погрешностью считают основаниями трапеции. Отсюда

$$h'' = \frac{\delta_2 \cdot (b_2 - b'_2)}{b_2 + b'_2}. \quad (4)$$

Приняв $S_3 = 2 \cdot S_4$, найдем

$$h' = \frac{\delta_1 \cdot (b_1 - b'_1)}{b_1 + b'_1}. \quad (5)$$

Тогда высота трапеции $h = h_0 - (h' + h'')$. (6)

Основание трапеции $b_1; b_2$.

Положение нейтральной оси сечения определяется размерами L_1 и L_2

$$L_1 = \frac{b_1 + b_2 \cdot 2}{b_1 + b_2} \cdot \frac{h}{3}; L_2 = h - L_1. \quad (7)$$

Напряжение в растянутых волокнах (точка) сечения II-II определяют по

формуле:

$$\sigma_{Bi} = \frac{g \cdot Q_i \cdot L_1}{F \cdot K \cdot \frac{D}{2}}, \quad (8)$$

где D – размер зева крюка;

F – площадь сечения:

$$F = \frac{b_1 + b_2}{2} \cdot h;$$

K – коэффициент, учитывающий форму сечения и величину кривизны бруса. Для трапецевидного сечения

$$K = \frac{2 \cdot r}{(b_1 + b_2) \cdot h} \cdot \left\{ \left[b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h} \cdot (r + L_1) \right] \cdot \ln \frac{r + L_1}{r - L_2} - (b_1 - b_2) \right\} - 1, \quad (9)$$

где $r = \frac{D}{2} + L_2$ – радиус кривизны нейтральной оси.

Напряжение в сжатых волокнах (точка) рассматриваемого сечения определяют по формуле

$$\sigma_{Ai} = \frac{g \cdot Q_i \cdot L_2}{F \cdot K \cdot (h + 0,5 \cdot D)}. \quad (10)$$

Сечение крюка *II-II* обычно выполняют таким, чтобы напряжения σ_A сжатия и напряжения σ_B растяжения по абсолютной величине были одинаковы. В этом случае конструкция крюка будет оптимальной с точки зрения полного использования её несущей способности. Таким условиям наиболее полно удовлетворяет сечение трапецевидной формы, когда большее основание трапеции повернуто внутрь зева крюка.

Лабораторное оборудование

Принципиальная схема лабораторной установки показана на рис. 2.3.

Тензодатчики 2 находятся в контрольных точках сечения *II-II*. Поэтому они одновременно регистрируют напряжение растяжения и напряжения сжатия.

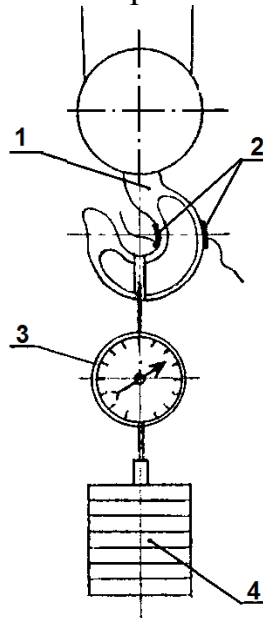


Рисунок 2.3 – Схема лабораторной установки

Порядок выполнения работы

1. Снять размеры контрольного сечения крюка.
2. Пользуясь формулами (4, 5, 6 и 7) построить равновеликую трапецию сечения.
3. По формуле (9) вычислить величину коэффициента K .
4. Пользуясь формулами (8 и 10), определить расчетную величину напряжений σ_A^p и σ_B^p при различных значениях Q . Полученные данные занести в табл. 2.2.
5. Определить с помощью тензоаппаратуры экспериментальные значения напряжений $\sigma_A^э$ и $\sigma_B^э$ при в точках A и B , нагружая крюки заданными значениями Q . Сравнить экспериментальные результаты крюков.

Содержание отчета

1. Теоретические положения о расчетах прочности однородных крюков.
2. Описание лабораторной установки.
3. Геометрические размеры испытуемого сечения крюка.
4. Расчетные значения напряжений в сечении.
5. Порядок выполнения экспериментальных работ.
6. Полученные данные занести в табл. 2.2.
7. Сравнительный анализ теоретических и экспериментальных данных.

Таблица 2.2 – Напряжения в сечении крюка при различных нагрузках

Нагрузка $Q, Н$	Напряжения расчетные		Напряжения экспериментальн ые		Отклонения расчетных и экспериментальных данных	
	$\sigma_A^p, Н/м^2$	$\sigma_B^p, Н/м^2$	$\sigma_A^э, Н/м^2$	$\sigma_B^э, Н/м^2$	$\frac{\sigma_A^p - \sigma_A^э}{\sigma_A^p} \cdot 100\%$	$\frac{\sigma_B^p - \sigma_B^э}{\sigma_B^p} \cdot 100\%$

Лабораторная работа №3
ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА КОЛОДОЧНЫХ ТОРМОЗОВ
ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Целью работы является изучение устройства основных типов тормозов грузоподъемных машин, определение тормозных моментов механизмов и подбор тормозов.

Задание

1. Изучить назначение, принцип работы, общее устройство и особенности конструкции колодочных тормозов с короткоходовым электромагнитом и электрогидравлическим толкателем.
2. Вычертить схемы тормозов и описать их устройство и работу.
3. Определить величину тормозного момента заданного механизма (по варианту задания) и подобрать тормоз.

Таблица 3.1 – Исходные данные к заданию

№	Показатели	Обозначение	Вариант					
			1	2	3	4	5	6
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	Тип механизма	–	Подъема груза			Передвижения крана		
2	Вес поднимаемого груза, Н	G	$5 \cdot 10^4$	$10 \cdot 10^4$	$15 \cdot 10^4$	$5 \cdot 10^4$	$10 \cdot 10^4$	$15 \cdot 10^4$
3	Кратность полиспаста	a	2	2	3	–	–	–
4	Частота вращения ротора двигателя, об/мин	$n_{ов}$	895	750	700	850	870	870
5	Режим работы	–	Л	С	Т	Л	С	Т
6	Маховый момент ротора двигателя, Н·м ²	$G_{ов} \cdot D_{ов}^2$	4,4	18,6	30,0	1,02	2,34	2,34
7	Передаточное число привода	u	32,42	40,17	50,94	23,35	31,50	20,49
8	Диаметр барабана, м	D	0,3	0,4	0,4	–	–	–
9	КПД привода	η	0,9	0,9	0,9	0,85	0,85	0,85
10	Вес крана, Н	$G_{кр}$	–	–	–	$20,8 \cdot 10^4$	$24 \cdot 10^4$	$28 \cdot 10^4$
11	Скорость передвижения крана, м/с	$v_{кр}$	–	–	–	1,26	1,3	1,3
12	Диаметр ходовых колес, м	D_k	–	–	–	0,4	0,5	0,56
Примечание: Л - легкий; С - средний; Т - тяжелый								

Методические указания по изучению устройства и работы колодочных тормозов грузоподъемных машин

Тормозами называют устройства, предназначенные для затормаживания подъемного, ходового и поворотного механизмов в грузоподъемных машинах. Их действие основано на плавном защемлении вращающихся шкивов, барабанов или дисков, установленных на затормаживаемых валах, с помощью

неподвижных колодок, лент или дисков с фрикционными накладками. В соответствии с этим различают колодочные, ленточные и дисковые тормоза.

Тормоза применяют для регулирования скорости опускания груза, (спускные) удержания груза на весу, остановки механизма и передвижения или поворота крана на определенном пути торможения (стопорные).

Тормоза, постоянно затянутые и размыкаемые только при подъеме груза или при движении механизма, называют нормально-замкнутыми, а замыкание только в случае затормаживания механизмов – нормально-открытыми.

Торможение механизма колодочными тормозами осуществляется при прижатии неподвижных колодок к шкиву, жестко установленному на валу механизма (рис. 3.1 и 3.2). Тормоз состоит из станины 1, на которой укреплены две остальные литые или штампованные стойки 2 и 3, к которым шарнирно прикреплены колодки 4 с фрикционными накладками 5, прижимаемые к тормозному шкиву при сближении стоек.

Перемещение стоек производится системой, состоящей из укрепленной на стойке 3 поперечной штока 6 и хомута 7, укрепленного на стойке 2, находящегося под действием усилия пружины 8. Размыкание тормоза (отвод колодок) производится специальным тормозным электромагнитом или электрогидравлическим толкателем. Для обеспечения равномерного развала обеих стоек служит упорный болт 9.

Электромагнит (рис. 3.1) состоит из неподвижного ярма 10 с катушкой 11, закрепленных на стойке 2, и поворотного якоря 12. При растормаживании на катушку подается напряжение, якорь притягивается к катушке, нажимает на шток тяги 6, сжимает пружину и разводит концы стоек 2 и 3.

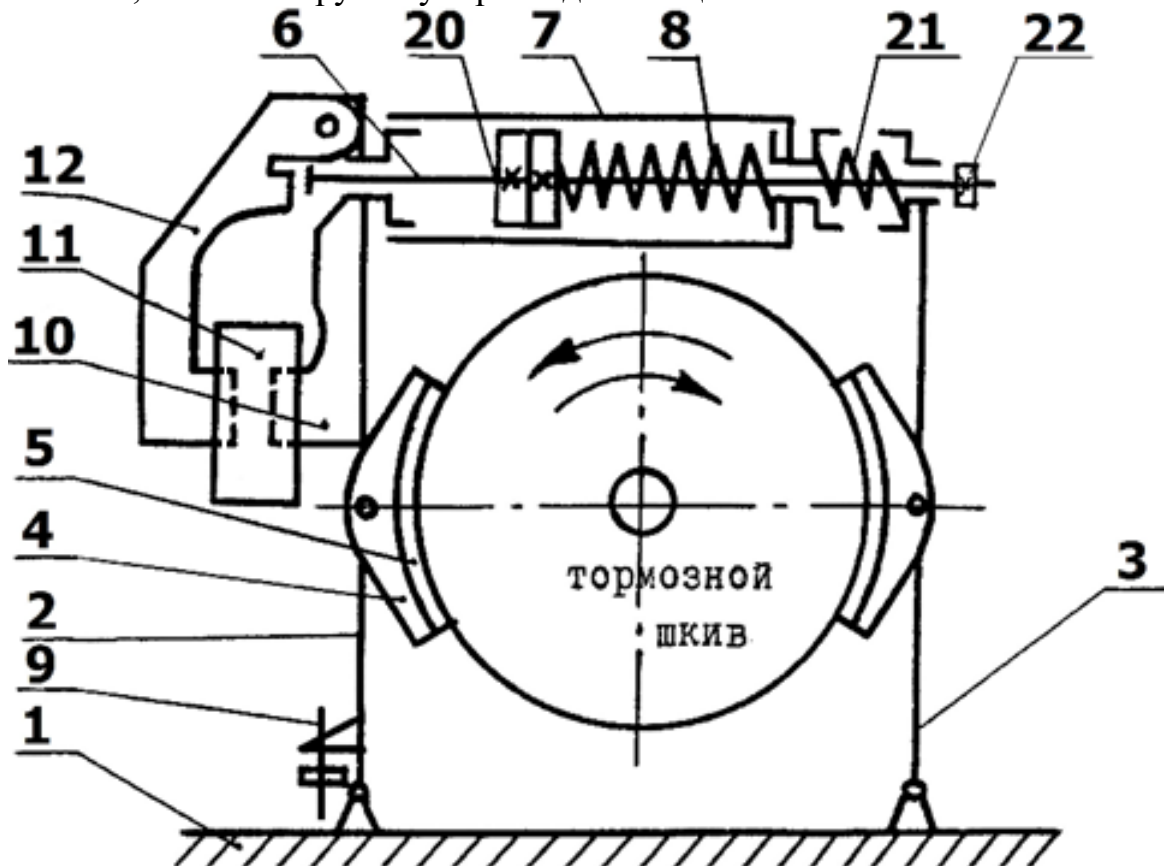


Рис. 3.1. Схема колодочного тормоза с короткоходовым электромагнитом

Электрогидравлический толкатель (рис. 3.2) является независимым механизмом, состоящим из гидроцилиндра одностороннего действия 13, под поршень 14 которого нагнетается масло крыльчаткой 15 центробежного насоса, приводимого от электродвигателя 16. Шток 17 гидроцилиндра шарнирно связан с угловым рычагом 18, установленном на стойке 3. Корпус 19 гидротолкателя через приболченный к нему корпус двигателя шарнирно связан с рамой тормоза. При выключенном двигателе пружина 8 через угловой рычаг 18 возвращает поршень в исходное положение, масло перетекает из подпоршневой полости в надпоршневую и тормоз затормаживается.

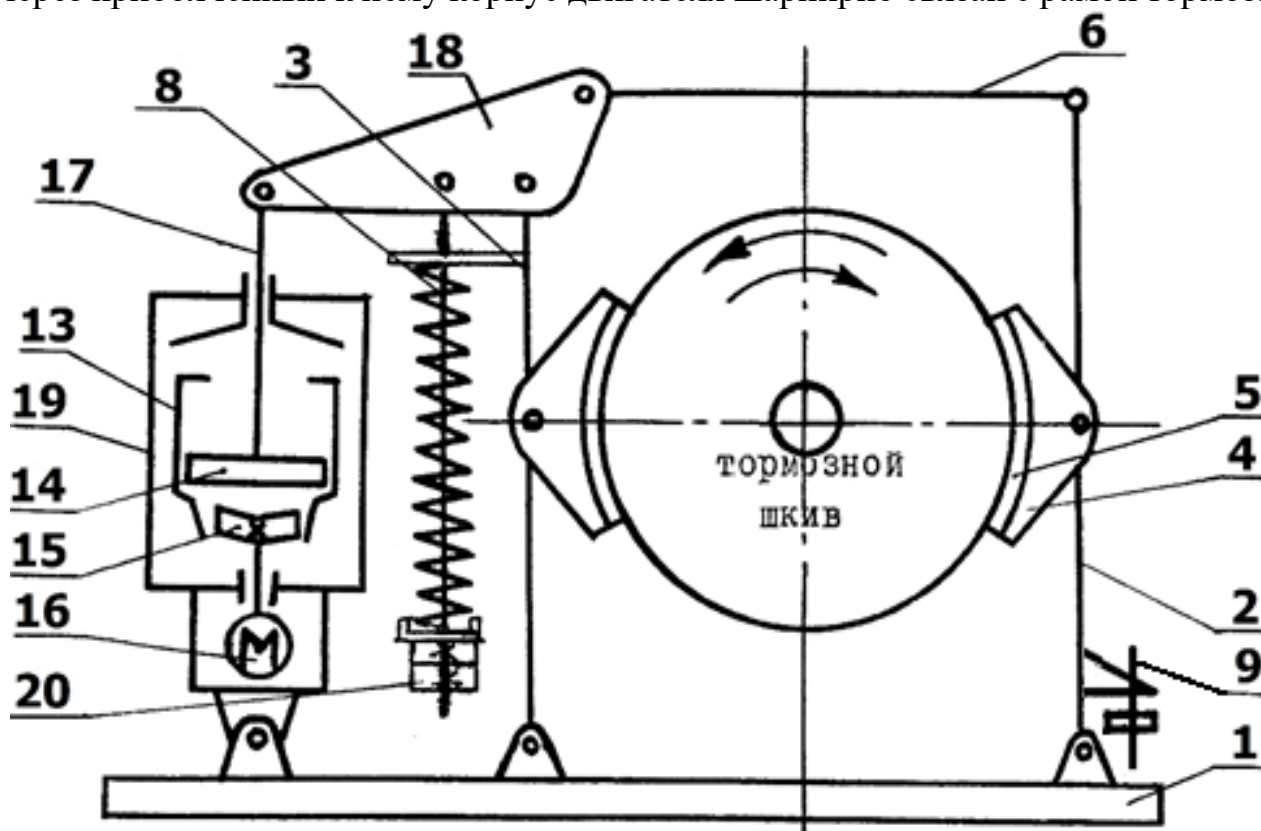


Рис. 3.2. Схема колодочного тормоза с электрогидравлическим толкателем

В корпус 19, а также в пространство между статором и ротором двигателя заливают масло, которое используется как рабочая жидкость для гидроцилиндра и охлаждающая для двигателя. При включенном двигателе масло из надпоршневой полости насосом подается в подпоршневую, создаваемое маслом давление перемещает поршень со штоком вверх и тормоз растормаживается. При выключенном двигателе пружина 8 через угловой рычаг 18 возвращает поршень в исходное положение, масло перетекает из подпоршневой полости в надпоршневую и тормоз затормаживается.

Колодочные тормоза общего назначения типов ТКТ и ТКП для шкивов диаметром 100, 200 и 300 мм предназначены для установки только в вертикальном положении на механизмах, работающих в не пожаро- и взрывобезопасной среде. При установке на открытом воздухе тормоза защищают кожухами от попадания атмосферных осадков.

Механическая часть тормозов переменного и постоянного тока со шкивом равного диаметра одинакова и обозначается буквами «ТК» и цифрами, соответствующими диаметру тормозного шкива.

На тормозах устанавливаются электромагниты типа МО-Б (для переменного тока) и типа МП (для постоянного тока). Катушки для

электромагнитов рассчитаны на напряжения 220, 380 и 500В переменного тока и 220 и 440В постоянного тока.

Схемы тормозов приведены на рисунках 1.1 и 1.2.

Тормоз устанавливается на тормозной шкив, удовлетворяющий следующим требованиям:

- конусность, овальность и биение не более 0,05 % диаметра шкива;
- рабочая поверхность шкива должна иметь твердость не менее 280 НВ и чистоту поверхности не ниже 1,25;
- на рабочей поверхности шкива не должно быть следов коррозии, масла, краски и т.д.

При установке тормоза необходимо соблюдать следующие требования:

- центр тормоза должен совпадать с центром шкива;
- непараллельность и перекося поверхностей колодок относительно поверхности шкива не должны превышать 0,3 мм на 100 мм ширины колодки;
- перед установкой электромагнит должен быть высушен.

Для обеспечения плавного и надежного торможения должен быть установлен нормальный ход якоря (табл. 3.2), отрегулированы равномерный отход колодок и установочная длина пружины (табл. 3.3).

Таблица 3.2

Род тока	Номинальный ход якоря, мм				
	ТК-100	ТК 200/100	ТК-200	ТК-300/200	ТК-300
Переменный ток	5,5	5,5	7	7	-
Постоянный ток	1,2	1,2	2	2	2,5

Таблица 3.3

Тормоз	Тормозной момент, Н·м	Номинальная установочная длина главной пружины, мм	
		Электромагниты переменного тока	Электромагниты постоянного тока
ТК-100	10	49	51
	150	46,5	47,5
	250	43	44,5
ТК-200/100	25	124	125
	30	122,5	123,5
	35	121	122
	40	120	121
ТК-200	60	112,5	116,5
	80	108	112
	100	103	107
	120	98	102
	140	93,5	97
	160	88,5	92,5
ТК-300/200	180	203	205,5
	200	201	203
	220	197,5	201
	240	191,5	199
ТК-300	300	–	193,5

Тормоз	Тормозной момент, Н·м	Номинальная установочная длина главной пружины, мм	
		Электромагниты переменного тока	Электромагниты постоянного тока
	350	–	187,5
	400	–	182,0
	450	–	176,5
	500	–	171

Установку нормального хода якоря (толкателя) производится путем перемещения штока 6 (рис. 3.1) при вращении хвостовика. Замер хода якоря производится калибром на ключе или нормальным мерительным инструментом. В тормозах с клапанным электромагнитом (на переменном токе) замер производят по геометрической оси, соединяющей центры верхних заклепок на якоре и ярме, в тормозах со штоковым магнитом (на постоянном токе) в любом месте зазора между якорем и корпусом, а в тормозах с гидротолкателем - непосредственно по подъему штока толкателя.

Установка равномерного отхода колодок производится винтом 9.

Установочная длина главной пружины выбирается в зависимости от тормозного момента (табл. 3.3) и регулируется гайками 20.

В процессе эксплуатации происходит износ фрикционных обкладок, износ шкива и рычажной системы, износ главной пружины, рычагов и другие.

Колодочные тормоза бракуются в следующих случаях:

- наличие трещин и обломов, выходящих на рабочие и посадочные поверхности шкивов;
- при уменьшении толщины обода шкива в результате проточек и износа более чем на 50% первоначального размера;
- при наличии сквозных трещин на ступице шкива;
- при наличии канавок на рабочей поверхности шкива глубиной свыше 0,5 мм;
- при наличии трещин и обломов на тормозных обкладках, подходящих к отверстиям под заклепки обкладки;
- при износе обкладки более 1/3 первоначальной толщины;
- при износе обкладки до головки заклепки;
- при искривлении главных пружин;
- при отклонении торцов главных пружин от перпендикулярности к продольной оси;
- при сближении отдельных витков главной пружины;
- при наличии трещин на рычагах.

Расчет механизма подъема груза

Механизмы подъема груза должны снабжаться тормозами нормально замкнутого типа, автоматически размыкающимися при включении привода. Величина тормозного момента M_m , развиваемого тормозом, должна обеспечить удержание груза в неподвижном состоянии на весу с определенным коэффициентом запаса торможения k

$$M_m \geq k \cdot M_{cm}^m, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где M_{cm}^m – статический момент от груза при торможении.

Коэффициент запаса торможения k по правилам Госпромнадзора имеет следующие значения:

Легкий режим работы и механизмы с ручным приводом	1,5
Средний режим работы	1,75
Тяжелый режим работы	2,00
Весьма тяжелый режим работы	2,50

Статический момент от груза при торможении определяется по формуле

$$M_{cm}^m = \frac{G \cdot D \cdot \eta}{2 \cdot a \cdot u},$$

где D – диаметр барабана, м;

η, u – КПД и передаточное число механизма от вала барабана до тормозного вала;

a – кратность полиспаста.

По табл. 3.4 подбирают тормоз по величине M_m .

Фактическое замедление при торможении определяется по формуле

$$\varepsilon_{\phi} = \frac{v}{t_m}, \text{ м/с}^2,$$

где v – скорость подъема груза, м/с

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\text{дв}}}{60 \cdot u \cdot a}, \text{ м/с};$$

t_m – время торможения (при опускании груза), с

$$t_m = \frac{1,2 \cdot (G_{\text{дв}} \cdot D_{\text{дв}}^2) \cdot n_{\text{дв}}}{95,5 \cdot (M_m - M_{cm}^m)} + \frac{G \cdot v^2 \cdot \eta}{n_{\text{дв}} \cdot (M_m - M_{cm}^m)}, \text{ с},$$

где $G_{\text{дв}} \cdot D_{\text{дв}}^2$ – маховый момент ротора двигателя, Н·м².

Замедление ε_{ϕ} при торможении желательно иметь в пределах следующих величин, м/с²:

Монтажные краны	0,1
Краны механосборочных цехов	0,2
Грейферные краны	0,8

При невыполнении рекомендаций регулируют тормоз на расчетный тормозной момент, за счет изменения длины рабочей пружины, и вновь проверяют фактическое замедление при торможении.

Таблица 3.4

Тип тормоза	Диаметр тормозного шкива	Наибольший тормозной момент, Н·м	Тип тормоза	Диаметр тормозного шкива	Наибольший тормозной момент, Н·м
ТКТ-100 ТКП-100	100	20	ТКТ-300 ТКП-300	300	500
ТКТ-200/100 ТКП-200/100	200	40	ТКТГ-160	160	100
ТКП-200	200	160	ТКТГ-200	200	200
ТКТ-300/200 ТКП-300/200	300	240	ТКТГ-320	320	800

Расчет механизма передвижения

Тормоз при наибольшем допускаемом тормозном моменте должен обеспечивать торможение без возможности юза колес.

Максимальная допустимая величина замедления, при которой обеспечивается заданный запас сцепления ходовых колес с рельсом

$$\varepsilon_{\max}^m = \left\{ \left[\frac{m}{n} \cdot \left(\frac{\varphi}{k_{cy}} - \frac{f \cdot d_k}{D_k} \right) + (2 \cdot \mu + f \cdot d_k) \cdot \frac{1}{D_k} \right] - \frac{W_g}{G_{кр}} \right\} \cdot g, \text{ м/с}^2,$$

где m – число приводных колес, $m = 8$;

n – общее число ходовых колес, $n = 4$;

φ – коэффициент сцепления ходовых колес с рельсом, $\varphi = 0,15$;

k_{cy} – запас сцепления, $k_{cy} = 1,2$;

f – приведенный к цапфе вала коэффициент трения в подшипниках опор колес $f = 0,015 \dots 0,1$;

d_k – диаметр цапфы колес, м; $d_k = (0,2 \dots 0,15) \cdot D_k$;

D_k – диаметр ходового колеса, м;

μ – коэффициент трения качения колеса по рельсу, м;
 $\mu = (0,0003 \dots 0,0012) \text{ м}$;

W_g – ветровая нагрузка, Н, $W_g = 0$ Н;

$G_{кр}$ – вес крана, Н;

g – ускорение свободного падения, $g = 9,81 \text{ м/с}^2$.

Время торможения крана без груза

$$t_{\min}^m = \frac{v_{кр}}{\varepsilon_{\max}^m}, \text{ с.}$$

Соппротивление передвижению крана при торможении крана без груза

$$W_{mp}^m = \frac{G_{кр}}{D_k} \cdot (2 \cdot \mu + f \cdot d_k), \text{ Н.}$$

Момент статических сопротивлений, приведенных к тормозному валу

$$M_{cm}^m = \frac{W_{mp}^m \cdot D_k \cdot \eta}{2 \cdot u}, \text{ Н·м,}$$

где η , u – КПД и передаточное число привода от ходовых колес до тормозного вала.

Наибольший допускаемый тормозной момент, исходя из условия обеспечения торможения колес без скольжения по рельсам

$$M_m \leq \frac{G_{кр} \cdot D_{\kappa}}{2 \cdot u} \cdot \left(\varphi - \frac{2 \cdot \mu + f \cdot d_{\kappa}}{D_{\kappa}} \right) \cdot \eta, \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Выбираем тормоз из табл. 3.4 с тормозным моментом M_m .

Фактическое время торможения

$$t_{\phi}^m = \frac{1,2 \cdot (G_{\text{дв}} \cdot D_{\text{дв}}^2) \cdot n_{\text{дв}}}{95,5 \cdot (M_m + M_{\text{см}}^m)} + \frac{G_{кр} \cdot v_{кр}^2 \cdot \eta}{n_{\text{дв}} \cdot (M_m + M_{\text{см}}^m)}, \text{ с}.$$

Проверяем соблюдение условия

$$t_{\phi}^m > t_{\text{мин}}^m.$$

При несоблюдении условия регулируют тормоз на меньший тормозной момент или принимают другой тормоз, после чего вновь проверяют выполнение вышеприведенного условия.

Лабораторная работа №4
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА
ГРУЗА

Целью настоящей работы является изучение устройства электро-реверсивной лебедки, грузовых полиспастов и закрепление теоретических знаний по определению основных параметров механизмов подъема груза.

Задание

1. Изучение устройства и принцип работы электрореверсивной лебедки.
2. Изучить устройство полиспастов.
3. Выбрать полиспаст, определить его КПД, усилие в канате и подобрать канат по ГОСТ.
4. Определить диаметр, длину и канатоемкость грузового барабана.
5. Определить необходимую мощность двигателя и выбрать его тип.
6. Подобрать редуктор.
7. Подобрать тормоз.
8. Вычертить кинематическую схему подъемного механизма.

Таблица 4.1 - Исходные данные к заданию

№ варианта	Нормативная грузоподъемность Q_H , кг	Скорость подъема груза V_2 , м/мин	Наибольшая высота подъема груза H , м	Режим работы подъемного механизма
1	2000	30	20	средний
2	2500	30	40	средний
3	3000	20	40	легкий
4	5000	20	20	легкий
5	7500	10	40	тяжелый
6	10000	10	20	тяжелый
7	5000	15	10	средний
8	7500	15	10	легкий
9	10000	15	30	легкий
10	15000	10	30	средний
11	20000	10	40	легкий
12	2000	30	20	средний
13	2500	20	35	легкий
14	3000	20	45	средний
15	5000	20	50	средний

Методические указания по изучению устройства и работы механизма подъема груза с электрическим реверсивным индивидуальным приводом (лебедки)

Механизм подъема груза предназначен для подъема грузов в вертикальной плоскости. Он может использоваться как самостоятельный механизм - строительные лебедки, так и в качестве составных сборочных единиц строительных подъемников, кранов, канатных экскаваторов и др.

Строительная электрореверсивная лебедка (рис. 4.1) состоит из смонтированных на специальной раме электродвигателя 1, тормоза 2, редуктора 3 и барабана 4.

Для электрореверсивных лебедок характерна жесткая кинематическая связь барабана с электродвигателем. При такой связи изменение направления вращения барабана достигается изменением направления вращения (реверсированием) двигателя. У электрореверсивной лебедки вал электродвигателя и барабан постоянно и жестко связаны зубчатыми парами цилиндрического редуктора и упругой муфтой.

Опускание груза в таких лебедках производится принудительно (на режиме двигателя), что обеспечивает высокую безопасность их работы.

Питание привода лебедки осуществляется от сети переменного тока напряжением 380/220 В через трехполюсный рубильник и силовые контакты магнитного пускателя. Управление электродвигателем происходит при помощи кнопочной станции с двумя кнопками, которые служат для подъема и спуска груза. Подъем и опускание груза осуществляется при нажатии и удержании соответствующих кнопок. При отпуске кнопок барабан автоматически останавливается и затормаживается. Цапфы барабана опираются на радиально-сферические подшипники, один из которых заключен в корпусе редуктора.

Полумуфты, связывающие электродвигатель и редуктор, соединены между собой резиновыми вкладышами. Ведомый шкив-полумуфту охватывают колодки гидравлического тормоза, которые шарнирно закреплены на рычагах. При затормаживании под действием сжатой пружины рычаги поворачиваются на пальцах и прижимают колодки к поверхности тормозного шкива. При этом толкатель не работает, шток его находится в нижнем положении. При включении толкателя поршень выдвигает шток вверх и рычаги, освободившись от действия пружины, расходятся, растормаживая шкив. Растормаживание заканчивается при достижении поршнем толкателя крайнего верхнего положения.

Грузовой простой полиспаст предназначен для выигрыша в силе и состоит из блоков неподвижной обоймы 5 и блоков подвижной обоймы 6, соединенных грузовым канатом 7, один конец, которого крепится к одной из обойм, а другой - к барабану лебедки.

Сдвоенные полиспасты (рис. 4.1б) имеют уравнительный блок 8 и оба конца каната крепятся на барабане лебедки.

Основным параметром полиспаста является кратность, которая определяется по формулам:

$u=z$ - для простого полиспаста и

$u=z/2$ - для сдвоенного полиспаста,

где z - число ветвей каната, на которых подвешен груз.

Рекомендуемые тип полиспаста и его кратность в зависимости от грузоподъемности приведены в табл. 4.2.

Таблица 4.2 - Зависимость типа и кратности полиспаста от грузоподъемности

Тип полиспаста	Грузоподъемность, т			
	до 1	2...6	10...15	20... 30
Простой	1; 2	2; 3	3; 4	5; 6
Сдвоенный	—	2	2; 3	—

Кроме блоков полиспаста механизмы подъема имеют отклоняющие (обводные) блоки 9.

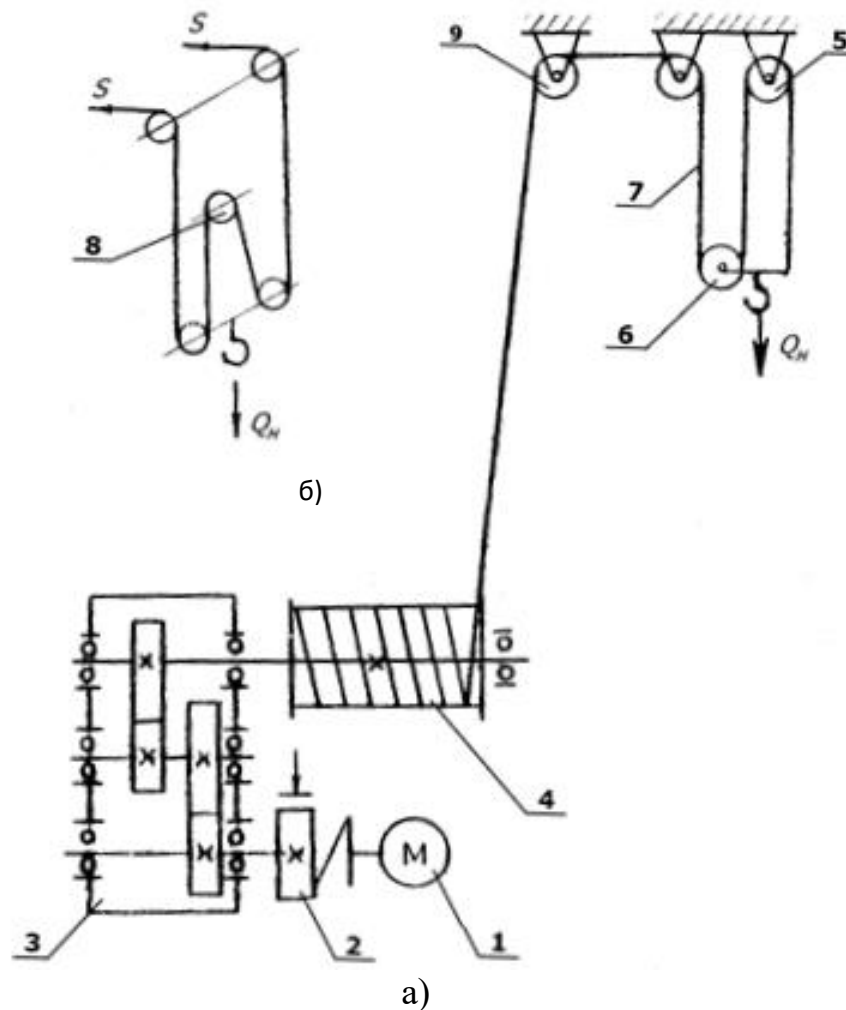


Рис. 4.1 Кинематическая схема механизма подъема груза:
а) с простым полиспастом; б) сдвоенный полиспаст.

Расчет механизма подъема груза

1. По заданной грузоподъемности по табл. 4.2 выбирают кратность полиспаста и принимают схему подвешивания груза.

2. Вычисляют КПД полиспаста

$$\eta_{\text{п}} = \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^u) \cdot \eta_{\text{бл}}^i}{(1 - \eta_{\text{бл}}) \cdot u},$$

где $\eta_{\text{бл}}$ - КПД блока, $\eta_{\text{бл}} = 0,98$ - при установке блока на подшипнике качения и $\eta_{\text{бл}} = 0,96$ - при установке блока на подшипнике скольжения;

u - кратность полиспаста;

i - число обводных блоков.

3. Определяют натяжение каната в точке сбегания с барабана

$$S = \frac{(Q_n + q) \cdot g}{u \cdot \eta_{\text{п}} \cdot z_{\text{п}}}, \text{ Н,}$$

где $q = 5\% \cdot Q_n$ - масса захватных приспособлений, кг;

$z_{\text{п}}$ - число полиспастов, $z_{\text{п}} = 1$ - простой полиспаст, $z_{\text{п}} = 2$ - сдвоенный полиспаст.

4. Определяют расчетное разрывное усилие $P_{разр}$ в канате

$$P_{разр} = S \cdot k, \text{ Н},$$

где k - коэффициент запаса прочности. Величина коэффициента регламентирована правилами Госпромнадзора; $k=5,0$ - при легком режиме работы; $k=5,5$ - при среднем режиме работы и $k=6,0$ - при тяжелом и весьма тяжелом режимах работы.

5. Подбирают стандартный канат двойной свивки из условия;

$$P_{разр}^c \geq P_{разр}$$

где $P_{разр}^c$ - паспортное значение разрывного усилия принятого каната.

В строительно-монтажных лебедках наиболее часто применяют канат типа ЛК-Р конструкции 6х19. Исходя из того, что диаметр каната определяет размеры блоков и барабана, величину его выбирают минимально возможной.

6. Определяют конструктивные размеры барабана.

6.1. Диаметр барабана по формуле

$$D_{\bar{o}} \geq d_k \cdot e, \text{ м},$$

где $D_{\bar{o}}$ - диаметр барабана, измеряемый по средней линии навиваемого каната, м;

d_k - диаметр каната, м;

e - коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины и режима ее работы. Для лебедок с машинным приводом, предназначенных для подъема груза, $e=20$.

Минимально допустимый диаметр барабана можно принимать, равной $D_{min}=0,85D_{\bar{o}}$.

6.2. Рабочая длина барабана

$$L_{\bar{o}} = \frac{L \cdot t}{\pi \cdot m \cdot (D_{\bar{o}} + m \cdot d_k)}, \text{ м},$$

где L - канатоемкость барабана, м; $L=u \cdot H + 5 \cdot \pi \cdot D_{\bar{o}}$;

m - число слоев навивки. В строительно-монтажных лебедках применяются гладкие барабаны с многослойной навивкой каната.

Число слоев навивки принимается до пяти;

t - шаг навивки, м; $t=d_k+(2 \dots 3) \cdot 10^{-3}$, м.

6.3. Проверяют соотношение

$$\psi = \frac{L_{\bar{o}}}{D_{\bar{o}}},$$

$\psi=0,5 \dots 3,0$ для $1 \leq m \leq 5$; изменяют m , u или $D_{\bar{o}}$, если условие не выполняется.

6.4. Диаметр реборд барабана

$$D_{реб} = (D_{\bar{o}} + m \cdot d_k) + 2 \cdot h, \text{ м},$$

где h - запас высоты реборды по правилам Госпромнадзора, м; $h \geq 2 \cdot d_k$.

7. Определяют статическую мощность привода

$$N_c = \frac{S \cdot V_2 \cdot u}{1000 \cdot 60 \cdot \eta_m}, \text{ кВт},$$

где η_m - КПД механизма привода барабана; $\eta_m=0,85$.

По каталогу, подбирают двигатель из условия, чтобы мощность его была близка к статической мощности N_c . Записывают основные технические параметры выбранного двигателя (в т.ч. $n_{об}$).

Для обеспечения плавности пуска и упрощения конструкции на строительно-монтажных лебедках устанавливают, как правило, двигатели повышенного скольжения. На пятитонных и более лебедках устанавливают крановые двигатели.

8. Определяют частоту вращения барабана

$$n_{\phi} = \frac{V_z \cdot u}{\pi \cdot D_{\phi}} \text{ об/мин,}$$

9. Определяют требуемое передаточное число редуктора

$$u_{p.p.} = \frac{n_{об}}{n_{\phi}},$$

где $n_{об}$ - частота вращения вала двигателя, об/мин.

10. Выбирают редуктор по мощности и передаточному числу (u_p). На строительных лебедках применяют двухступенчатые цилиндрические редукторы.

11. Фактическая скорость подъема

$$V_{\phi} = V_z \cdot \frac{u_{p.p.}}{u_p} \text{ , м/мин,}$$

где u_p - передаточное число выбранного редуктора.

12. Отклонение скорости

$$\Delta V = \frac{V_{\phi} - V_z}{V_{\phi}} \cdot 100\% \leq \pm 5\%$$

При несоблюдении условия меняют редуктор или диаметр барабана.

13. Определяют номинальный момент на валу двигателя

$$T_{ном.} = \frac{9550 \cdot N_c}{n_{об}} \text{ Н·м.}$$

14. Определяют расчетный момент для выбора соединительной муфты

$$T_m = T_{ном.} \cdot k_1 \cdot k_2, \text{ Н·м,}$$

где k_1 - коэффициент, учитывающий степень ответственности механизма.

Для подъемного механизма $k_1 = 1,3$;

k_2 - коэффициент, учитывающий режим работы механизма. При легком режиме $k_2 = 1,1$, при среднем - $k_2 = 1,2$.

По величине расчетного момента выбирают упругую муфту с тормозным шкивом.

15. Определяют момент статических сопротивлений на тормозном валу (валу двигателя) при торможении механизма

$$T_c^m = \frac{S \cdot D_{расч.} \cdot \eta_{\phi} \cdot \eta_p}{2 \cdot u_p} \text{ , Н·м,}$$

где $D_{расч.}$ - расчетный диаметр барабана.

При многослойной навивке

$$D_{расч.} = 0,5 \cdot (D_{\sigma} + D_{max});$$

$$D_{max} = D_{\sigma} + d_{\kappa} \cdot (2 \cdot m - 1);$$

η_{σ} – КПД барабана; $\eta_{\sigma} = 0,97$;

η_p – КПД редуктора; $\eta_p = 0,96$.

16. Необходимый момент, развиваемый тормозом

$$T_m = T_c^m \cdot k_m, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где k_m - коэффициент запаса торможения. По правилам Гостехнадзора при легком режиме $k_m = 1,5$, при среднем режиме $k_m = 1,75$, при тяжелом режиме $k_m = 2,0$.

17. По величине T_m подбирают тормоз типа ТКГ или типа ТКТГ.

Лабораторная работа №5
ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА И РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА
БАШЕННОГО КРАНА СЕРИИ КБ

Задание

1. Изучить устройство башенного крана серии КБ и принцип работы его механизмов.
2. Вычертить и кратко описать схемы: общий вид крана, запасовка канатов и механизм поворота крана.
3. Изучить рабочий процесс крана и методику определения производительности.
4. Определить производительность крана.

Таблица 5.1

Показатель	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Средняя масса поднимаемого элемента, Q , т	1	1,5	4	5	6	1,8	3	1,4	7	8
Высота подъема, H , м	20	30	40	25	35	40	22	32	35	38
Длина пути передвижения грузовой тележки, S_m , м	10	14	12	10	8	12	14	20	10	8
Длина пути передвижения крана по рельсам, S_k , м	15	10	8	12	15	20	14	10	20	18
Угол поворота платформы, α , град	100	90	120	150	180	90	120	135	180	160
Время наводки и установки, t_y , мин	0,7	1,0	2,0	1,5	1,2	1,6	2,0	0,9	1,3	1,5
Время зацепки и отцепки монтируемого элемента, t_z , мин	3	5	6	2,5	3,5	5,5	4	7	4,5	5

Назначение башенных кранов

Башенные краны широко применяются в жилищном, коммунальном, промышленном и других видах строительства для выполнения монтажных работ, подачи строительных материалов и изделий на сооружаемые объекты.

Кран серии КБ (рис. 5.1) выполнен на рельсовом ходу и состоит из ходовой рамы 1 с флюгерами 2 и ходовыми тележками 3, поворотной платформы 4 с размещенными на ней грузовой 5 и стреловой 6 лебедками, механизмом поворота 7, противовесом 8, башни с распоркой 9 и навесной кабиной 10, балочной стрелой 11 с грузовой тележкой 12 и механизмом 13 её передвижения.

Ходовая рама 1 крана представляет собой сварное кольцо коробчатого сечения, которое проушинами шарнирно соединено с четырьмя диагонально расположенными флюгерами 2. Флюгера через цапфы опираются на ходовые тележки, две из которых ведущие. Шарнирное соединение флюгеров с ходовой рамой и тележками, которые выполнены балансирными, облегчает прохождение крана по закруглениям рельсового пути.

Для предотвращения угона крана в нерабочем состоянии ветром, тележки снабжены противоугонными захватами. Поворотная платформа 4 опирается на ходовую раму 1 с возможностью вращения в горизонтальной плоскости. Это соединение осуществлено с помощью роликового опорно-поворотного устройства 14, выполняющего роль подшипника для вращения поворотной платформы.

Составная, телескопическая башня решетчатой сварной конструкции, выполненная из труб, установлена на поворотной платформе шарнирно и удерживается в вертикальном положении посредством подкосов 15. Башня состоит из портала 16, секций 17, оголовка 18, распорки 9 и механизма выдвижения. Удлинение башни осуществляется снизу на необходимую высоту по мере возведения строящегося объекта.

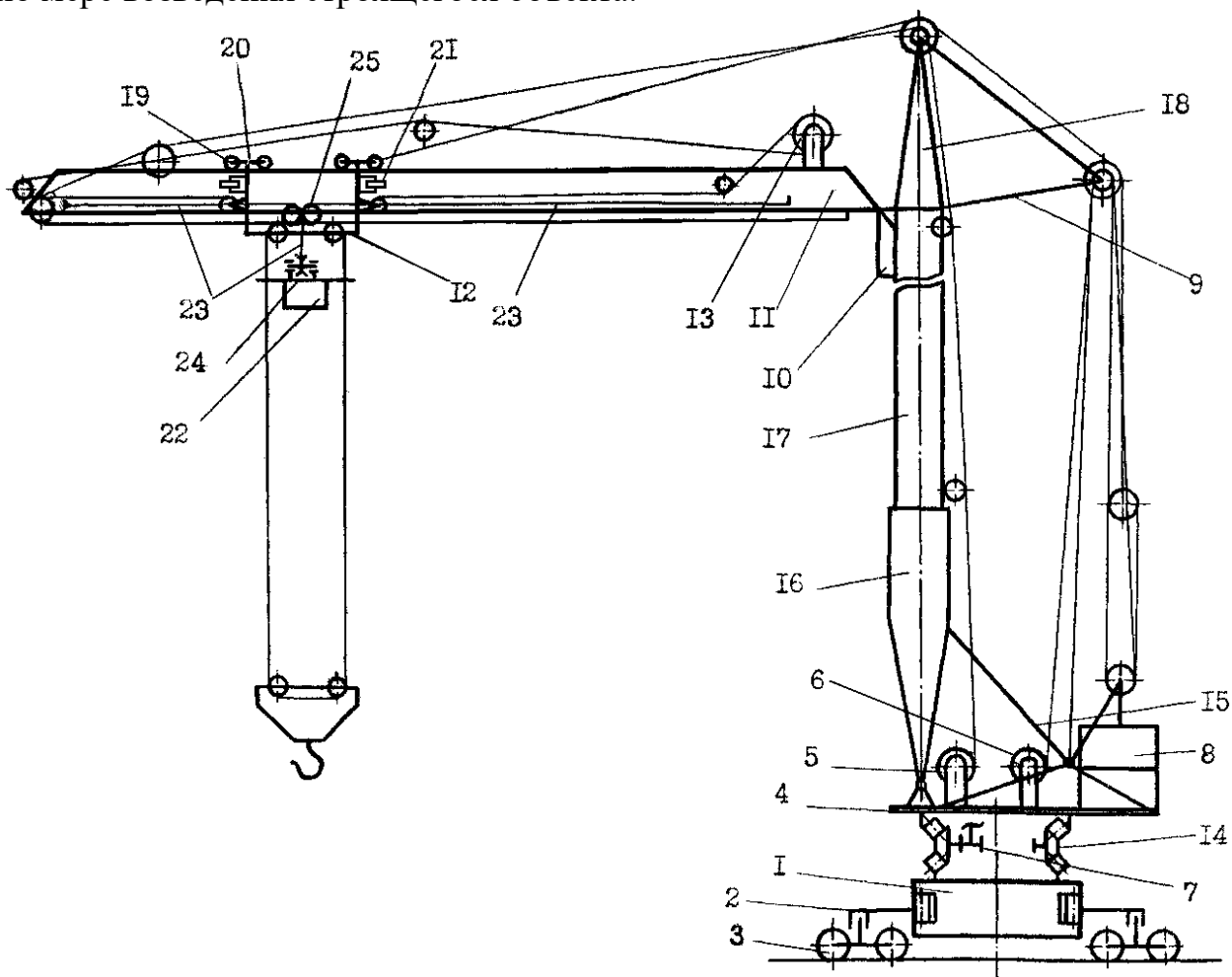


Рис. 5.1. Общий вид башенного крана серии КБ

В верхней части башни крепится кабина 10 и стрела 11, выполненная сварной из труб. Стрела имеет направляющие для перемещения грузовой тележки в виде продольных уголков.

Стрела состоит из четырех секций и может иметь длину 20, 25, 30м.

Для увеличения высоты подъема груза стрела длиной 20 и 25м может устанавливаться под углом 30° и 50°. Грузовая тележка 12 опирается на направляющие стрелы четырьмя парами роликов 19, которые для равномерного распределения нагрузок соединены с рамой тележки балансирами 20. Для устранения перекосов при движении тележка снабжена четырьмя боковыми роликами 21.

Привод крана выполнен многомоторным, индивидуальным с питанием электродвигателей от сети трехфазного переменного тока и содержит пять механизмов: грузовой, стреловой, передвижения тележки (тележечный), поворота платформы и передвижения крана по рельсам.

Каждый механизм снабжен отдельным реверсивным двигателем. На кране установлены три электрические реверсивные лебедки: грузовая, стреловая и тележечная.

Грузовой механизм крана состоит (рис. 5.2) из лебедки 1, каната 2, закрепленного на барабане лебедки и огибающего неподвижный блок 3 на оголовке башни, неподвижные блоки 4 и 5 на головной части стрелы, неподвижные блоки 6 и 7 на раме 8 грузовой тележки, подвижные блоки 9 и 10 крюковой подвески 11, содержащей крюк 12. Грузовой канат образует двухкратный грузовой полиспаст 13. Второй конец грузового каната прикреплен к стреле через ограничитель грузоподъемности 14, который автоматически отключается грузовую лебедку при превышении установленной грузоподъемности.

Грузовая лебедка выполнена двухдвигательной. Электродвигатели соединены последовательно с ведущим валом редуктора и включаются автоматически в зависимости от массы поднимаемого груза. Для подъема груза массой до 2 т со скоростью 58 м/мин включается один из двигателей. Для подъема груза массой более 2 т со скоростью 40 м/мин включается другой двигатель, имеющий меньшую частоту вращения.

Стреловой механизм крана (рис. 5.2) состоит из лебедки 15, каната 16, закрепленного на барабане лебедки, и огибающего неподвижный блок 17 на распорке башни, три блока 18 неподвижной обоймы 22 и два блока 20 подвижной обоймы 24 стрелового полиспаста 19. Второй конец стрелового каната 16 закреплен на поворотной платформе. Неподвижная обойма 22 стрелового полиспаста крепится к поворотной платформе через две оттяжки 23. Подвижная обойма 24 стрелового полиспаста 19 соединена со стрелой посредством стрелового расчала 25, состоящего из двух канатов, которые огибают блоки 26 и 27 на распорке башни и блоки 28 и 29 на оголовке башни. Стреловой полиспаст четырехкратный.

Стреловая унифицированная лебедка крана имеет обычную типовую конструкцию.

Замкнутый канатный привод передвижения грузовой тележки 8 состоит из лебедки 30 (см. рис. 5.2), установленной на стреле, тележечных канатов 31 и двух барабанов 32, снабженных храповыми остановами для натяжения тележечных канатов. Тележечные канаты левыми концами закреплены на барабане 32 с противоположных сторон тележки, а правыми концами – с противоположных сторон барабана 30.

При вращении барабана по часовой стрелке тележка перемещается вправо и вылет груза уменьшается. При вращении барабана против часовой стрелки тележка перемещается влево и вылет груза увеличивается.

Кран снабжен ограничителем высоты подъема груза (см. рис. 5.1). Упор 22 ограничителя подвешен к стреле посредством каната 23, огибающего два блока 24 на упоре и два блока 25 на тележке. Левый конец каната 23 прикреплен к передней части стрелы, а правый – к рычагу конечного выключателя, расположенного на задней части стрелы. Натяжением каната 23 под действием веса упора 22 конечный выключатель замыкает цепь питания электродвигателя грузовой лебедки. При подъеме груза на максимальную высоту крюковая подвеска приподнимает упор 22. При этом канат 23 перестает воздействовать на

конечный выключатель, который обесточивает двигатель. Подъем груза автоматически прекращается.

Устройство для вращения поворотной платформы крана (рис. 5.3) состоит из механизма поворота и опорно-поворотного устройства. Механизм поворота осуществляет принудительное вращение поворотной платформы, а опорно-поворотное устройство является для нее подвижной опорой (подшипником).

На кране серии КБ установлен унифицированный механизм поворота. Механизм состоит из установленных в одном блоке электродвигателя 1, колодочного тормоза 2, трехступенчатого цилиндрического редуктора 3 и шестерни 4, закрепленной на ведомом валу редуктора. Шестерня 4 зацеплена с внутренними зубьями зубчатого венца 5, который выполнен за одно целое с внутренней обоймой 9 опорно-поворотного устройства. Корпус редуктора 3 прикреплен к поворотной платформе. Электродвигатель 1 имеет фланцевое крепление к редуктору.

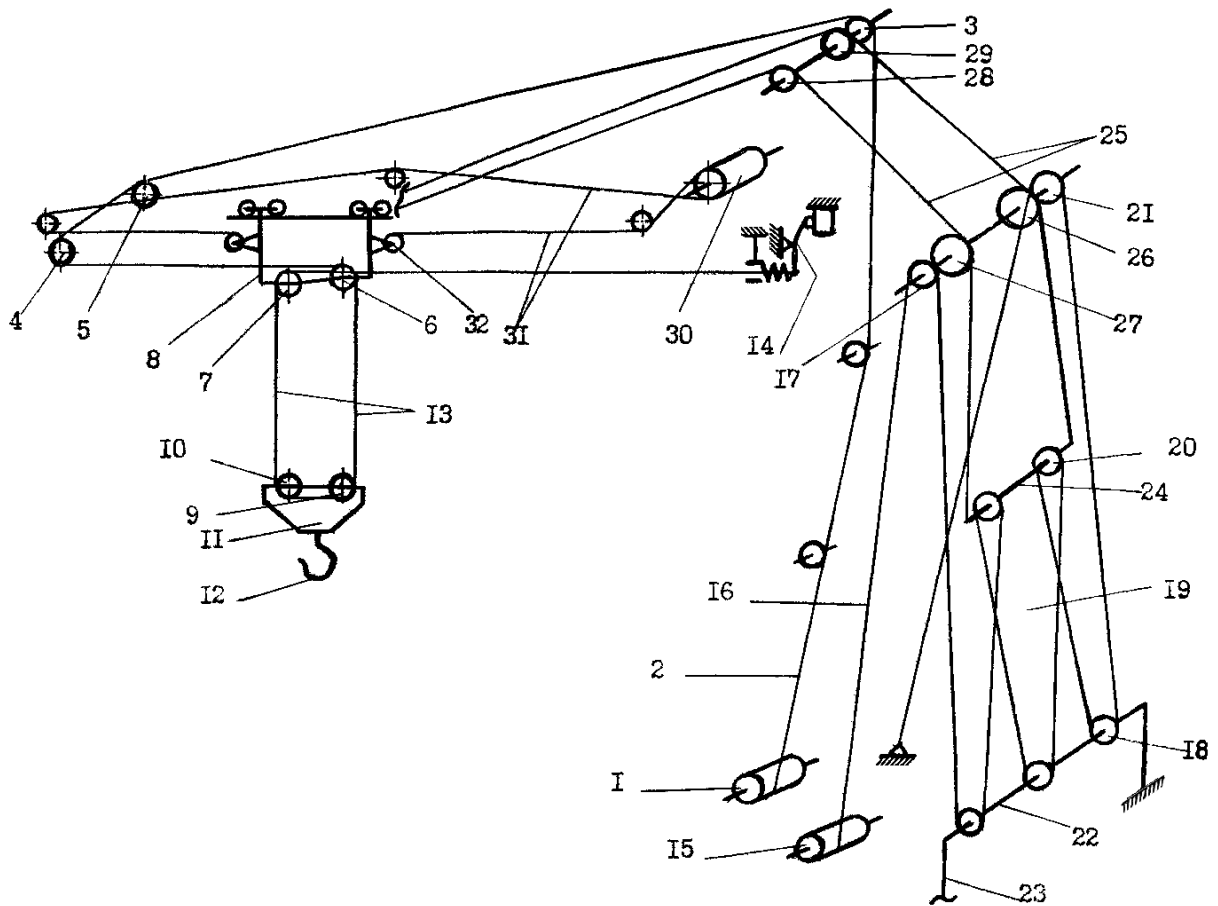


Рис. 5.2. Схема запасовки канатов

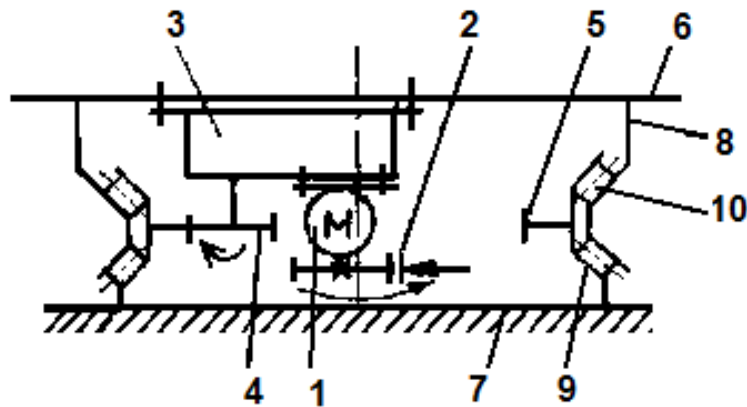


Рис. 5.3. Схема механизма вращения поворотной платформы

Поворотная платформа 6 установлена на ходовой раме 7 посредством роликового двухрядного опорно-поворотного устройства. Оно, как и обычный подшипник качения, состоит из двух обойм (колец): наружной 8, внутренней 9 и двух рядов тел качения (роликов) 10 между обоймами. Причем наружная обойма 8 соединена с поворотной платформой 6, а внутренняя обойма 9, вместе с зубчатым венцом 5 соединена с ходовой рамой 7. При вращении поворотной платформы ходовая рама, обойма 9 и венец 5 остаются неподвижными, а относительно их совершает горизонтальное вращение поворотная платформа вместе с наружной обоймой 8, перекатывающейся на роликах по внутренней неподвижной обойме 9.

При включенном электродвигателе 1 через редуктор 3 приводится во вращение шестерня 4, которая, обкатываясь по зубьям венца 5, совершает планетарное движение и увлекает во вращение сам механизм поворота, а вместе с ним и поворотную платформу 6.

Методические указания по изучению рабочего процесса строительных монтажных кранов.

Рабочий процесс строительных кранов осуществляется циклично. Основными операциями рабочего цикла являются: зацепка груза; подъем груза; перемещение груза в горизонтальной плоскости посредством передвижения грузовой тележки по стреле крана по рельсам и поворота поворотной платформы; наводка груза и установка его в проектное положение; отцепка груза; опускание крюка; перемещение крюка в горизонтальной плоскости к месту очередной зацепки.

Для сокращения времени цикла, и повышения производительности крана широко используется совмещение операций: подъем или опускание крюка с поворотом; поворота с перемещением крюка в горизонтальном направлении и др.

Суммарное время рабочего цикла крана может быть подсчитано по формуле

$$T_{\Sigma} = t_m + t_p, \quad (5.1)$$

где t_m – машинное время; t_p – время ручных операций.

$$t_m = A \cdot \left(\frac{H}{v_1} + \frac{H}{v_2} + \frac{2S_m}{v_m} + \frac{2S_k}{v_k} + \frac{2\alpha}{360n_n} \right), \text{ мин}, \quad (5.2)$$

где v_1 – скорость подъема, м/мин (58 и 40 м/мин при массе груза до 2 и свыше 2т, соответственно);

v_2 – скорость опускания крюка, м/мин (65 м/мин);

v_m – скорость передвижения грузовой тележки, м/мин (23 м/мин);

v_k – скорость передвижения крана, м/мин (18 м/мин);

n_n – частота вращения поворотной платформы, об/мин (0,6 об/мин);

A – коэффициент учитывающий совмещение операций, который принимается в зависимости от угла поворота:

α , град	90	100	120	135	150	160	180
A	0,90	0,88	0,83	0,80	0,77	0,74	0,70

Время ручных операций:

$$t_p = t_z + t_y, \text{ мин}, \quad (5.3)$$

где t_z – время зацепки и отцепки груза;

t_y – время наводки и установки монтируемого элемента с частичным использованием механизмов кран.

Сменная эксплуатационная производительность крана определяется по формуле

$$P_{см} = \frac{60t_{см}Qk_в}{T_ц}, \text{ т/см}, \quad (5.4)$$

где $t_{см} = 8,2$ ч – средняя продолжительность смены при пятидневной рабочей неделе;

Q – средняя масса поднимаемого элемента, т;

$k_в$ – коэффициент использования крана по времени работы. При монтажных работах $k_в = 0,7 - 0,9$.

Лабораторная работа №6
ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ЛЕНТОЧНЫХ КОНВЕЙЕРОВ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ
ТЯГОВОЙ СИЛЫ КОНВЕЙЕРА

Целью настоящей работы является изучение устройства ленточного конвейера и его сборочных единиц и закрепление теоретических знаний по определению тяговой силы конвейеров с тяговым органом.

Задание

1. Изучить общее устройство и принцип работы ленточного конвейера.
2. Изучить типы и устройство сборочных единиц конвейера.
3. Вычертить конструктивную схему конвейера.

Таблица 6.1 Исходные данные для задания

Вар.	Транспортируемый материал	Производительность, Q , т/ч	Плотность материала, ρ , т/м ³	Горизонтальная длина участков, м		Угол наклона наклонной части, β , рад	Скорость транспортирования, v , м/с
				L_1	L_2		
1	Песок влажный	200	2,1	20	40	$\pi/9$	2,8
2	Цемент	250	1,3	22	38	$\pi/10$	0,9
3	Кокс	300	0,5	22	40	$\pi/10$	1,4
4	Песок сухой	350	1,4	20	38	$\pi/12$	2,4
5	Уголь рядовой	400	0,9	12	32	$\pi/12$	1,6
6	Глина сухая	200	1,4	20	48	$\pi/12$	2,5
7	Земля формовочная	250	1,5	18	45	$\pi/11$	1,8
8	Камень дробленый	300	1,8	10	35	$\pi/12$	2,5
9	Руда железная	350	2,4	18	34	$\pi/16$	2,2
10	Зерно	400	0,8	15	40	$\pi/18$	2,0

Методические указания по изучению устройства ленточного конвейера

Ленточный конвейер (рис. 6.1) имеет станину 1, на концах которой устанавливаются два барабана: передний 2 - приводной и задний 3 - ведомый. Замкнутая лента 4 огибает эти барабаны и по всей длине поддерживается опорными устройствами, называемыми роlikоопорами, рабочей ветви 5 и нижней ветви 6, укрепленными на станине 1. Иногда вместо роликoв применяют настил. Лента натянута с определенным натяжением на барабаны и приводится в движение при принудительном вращении барабана 2 приводом 7 под действием сил трения, возникающих между барабаном и лентой.

Транспортируемый материал подается на ленту через одну или несколько загрузочных воронок 8, размещенных над конвейером. Груз перемещается, как правило, на верхней ветви ленты и выгружается на переднем барабане 2 через разгрузочную воронку 9 или в промежуточных пунктах при помощи разгрузочных устройств 10. Наружная поверхность ленты очищается от налипших частиц груза очистным устройством 11, установленным у переднего барабана 2. Постоянное натяжение ленты осуществляется натяжным устройством 12.

В качестве тягового и несущего органа конвейера служит прорезиненная или стальная лента.

Прорезиненная лента (рис. 6.2) имеет тяговый каркас, покрытый со всех сторон эластичным защитным наполнителем. Тяговый каркас воспринимает усилия в ленте, а наполнитель предохраняет каркас от воздействия влаги, механических повреждений и истирания и образует над каркасом верхнюю обкладку 1 (грузонесущую) и нижнюю (опорную) 2. В качестве наполнителя применяют резиновые смеси с синтетическим каучуком или пластмассы. По типу каркаса различают резинотканевые (рис. 6.2а) и резинотросовые (рис. 6.2б) ленты.

У резинотканевых лент (ГОСТ 20-82) тяговым каркасом служат прокладки 3 из различных тканей: расположенные послойно с резиновыми прослойками. Концы ленты соединяются при ее монтаже вулканизацией, скобами, шарнирами, внахлестку заклепками или сшивают сыромятными ремнями. Наиболее надежным является соединение вулканизацией.

Резинотросовые ленты в качестве тягового каркаса имеют стальные тросы 4, уложенные в один ряд вдоль ленты. Концы такой ленты соединяют только методом вулканизации.

Стальные ленты бывают сплошные, изготавливаемые из высокоуглеродистой или нержавеющей стали, и плетеные сетчатые из стальной проволоки диаметром 1,5...5,0 мм.

В качестве опорных устройств наиболее часто применяются роlikоопоры различных типов и конструкций. Роlikоопоры для верхней ветви ленты, как правило, желобчатые (рис. 6.1) на двух, трех и пяти роliках. Двухроliковые опоры применяют в передвижных, а трех и пятироliковые - в стационарных конвейерах, причем пятироliковые - при ширине ленты более 1600 мм.

Нижние роlikоопоры чаще всего прямые (рис. 6.1), состоящие из одного длинного роliка и стоек.

Роliки изготавливаются из стальной или пластмассовой трубы и устанавливаются на оси на подшипниках качения. Стойки для роliков изготавливают из уголков, выполняют литыми, сварными или штампованными и укрепляют на станине конвейера на болтах. Применяются и другие типы роlikоопор.

Привод конвейера состоит (рис. 6.1) из барабана, редуктора, электродвигателя и муфт. В наклонных конвейерах устанавливают также стопорное устройство (останов) и тормоз, препятствующие в случае выключения двигателя самопроизвольному движению ленты под действием силы тяжести. Количество приводных барабанов от одного до трех. Наиболее часто применяют однобарабанные приводы как наиболее простые. Для компактности привода иногда электродвигатель встраивают в приводной барабан.

Для обеспечения нормального натяжения ленты на приводном барабане используют винтовые, грузовые (тележечные и вертикальные) натяжные устройства. Винтовые натяжные устройства применяют при длине конвейера до 50 м и устанавливают в конце его. Ось концевого барабана устанавливают в ползунах, размещенных в направляющих и перемещенных посредством винтовой пары. Ход натяжки принимают не менее 1-1,5% от длины конвейера.

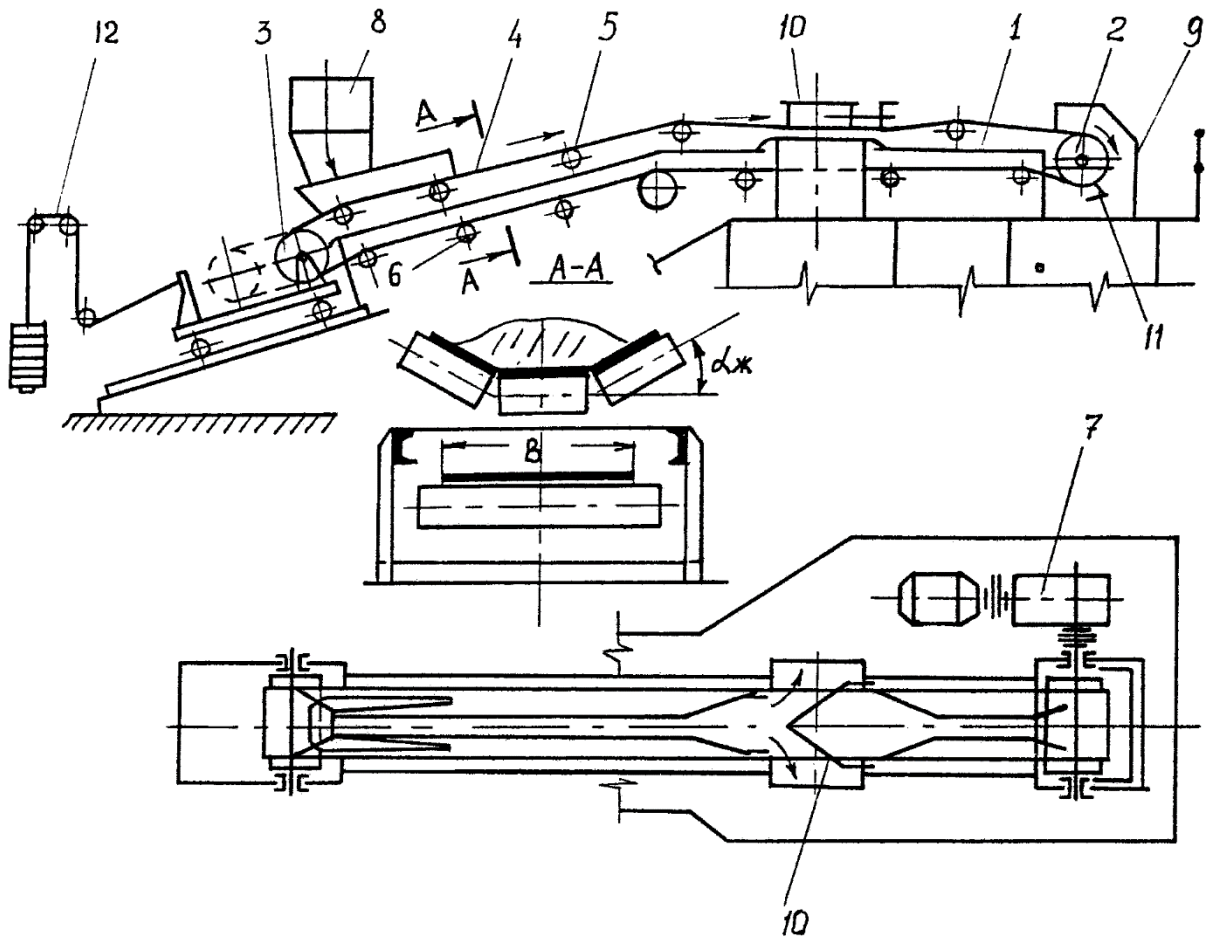


Рис. 6.1. Общий вид конвейера

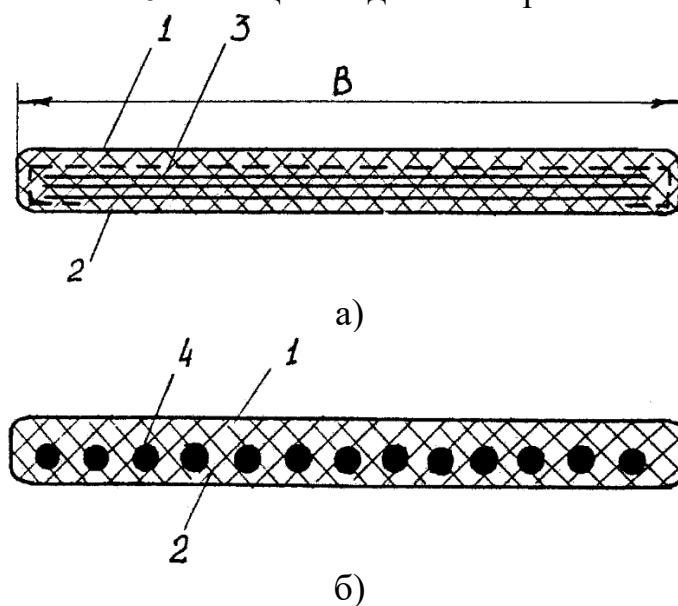


Рис. 6.2. Поперечное сечение прорезиненной ленты

Грузовое тележечное натяжное устройство (рис. 6.3) применяют при длине конвейера 60-100 м и устанавливают в конце конвейера. Натяжной барабан опирается на тележку, которая соединяется с грузом или непосредственно, или через полиспасть.

Вертикальное грузовое натяжное устройство (рис. 6.4) устанавливают на обратной ветви ленты в средней части конвейера или непосредственно после приводного барабана. Барабан с натяжным грузом подвешивают на свисающей вниз холостой ветви.

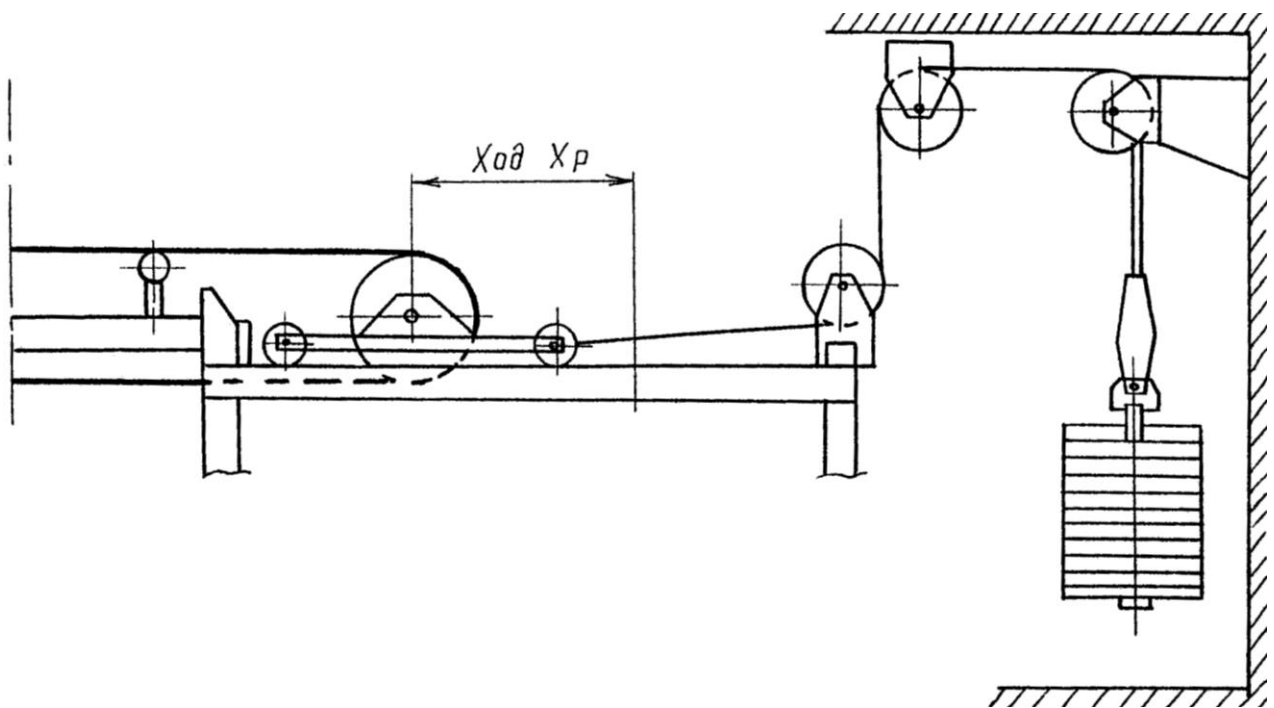


Рис. 4.3. Схема грузовой тележечной натяжной системы.

Конструкция загрузочного устройства зависит от характеристики транспортируемого груза и способа его подачи на конвейер. Штучные грузы подаются при помощи спусков или укладываются непосредственно на конвейер, а насыпные - при помощи загрузочной воронки и направляющего лотка, которые формируют поток груза и направляют его на середину ленты.

Разгрузка конвейера производится с концевого барабана или на трассе конвейера при помощи плужковых или барабанных разгрузателей. Плужковый разгрузатель (рис. 6.5) состоит из разгрузочного 2 и зачистного 3 щитов, установленных под углом 30-45° к продольной оси ленты, опорного ствола 4, приемной воронки 5 и подъемного механизма 1.

В рабочем положении разгрузатель опирается на ленту и сдвигает с нее груз в разгрузочную воронку, в нерабочем положении он приподнят. Различают двусторонние и односторонние стационарные и передвижные разгрузатели.

Барабанный разгрузатель (рис. 6.6) представляет собой тележку, несущую на себе роlikоопоры 5, барабаны 1 и 2, на которые запасовываются ленты конвейера, воронку 3 и привод 6. Транспортируемый груз сбрасывается с верхнего барабана в воронку и направляется ею вправо или влево или одновременно в обе стороны от конвейера. Тележка передвигается по рельсам и приводится от ленты конвейера через барабан 2 или от отдельного электродвигателя.

Для очистки наружной (грузонесущей) поверхности ленты от прилипших частиц груза применяют одинарные или двойные скребки (при сухих и влажных грузах) и вращающиеся щетки (при липких грузах). Рабочий элемент скребков и щеток износостойкая резина, копровые нити, пластмасса. Щетки прижимаются весом груза. Щетки приводятся во вращение от электродвигателя или непосредственно через клиноременную передачу от вала барабана. Очистные

устройства устанавливают у барабана, с которого происходит разгрузка конвейера.

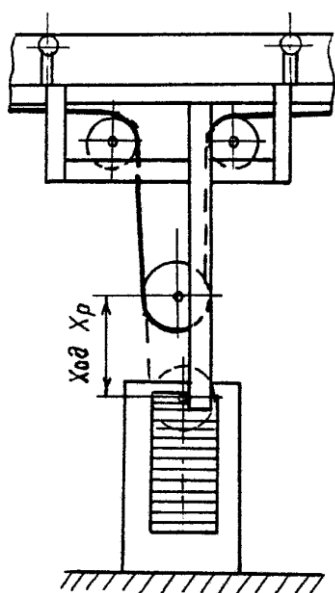


Рис. 6.4. Схема вертикального грузового натяжного устройства

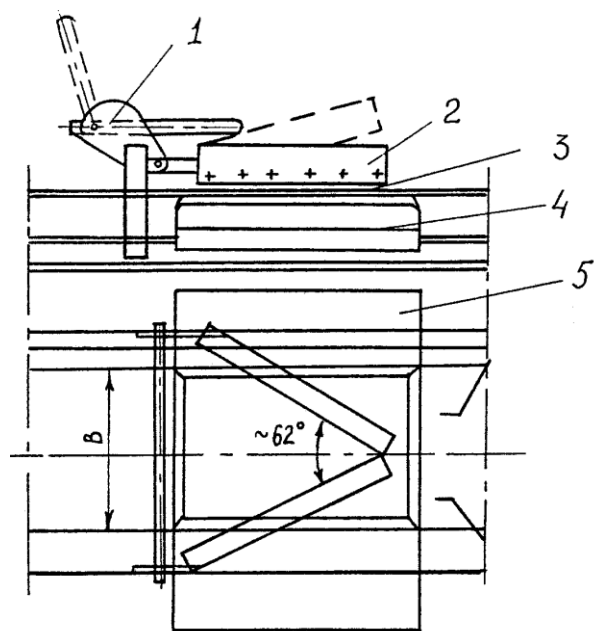
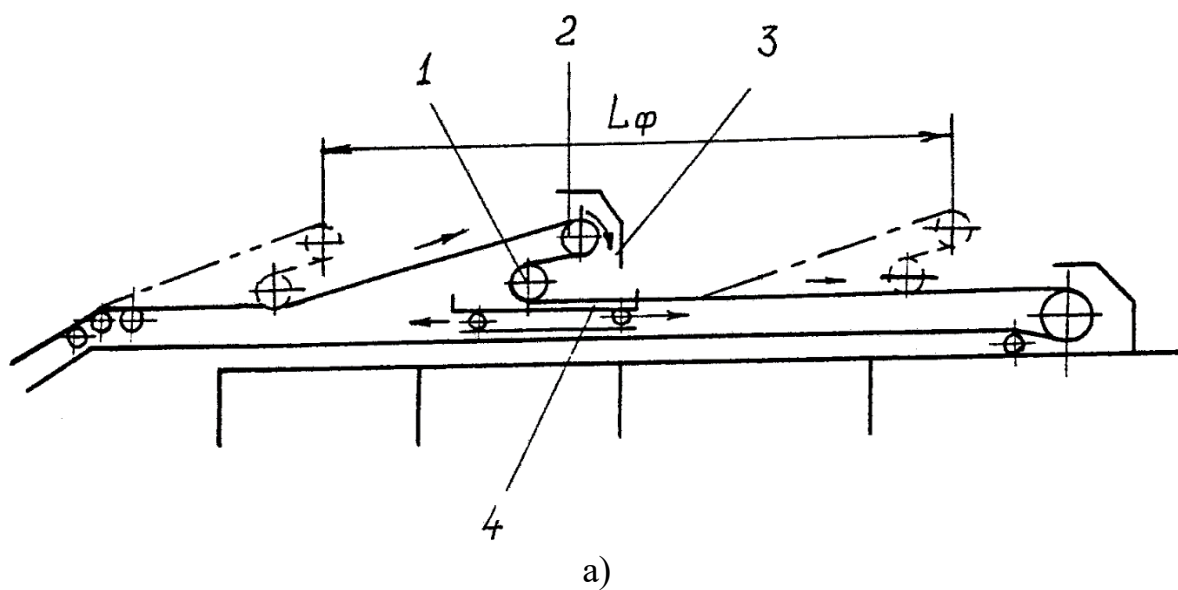
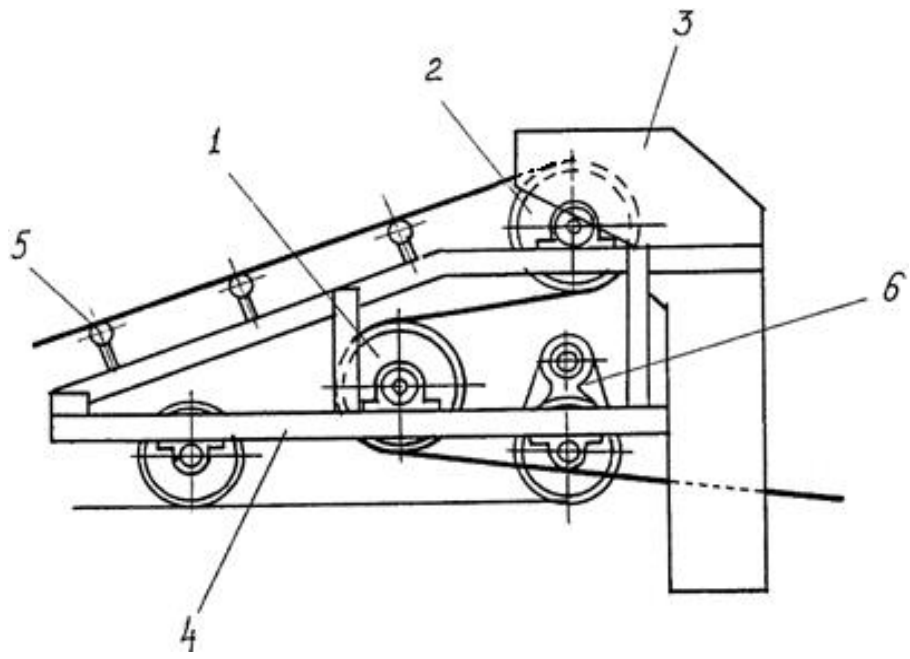


Рис. 6.5 Плужковый разгрузатель





б)

Рис. 6.6. Схема барабанного разгрузителя.

Лабораторная работа №7
ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА БЫСТРОМОНТИРУЕМОГО БАШЕННОГО
КРАНА

Задание:

1. Изучить общее устройство крана.
2. Изучить схему монтажа крана.
3. Изучить схему запасовки грузового каната.
4. Изучить схему запасовки тягового каната.
5. Изучить схему запасовки монтажного каната.
6. Вычертить схему общего вида башенного крана.
7. Вычертить схему запасовки каната (по заданию преподавателя).

Описание устройства башенного крана

Быстромонтируемым башенным краном называют краны с оперативным временем монтажа не более 30 мин. Конструкция таких кранов обеспечивает установку крана в рабочее состояние и перевод крана в транспортное положение с помощью собственных механизмов без разборки его на отдельные узлы и сборочные единицы. Они могут устанавливаться стационарно на фундаменте или специальной крестовине с пригрузами бетонными блоками, выполняться на самоходном шасси, прицепными, на рельсовом ходу.

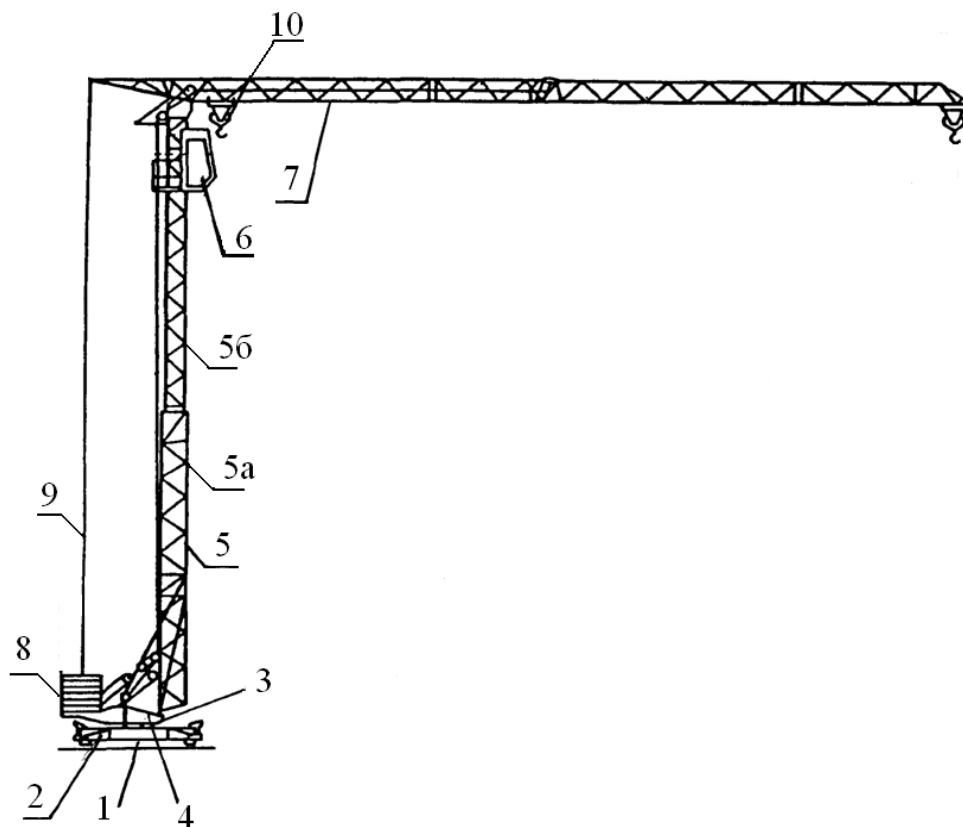
Монтаж и демонтаж крана заключается в раскладывании башни и стрелы и перевод башни в вертикальное положение – перед началом работ и складывании стрелы и телескопировании башни с переводом в транспортное положение – после окончания работы на строительном объекте.

На рисунке 7.1 приведен общий вид быстромонтируемого башенного крана. Кран может устанавливаться на бетонных блоках стационарно или на рельсовый путь.

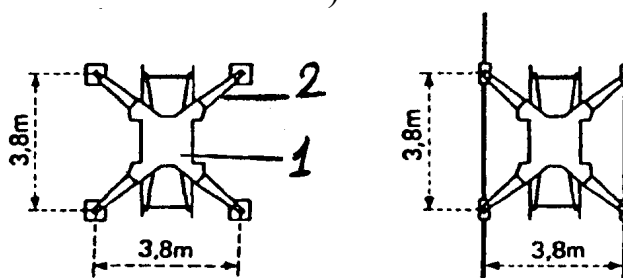
Кран состоит из несущей рамы 1 и балок 2, образующих опорную крестовину, опорно-поворотного устройства 3, поворотной платформы 4, на которой смонтированы башня 5 с кабиной управления 6 и стрелой 7, противовеса 8, лебедок механизмов и механизма поворота.

Балки 2 – выдвижные, при монтаже крана они выдвигаются из направляющих несущей рамы, при демонтаже – вдвигаются. На конце балок крепятся опорные башмаки – при стационарном варианте, или ходовые тележки – при установке крана на рельсовый путь.

Башня крана состоит из корневой секции 5а, шарнирно прикрепленной к кронштейну поворотной платформы, и выдвижной секции 5б, телескопируемой канатным полиспастом.



а)



б) в)

Рис. 7.1. Общий вид крана башенного:

а – общий вид крана на рельсовом пути; б – стационарная установка основания крана; в – установка основания крана на рельсовом пути

Стрела шарнирно прикреплена к башне. Она состоит из двух шарнирно соединенных между собой секций. В горизонтальном положении стрела удерживается посредством тяги 9. Стрела треугольного сечения, нижние пояса фермы одновременно являются ездовыми балками, по которым перемещается грузовая каретка 10. В смонтированном положении стрела устанавливается горизонтально. При необходимости увеличения высоты подъема груза она может устанавливаться и под углом.

Устойчивость крана обеспечивается плитами противовеса 8.

Кабина закреплена в верхней части выдвижной секции башни. Оператор управляет краном с переносного радиопульта, находясь в кабине, или вне ее.

Показанный на рисунке 7.1 быстромонтируемый кран предназначен для малоэтажного строительства. Основные эксплуатационные показатели крана: грузоподъемность – $3,0 \div 1,0$ т, максимальная высота подъема: при

горизонтальной стреле – 20 м, при поднятой стреле – 33,8 м; вылет максимальный – 30 м.

Кран имеет следующие механизмы: механизм подъема груза, механизм передвижения грузовой тележки, механизм поворота.

Особенностью конструкции быстромонтируемых кранов является то, что грузовой барабан и монтажный барабан установлены соосно и приводятся во вращение от одного механизма. Специальное устройство позволяет возможность раздельного вращения барабанов.

Схема запасовки грузового каната показана на рисунке 7.2. Канат закреплен на грузовом барабане 1 и обходя поочередно блоки 3, 4, 5, 6 и 7 закрепляется на стреле.

Грузовая тележка крана передвигается с помощью канатной тяги. Тяговая лебедка 1 (рис. 7.3) установлена в верху в выдвижной секции башни. На барабане лебедки закреплены концы двух канатов – короткий 2 и длинный 8. Короткий канат, обойдя блок 3, закрепляется на каретке 4. Длинный канат 8 после закрепления на барабане поочередно огибает блоки 7, 9, 6 и 5 закрепляется со второй стороны каретки.

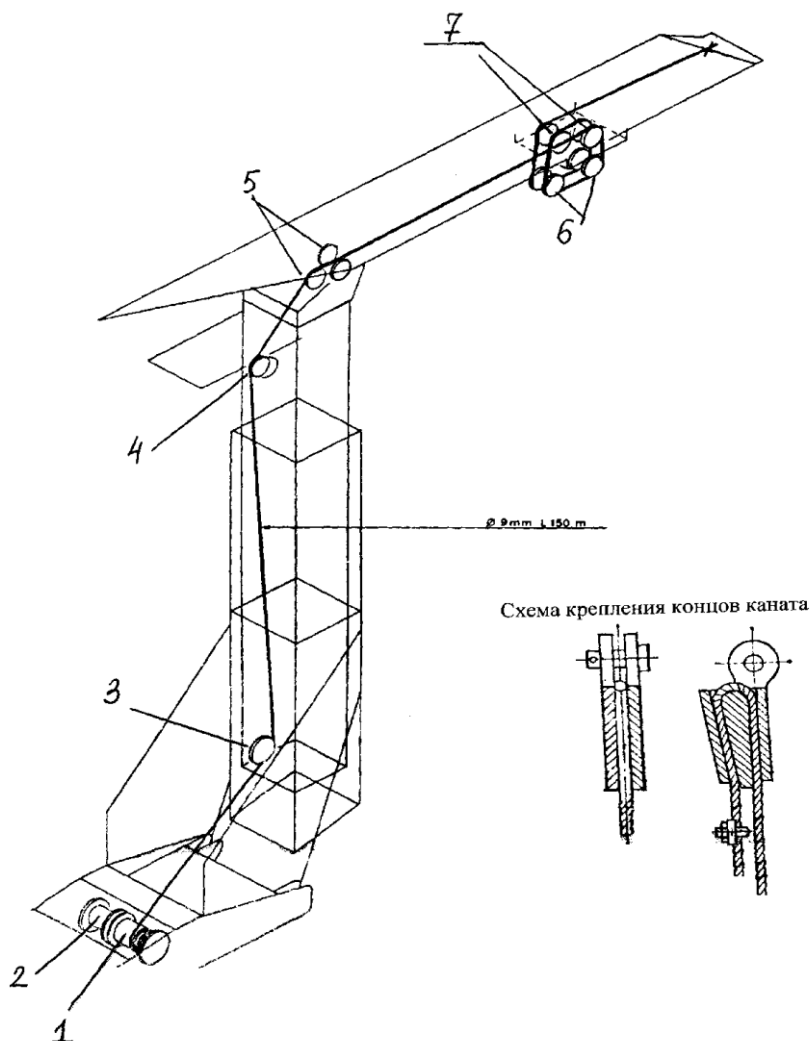


Рис. 7.2. Схема запасовки каната грузового:

1 – грузовой барабан; 2 – монтажный барабан; 3,4,5 – обводные блоки; 6 – блоки подвижной обоймы полиспаста; 7 – блоки неподвижной обоймы полиспаста

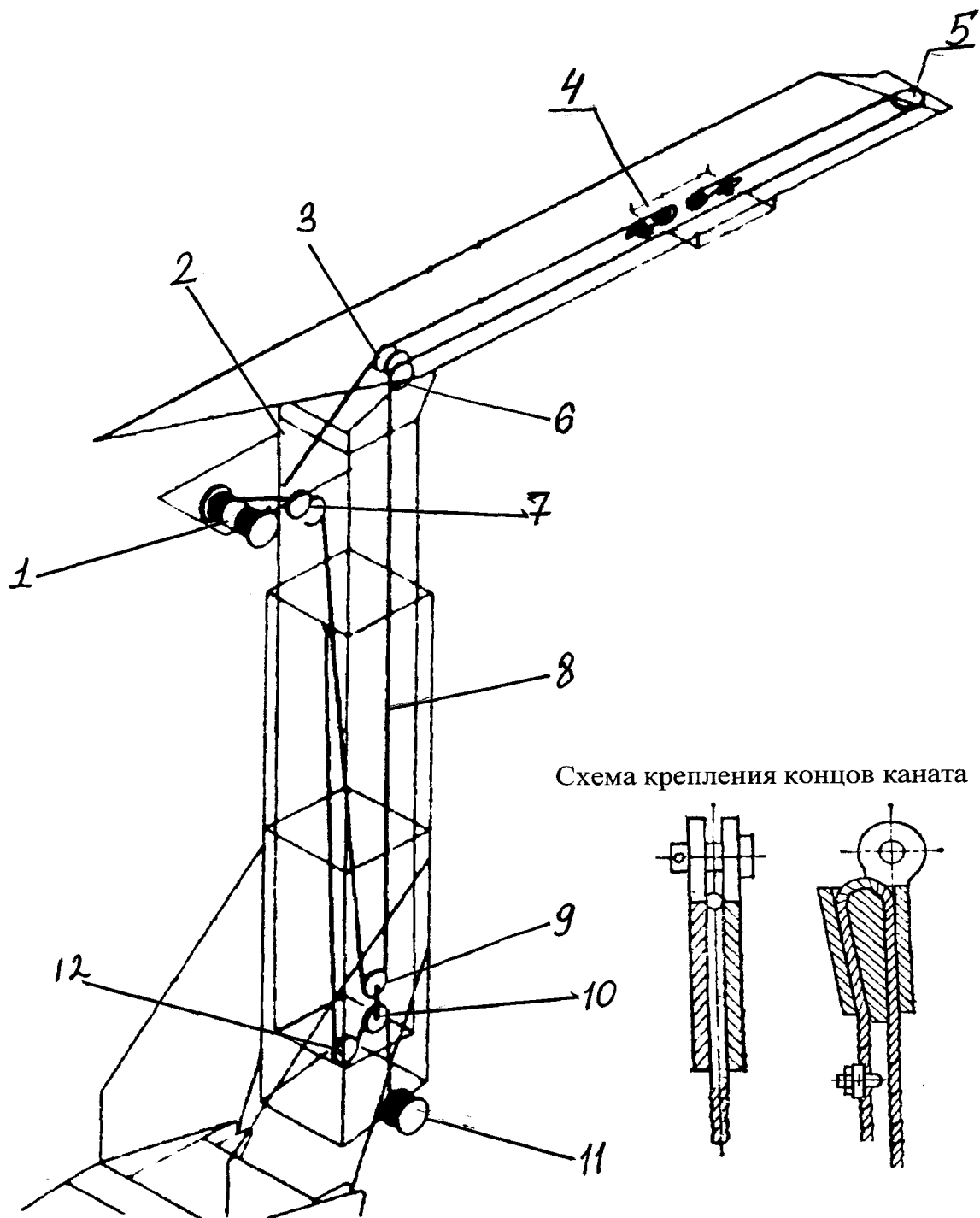


Рис. 7.3. Схема запасовки каната передвижения грузовой тележки

Блок 10 и барабан 11 посредством блока 9 осуществляют натяжение длинного каната тяговой лебедки при изменении высоты башни.

Установка башни в вертикальное положение и выдвигание башни осуществляется одним канатом, закрепленным на монтажном барабане (рис. 7.4).

М 3, М 5, М 11 и М 8 полиспаста телескопирования закреплены в верхней части корневой секции башни, а блоки М 6, М 7, М 9 и М 10 – в нижней части выдвигной секции башни. Блоки М 12 - М 22 образуют полиспаст подъема башни.

Схема запасовки каната оттяжки и удержания стрелы показана на рисунке 7.5.

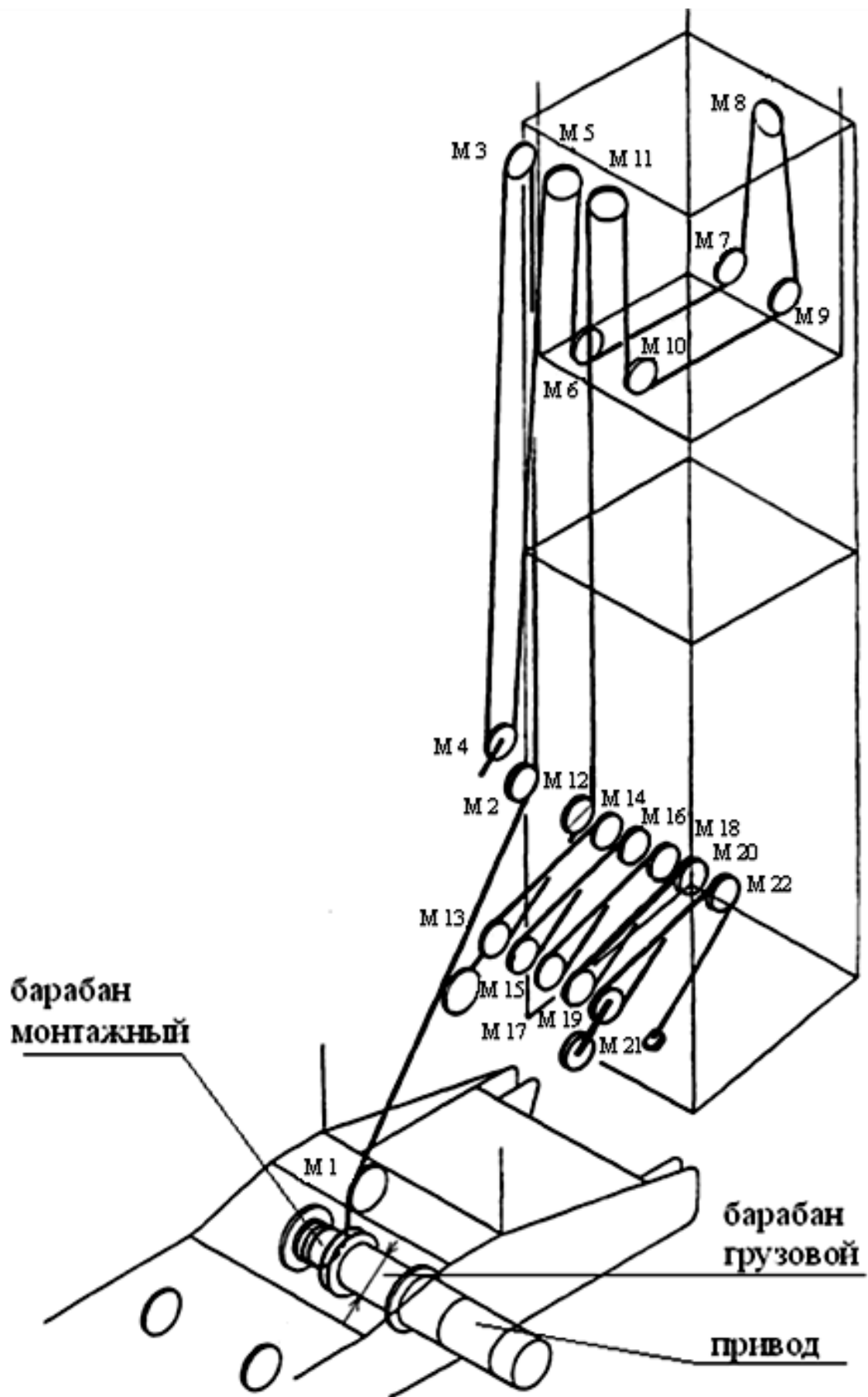


Рис. 7.4. Схема запасовки каната телескопирования башни и установки башни

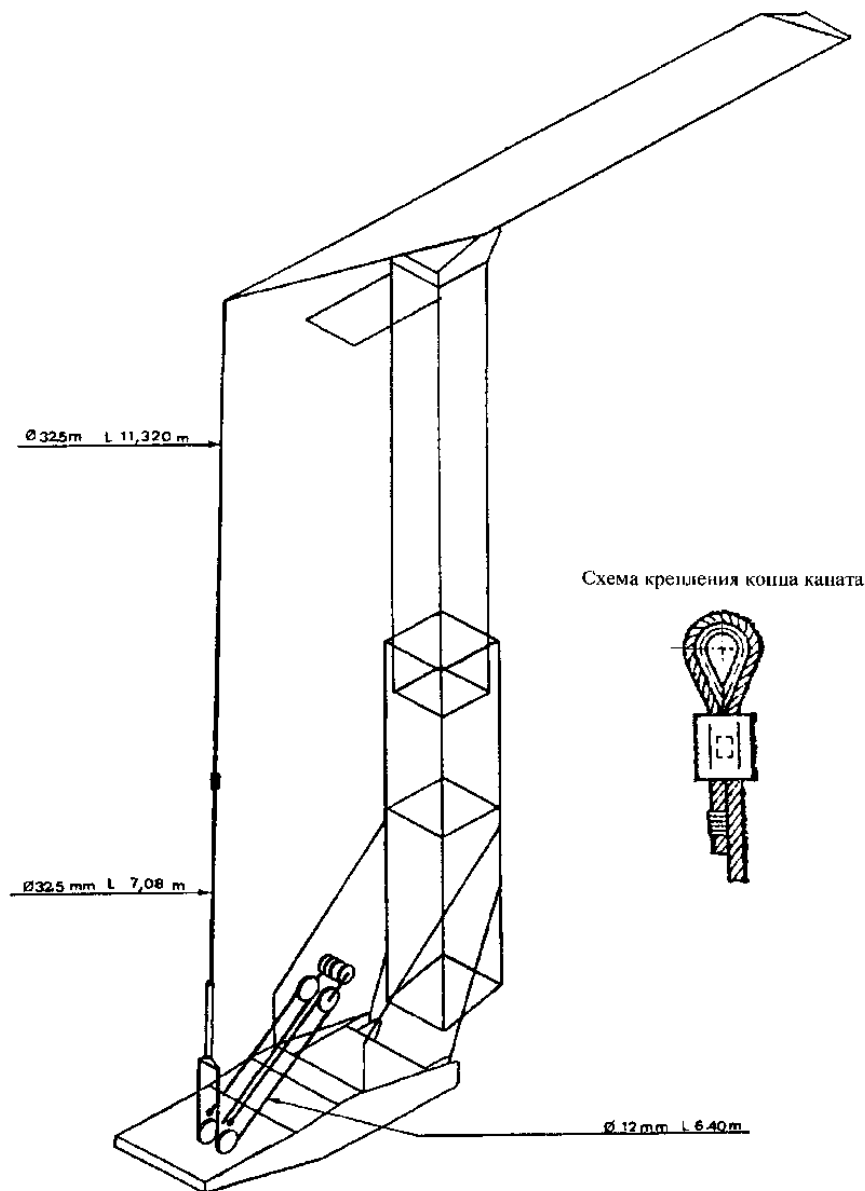


Рис. 7.5. Схема запасовки каната оттяжки и удержания стрелы

При монтаже крана и переводе его из транспортного положения в рабочее кран подключается к электропитанию, барабан грузового каната фиксируется с помощью специального приспособления и включается вращение монтажного барабана. При этом канатно-блочной системой осуществляется одновременные подъем башни, и телескопирование ее секций, и подъем стрелы. По мере выдвижения башни увеличивается длина тяги 9 (рис. 7.1), удерживающий стрелу в горизонтальном положении.

После установки башни в вертикальное положение, и полного выдвижения ее фиксатором стопорится монтажный барабан, а грузовой барабан разблокируется.

Перевод крана из транспортного положения в рабочее заканчивается.

При демонтаже крана все операции осуществляются в обратной последовательности. Опускание верхней секции башни и перевод ее в горизонтальное положение происходит под действием силы тяжести башни и стрелы.

Лабораторная работа №8 ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА МАЧТОВОЙ ПОДЪЕМНОЙ ПЛАТФОРМЫ

Задание:

1. Изучить устройство платформы и принцип ее работы.
2. Изучить механизм подъема платформы.

Подъемная платформа применяется, как мачтовая рабочая площадка с одной мачтой, так и с двумя. Она предназначена для перевозки людей вместе с инструментами и другого необходимого оборудования, а также материалов для работы на высоте.

Применима для всех видов работ: монтажа, завершающих работ, штукатурки и окрашивания зданий и промышленных объектов. Устанавливается как внутри так и снаружи зданий. Платформа управляема вверх и вниз при помощи кнопок на пульте управления, на котором находится также кнопка аварийной остановки.

Платформа имеет основы, мачту и боковые помосты, которые присоединены к главному помосту (рис. 8.1).

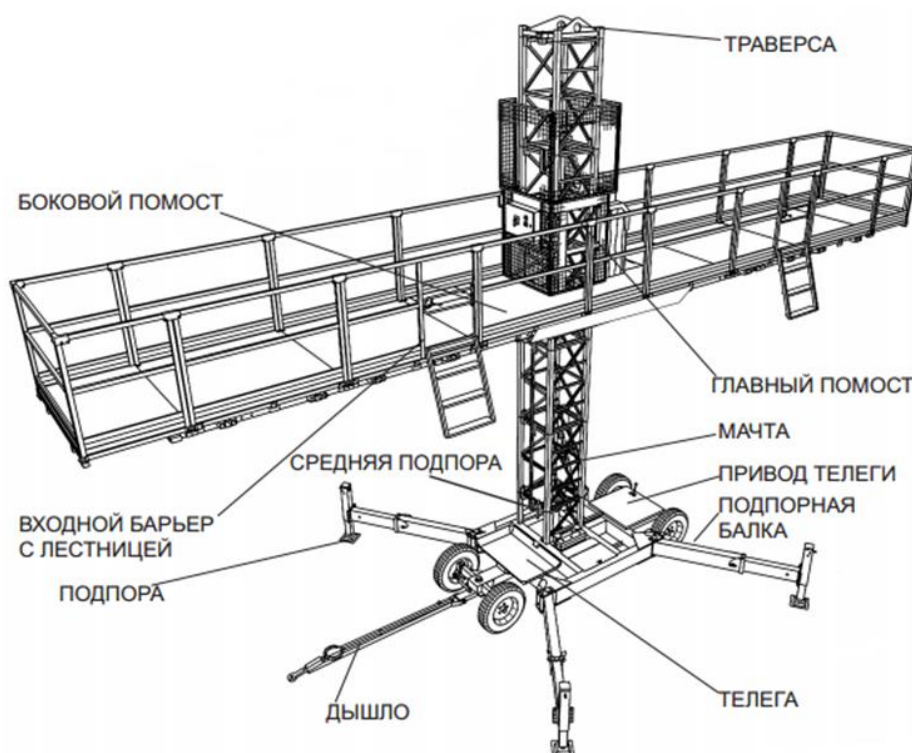


Рис. 8.1. Подъемная платформа

Телега состоит из сварной рамы с четырьмя колёсами и четырьмя выдвижными опорами, которые отклоняются. Они применяются для устойчивого положения мачты. Привод телеги облегчает передвижение машины на площадке стройки. Мачта состоит из секций решетчатой конструкции, которые монтируются одна над другой при помощи сегментных болтов (винтов). Выполнены секции из горячеоцинкованной стали. Высота секции составляет 1,25 м, масса — 82 кг. Собранная из секций мачта должна опираться на стену с

максимальным интервалом 18 м. На одной стороне секции мачты находится зубчатая рейка привода платформы (рис. 8.2).

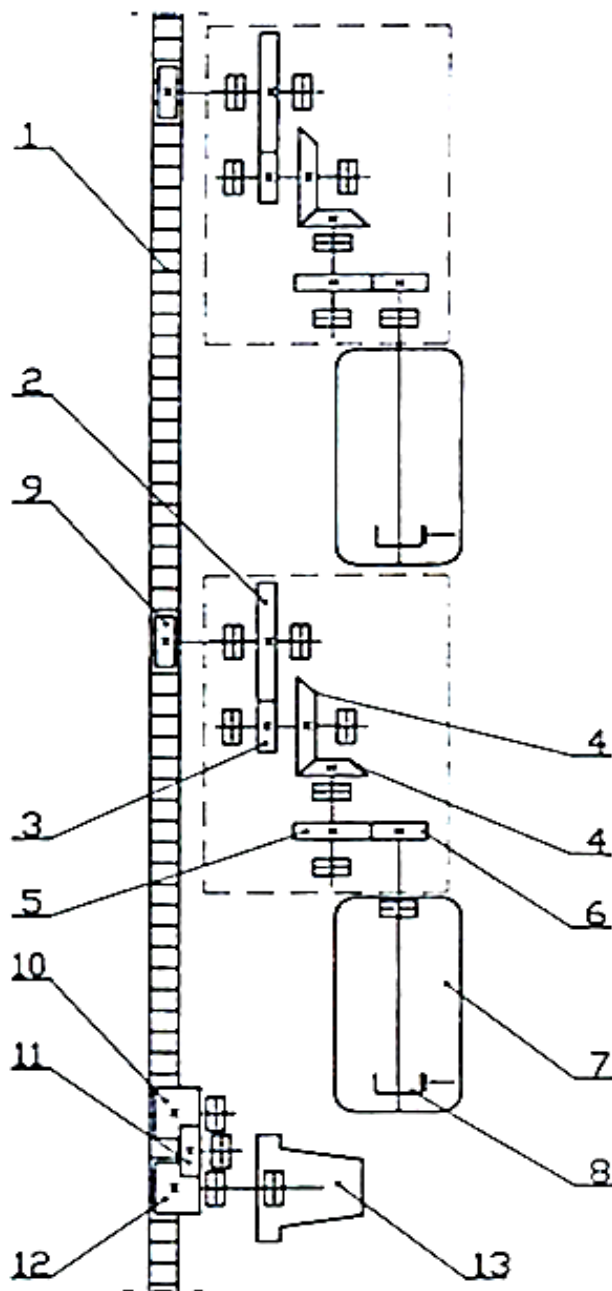


Рис. 8.2. Кинематическая схема механизма подъема:
 1 – зубчатая рейка; 2 – шестерня; 3 – вал-шестерня; 4 – конусный состав;
 5, 6 – шестерня; 7 – электродвигатели; 8 – автоматический тормоз,
 нормально замкнутый; 9, 10, 11, 12 – шестерня; 13 – захватное устройство

Для узких и тесных строительных площадок спроектирована специальная мини основа. Соединив две одномачтовые подъемные платформы, при помощи шарниров, получается двухмачтовая платформа. Это обеспечивает еще более высокую надежность и позволяет увеличить длину платформы с 13,75 м до 31,4 м. Кроме того, таким образом можно увеличить грузоподъемность почти вдвое с 2000 кг до 4200 кг.

Мачтовая подъемная платформа спроектирована с таким учётом, чтобы монтаж был лёгким и быстрым. Перед эксплуатацией необходимо произвести монтаж в следующем порядке: 1. монтаж телеги, 2. болтовое соединение первой

секции мачты, 3. монтаж приводного механизма, 4. монтаж главной платформы, 5. монтаж системы кулачков, 6. монтаж конечных выключателей.

Технические характеристики платформ представлены в табл. 8.1.

Таблица 8.1 – Технические параметры платформ

Технические данные	SC4000 одномачтовая	SC4000 двухмачтовая
Макс. длина платформы / грузоподъемность	13,75 м; 2000 кг	31,4 м; 4200 кг
Макс. свободностоящая высота с полностью выдвинутыми аутригерами	15 м	15 м
Макс. высота с анкерровкой сверху	25 м	25 м
Макс. высота с анкерровкой мачты	100 м	100 м
Расстояние между анкерами	18,5 м	18,5 м
Макс. аутригерная нагрузка	60 кН	60 кН
Макс. транспортный вес	4000 кг	8000 кг
Скорость подъема	6,0 м/мин	6,0 м/мин
Горячеоцинкованные мачтовые секции	1256 мм; 82 кг	1256 мм; 82 кг
Устройства безопасности:		
- механический тормоз безопасности;	+	+
- аварийная остановка и концевые выключатели;	+	+
- электромагнитный тормоз;	+	+
- реле аварийного тока;	+	+

Лабораторная работа №9
ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ В МЕСТЕ КРЕПЛЕНИЯ КАНАТА НА БАРАБАНЕ
ЛЕБЕДКИ ПРИЖИМНЫМИ ПЛАНКАМИ

Цель работы: изучить процесс взаимодействия каната с барабаном под прижимными планками в месте его крепления.

Лабораторное оборудование: Установка. Набор грузов.

Методические указания к изучению крепления каната

Конструкция крепления каната на барабане должна быть надежно, удобной для смены каната и достаточно простой в изготовлении. Существует много различных конструкций, но наибольшее распространение имеет крепление каната планками, прижимающие канат к барабану.

Расчет узла крепления каната к барабану можно выполнить двум; способами; приближенно, без учета сил трения между канатом и барабаном и более точно, когда эти силы входят в расчет. Рассмотрим эти случаи, когда на барабане в зоне крепления находится одна ветвь (рис. 9.1).

Прочность крепления каната к барабану будет обеспечена, если усилие в канате не будет превышать определенной силы $S_{кр}$ создаваемой прижимными планками и более точно с учетом сил трения каната о барабан на участках между планками.

Сила трения между канатом и планкой, а также между канатом и барабаном на участке AB под планкой:

$$F = P(f + f_1) = P f_0, \quad (1)$$

где f – коэффициент трения каната с барабаном;

f_1 – коэффициент трения каната о планку, определяемый по формуле

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

f_0 – приведенный коэффициент трения $f_0 = f + f_1$;

P – нормальное усилие, действующее на планку (усилие затяжки болта);

β – угол наклона боковой грани зажимной канавки на планке (на установке $\beta = 30^\circ$).

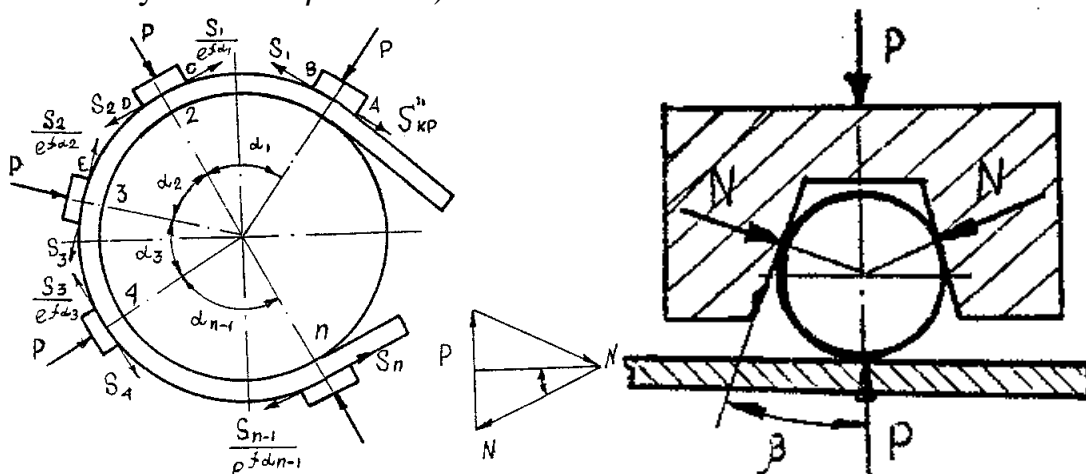


Рис. 9.1. Расчетная схема

Для установленных планок:

$$S'_{кр} = F_n = P \cdot f_0 \cdot n. \quad (2)$$

Более точно усилие крепления каната $S''_{кр}$ можно определить, учитывая дополнительно силы трения между канатом и барабаном на участках $B-C$; $D-E$ и т. д.

В этом случае имеем следующие зависимости:

$$S_1 = S''_{кр} - F; \quad (3)$$

$$S_2 = \frac{S_1}{e^{f\alpha_1}} - F; \quad (4)$$

$$S_3 = \frac{S_2}{e^{f\alpha_2}} - F; \quad (5)$$

$$S_4 = \frac{S_3}{e^{f\alpha_3}} - F; \quad (6)$$

$$S_n = \frac{S_{n-1}}{e^{f\alpha_{n-1}}} - F.$$

Предполагаем, что сила затяжки болтов на всех планках n и углы обхвата канатом барабана между планками одинаковы, тогда

$$\alpha_1 = \alpha_2 = \alpha_3 = \dots = \alpha_{n-1} = \alpha.$$

За крайней точкой усилие в канате равно нулю, т.е.

$$S_n = 0.$$

Если, например $S_n = S_5 = 0$, то $\frac{S_4}{e^{f\alpha}} - F = 0$; $S_4 = F e^{f\alpha}$.

Подставляем значение величины в уравнения, для S_3 , S_2 и S_1 получим

$$S_4 = \frac{S_3}{e^{f\alpha}} - F; F e^{f\alpha} = \frac{S_3}{e^{f\alpha}} - F;$$

$$S_3 = F(e^{f\alpha})^2 + F e^{f\alpha};$$

$$S_2 = F(e^{f\alpha})^3 + F(e^{f\alpha})^2 + F e^{f\alpha};$$

$$S_1 = F(e^{f\alpha})^4 + F(e^{f\alpha})^3 + F(e^{f\alpha})^2 + F e^{f\alpha}.$$

При числе планок n :

$$S_1 = F(e^{f\alpha})^{n-1} + F(e^{f\alpha})^{n-2} + \dots + F(e^{f\alpha})^2 + F e^{f\alpha}$$

или

$$S_1 = F \left[(e^{f\alpha})^{n-1} + (e^{f\alpha})^{n-2} + \dots + (e^{f\alpha})^2 + e^{f\alpha} \right].$$

В квадратных скобках заключена сумма $n - 1$ членов геометрической прогрессии ее знаменателем $q = \frac{1}{e^{f\alpha}}$ и первым членом $a = (e^{f\alpha})^{n-1}$.

Тогда можно записать

$$S_1 = FQ,$$

где Q – сумма данной геометрической прогрессии

$$Q = \frac{a(q^m - 1)}{q - 1},$$

где $m = n - 1$,

$$Q = \frac{(e^{f\alpha})^{n-1} \left[\frac{1}{(e^{f\alpha})^{n-1} - 1} \right]}{\frac{1}{(e^{f\alpha})^{n-1} - 1}} = \frac{e^{f\alpha} - (e^{f\alpha})^n}{1 - e^{f\alpha}}.$$

Из уравнения (3) имеем:

$$S_1 = S''_{кр} - F;$$

$$S''_{кр} = S_1 + F = FQ + F = F(Q + 1) = F \left[\frac{e^{f\alpha} - (e^{f\alpha})^n}{1 - e^{f\alpha}} + 1 \right] = F \frac{1 - (e^{f\alpha})^n}{1 - e^{f\alpha}}.$$

Из уравнения (1) $F = Pf_0$.

Окончательно имеем:

$$S''_{кр} = Pf_0 \frac{1 - (e^{f\alpha})^n}{1 - e^{f\alpha}}. \quad (7)$$

Табл. 9.1 – Показатели функции $e^{f\alpha}$

	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0,0	1,0000	1,0101	1,0202	1,0305	1,0406	1,0513	1,0616	1,0725	1,0833	1,0942
0,1	1,1052	1,1163	1,1275	1,1388	1,1503	1,1618	1,1735	1,1853	1,1972	1,2092
0,2	1,2214	1,2337	1,2461	1,2586	1,2712	1,2840	1,2869	1,8100	1,3231	1,3364
0,3	1,3499	1,3634	1,3371	1,3910	1,4049	1,4181	1,4933	1,4477	1,3623	1,4770

Порядок выполнения работы

1. Рассчитать значение $S'_{кр}$ и $S''_{кр}$ по формулам (2) и (7), задаваясь различными значениями P . Поскольку рассматривается случай, когда канат может скользить только по барабану, то в формулах следует принимать

$$f_0 = f = 0,12.$$

2. Произвести затяжку всех болтов на величину соответствующей силе P (все болты затягиваются с одинаковым усилием).

3. Установить индикаторы перемещений до контакта с прижимными планками, заметив показания их стрелок.

4. Установить на стенде грузы и $Q' = 2S'_{кр}$ и $Q'' = 2S''_{кр}$ (значения $S'_{кр}$ и $S''_{кр}$ удваиваются, т.к. усилия Q' и Q'' распределяются на две ветви каната).

Индикаторы покажут степень устойчивости узла под действием критической силы.

Критическим состоянием узла следует считать момент смещения, последней планки. Установить значение критического веса груза. $Q_{ф,кр}$, результат занести в таблицу 9.2.

5. Определить степень влияния сил трения: между канатом и барабаном на участке крепления.

6. Определить экспериментальные значения

Табл. 9.2

Сила затяжки болтов	Теоретические значения		Критический вес груза $Q_{ф,кр}$, даН (кГс)	$S''_{кр}$ $S'_{кр}$	$Q_{ф,кр}$ $S'_{кр}$	$Q_{ф,кр}$ $S''_{кр}$
	$S'_{кр}$, даН (кГс)	$S''_{кр}$, даН (кГс)				
P_1						
P_2						
P_3						

Примечание: 1 кгс = 0.980665×даН; 1 кгс = 9.80665×Н.

Содержание отчета

Теоретический расчет усилий крепления. Схема лабораторной установки или рис. 9.1. Результаты эксперимента. Анализ влияния сил трения каната о барабан на величину силы крепления каната.

Лабораторная работа №10
ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА ОГРАНИЧИТЕЛЕЙ ДЛЯ АВТОМАТИЧЕСКОЙ
ОСТАНОВКИ МЕХАНИЗМОВ ГРУЗОПОДЪЕМНОГО КРАНА

Целью работы является изучение устройства ограничителей для автоматической остановки механизмов передвижения и поворота, а также автоматического отключения грузовой (стреловой) лебедки башенного крана.

Оборудование: модель башенного крана КБ-403Б.

Задание

1. Изучить устройство и принцип работы концевой защиты башенного крана: ограничителей поворота, передвижения, высоты подъема груза и грузоподъемности.

2. Вычертить и кратко описать: схемы установки датчика ограничителя ОГП-1 на кране КБ-403Б, структурную и принципиальную электрические схемы ограничителя грузоподъемности.

Назначение устройств концевой защиты

Грузоподъемные машины с электрическим приводом снабжены устройствами концевой защиты, автоматически останавливающими механизм подъема груза при подходе грузозахватного устройства к верхнему допустимому положению, механизм подъема стрелы при подходе к ее верхнему упору, механизм передвижения крана и механизм передвижения грузовой тележки при подходе к концевым упорам.

Ограничители конечных положений механизмов представляют собой систему, состоящую из конечного выключателя и воздействующего на него устройства.

Методические указания по изучению устройства ограничителей концевой защиты грузоподъемных кранов

Ограничитель высоты подъема груза (рис. 10.1) состоит из концевого выключателя 1, рычага 3 с грузом 5, удерживаемого от падения тросиком 6. Размыкающий контакт концевого выключателя находится в цепи контактора, осуществляющего включение двигателя механизма подъема, или в цепи защиты крана.

При подъеме груза до предельного верхнего уровня обойма подвески 4 поднимает рычаг с грузом, что приводит к размыканию контакта 2, отключению подъемного двигателя и замыканию тормоза.

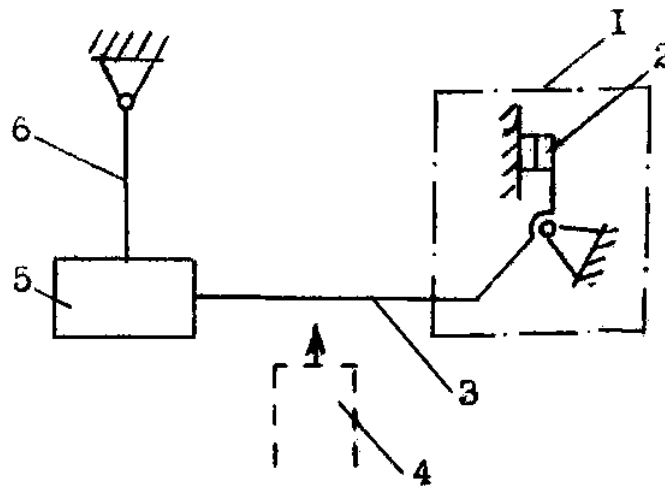


Рис. 10.1. Ограничитель высоты подъема

Ограничитель поворота (рис. 10.2) состоит из конечного выключателя ВУ-250, вал которого через встроенный в выключатель редуктор (с передачей 1-50) с помощью шестерни 3 связан с зубчатым венцом 2 опорно-поворотного шарикового круга. Конечный выключатель крепится на кронштейне к поворотной платформе 1. Вращение крана вызывает поворот вала конечного выключателя и размыкание контактов выключателя при достижении валом определенного положения. Регулируют ограничитель изменением положения кулачковых шайб в выключателе ВУ-250.

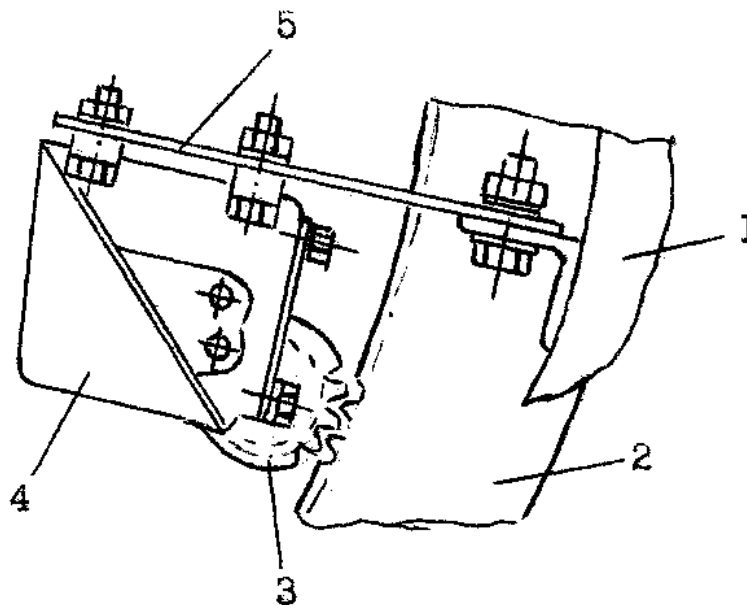


Рис. 10.2. Ограничитель поворота с приводным конечным выключателем:
1 - поворотная платформа; 2 - венец опорно-поворотного устройства; 3 - шестерня; 4 - конечный выключатель; 5 - кронштейн

Ограничитель передвижения крана и тележек (рис. 10.3а) состоит из концевого выключателя 1 и профилированной линейки 2. В ограничителях хода кранов концевой выключатель установлен на кране, а линейка - на основании кранового пути; в ограничителях хода тележек концевой выключатель расположен на пролетном строении крана, линейка - на тележке. При подходе

крана к крайнему допустимому положению ролик концевого выключателя наезжает на скошенную часть линейки, в результате чего размыкается контакт концевого выключателя и отключается механизм передвижения. Отключающая линейка применяется с конечным выключателем КУ-701, имеющим возвратное устройство, под действием которого рычаг выключателя, будучи выведен из рабочего положения, возвращается в это положение после снятия нагрузки.

Отключающий упор (рис. 10.3б) применяется вместе с конечным выключателем КУ-704, не имеющим возвратного устройства. Рычаг этого выключателя может находиться в трех положениях: рабочем и двух отключенных. Рычаг поворачивается в отключенное положение и возвращается в рабочее при обратном движении кран с помощью упора.

Концевой выключатель ограничителя хода башенного крана или тележки должен быть установлен так, чтобы он срабатывал на расстоянии крана до упора, равном не менее полного пути торможения.

Регулирование ограничителей передвижения заключается в установке отключающих линеек или упоров.

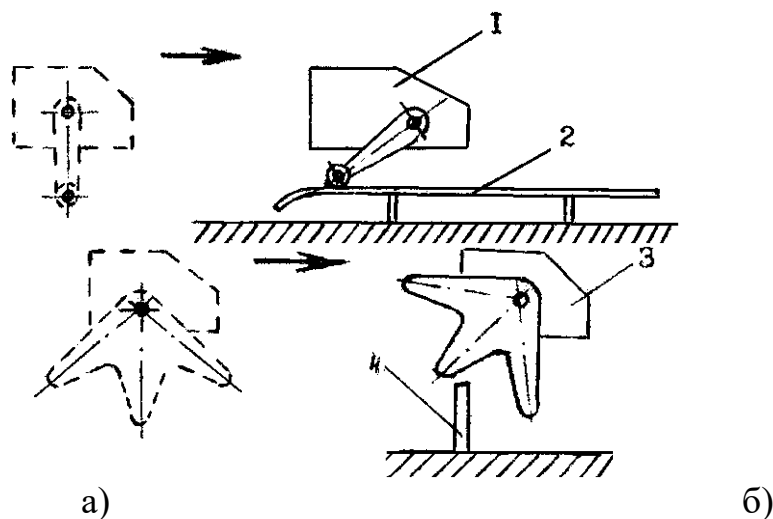


Рис. 10.3. Ограничители передвижения:

а - с отключающей линейкой; б - с отключающим упором;

1 - конечный выключатель КУ-701; 2 - линейка; 3 - конечный выключатель КУ-704; 4 - упор

Ограничители грузоподъемности. Для защиты кранов КБ-403Б от перегрузки при подъеме груза, превышающего допустимый для данного вылета, используют электромеханический ограничитель грузоподъемности ОГП-1.

Схема установки датчика ограничителя грузоподъемности на кране КБ-403Б показана на рис. 10.4.

Датчик усилия (рис. 10.4) является динамометром, преобразующим посредством рычажной системы и потенциометра усилие динамометрического кольца в пропорциональный электрический сигнал. Датчик усилия 1 установлен в стреловом расчале 2. Необходимое соотношение между усилием в стреловом расчале и усилием, действующим на датчик, устанавливается с помощью регулировочной стяжной гайки 3, фиксируемой контргайками 4 и 5. Датчик усилия помещен в металлическом корпусе водозащищенного исполнения.

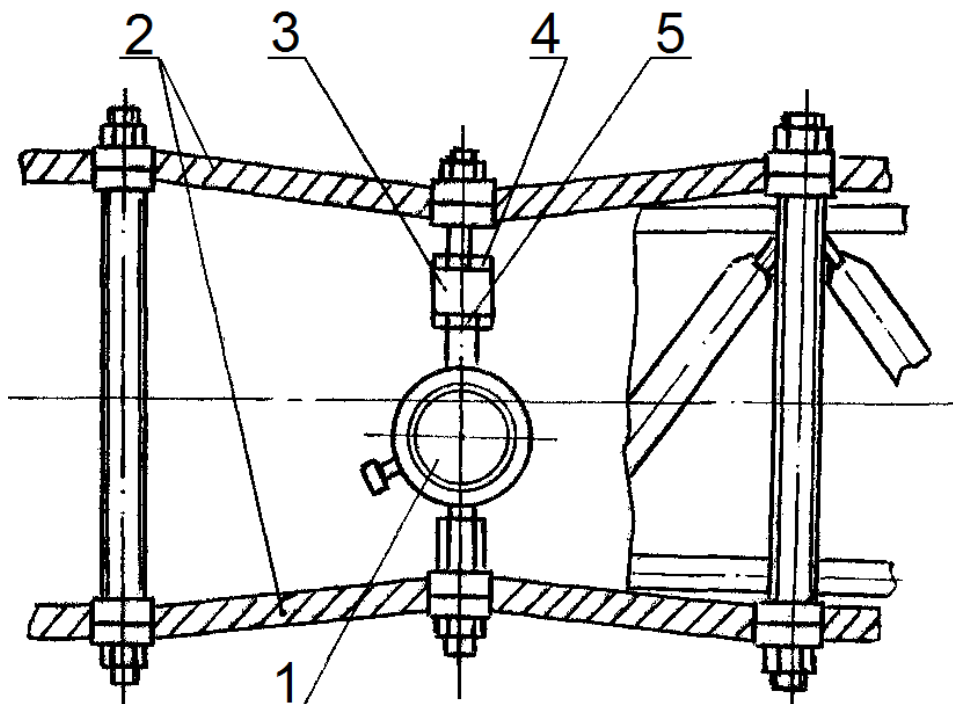


Рис. 10.4. Установка датчиков ограничителя ОГП-1:
1 - датчик усилия; 2 - расчал стрелы; 3 - стяжная гайка; 4-5 - контргайки

В кабине управления крана установлены релейный блок и панель сигнализации. Структурная схема ограничителя дана на рис. 10.5.

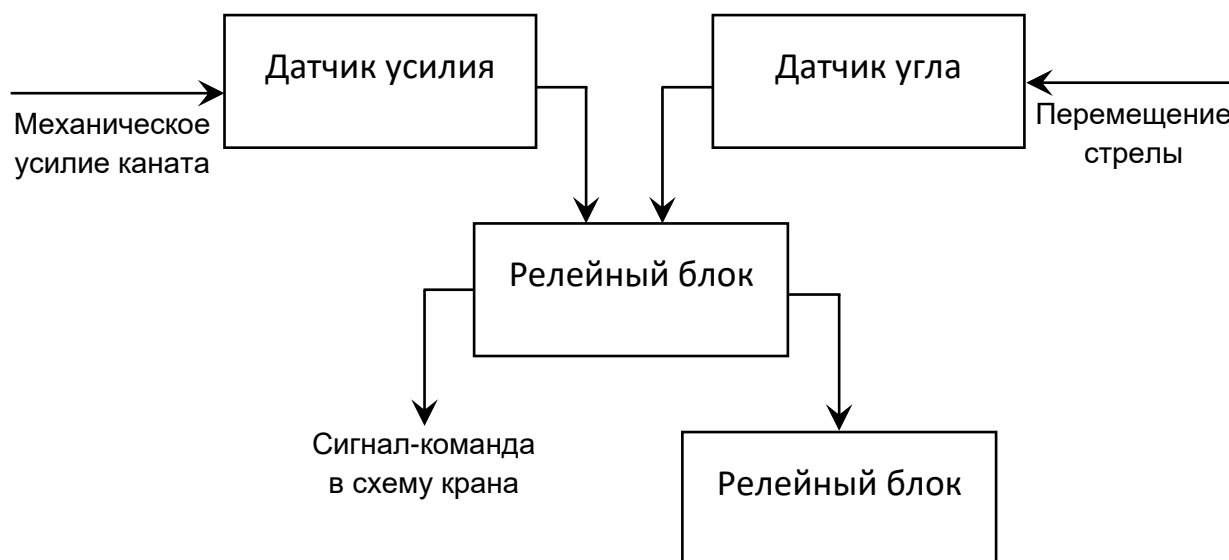


Рис. 10.5. Структурная схема ограничителя грузоподъемности ОГП-1

Релейный блок предназначен для сравнения электрических сигналов от датчика усилия и выдачи соответствующих команд прибором панели сигнализации и исполнительным органам крана.

Панель сигнализации является индикаторным устройством, позволяющим наблюдать по шкале миллиамперметра степень загрузки крана, а по сигнальным лампам – включенное состояние исполнительного устройства.

Электрическая схема ограничителя грузоподъемности ОГП-1 крана КБ-403Б приведена на рис. 10.6. Схема предусматривает шесть различных характеристик, переключаемых в зависимости от ветрового района и высоты крана. Характеристики устанавливаются с помощью переключателя на релейном блоке.

Ограничитель ОГП-1 питается постоянным током напряжением 12 В от блока питания, для чего включают тумблер S1 на релейном блоке. При отсутствии груза на крюке или при работе с допустимым по массе грузом поляризованное реле нагрузки КР, включенное в диагональ моста, находится под током и его замыкающий контакт закрыт. На реле К1 подано питание. Реле К2 обесточено, так как контакт К1 в цепи его катушки разомкнут. На реле К3 подано питание, и его замыкающий контакт закрыт, что обеспечивает нормальную работу цепи управления крана. На панели сигнализации горит зеленая лампа Н2.

При перегрузке крана, вызванной подъемом груза, превышающего грузоподъемность крана, или опусканием стрелы с грузом, превысившим грузоподъемность на данном вылете, появление недопустимого усилия в датчике усилия сопровождается изменением сопротивления потенциометра R1. и обесточиванием реле КР. Замыкающий контакт КР открывается и отключает реле К1.

Замкнувшийся контакт К1 включает катушку реле К2. Размыкающий контакт К2 размыкает с выдержкой времени 1,3-1,5с цепью катушки реле К3. Контакт К3 в цепи линейного контактора крана размыкается, запрещая подъем груза и опускание стрелы. Замыкающий контакт К2 включает аварийную красную лампу Н1 панели сигнализации. При опускании груза или подъеме стрелы усилие в стреловом расчале уменьшается, и схема ОГП-1 возвращается в исходное состояние.

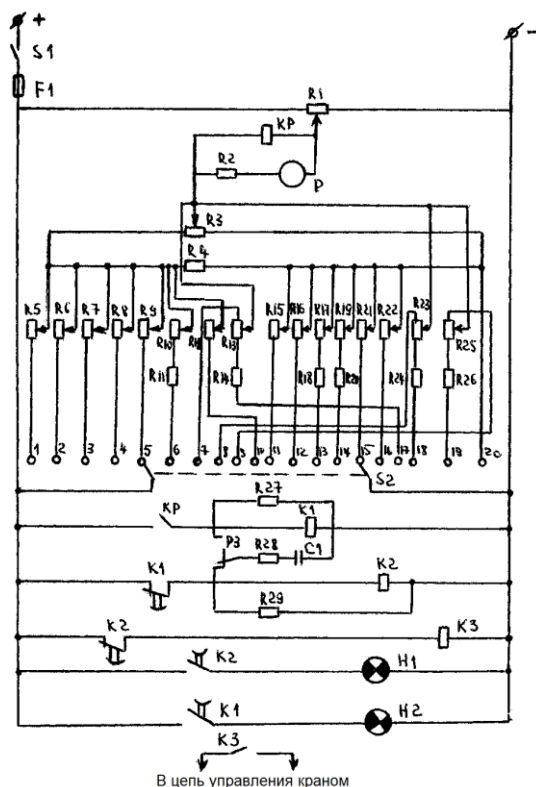


Рис. 10.6. Принципиальная электрическая схема ограничителя грузоподъемности ОГП-1

2.3 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ

Индивидуальные задания и методические указания к выполнению контрольных работ для студентов, обучающихся по заочной форме, выдаются преподавателем на установочной лекции. Задание состоит из двух частей:

1. Написать реферативную работу на одну из следующих тем:

Классификация ПТМ. Стандартизация и унификация при проектировании.

Характеристика ГПМ классификация по группам режима работ: класс использования и режим нагружения.

Силовое оборудование. Приводы ГПМ.

Тяговые органы ГПМ: канаты, выбор канатов.

Блоки, барабаны, звездочки конструктивные параметры.

Грузозахватные устройства для штучных и сыпучих грузов.

Тормозные устройства. Выбор тормоза.

Ходовое оборудование ГПМ. Тип крановых колес.

Опорно-поворотные устройства кранов

Устойчивость стреловых кранов.

Домкраты. Классификация.

Лебедки, тали ручные и электрические.

Мостовые и козловые краны. Классификация. Конструктивные разновидности.

Башенные краны. Классификация.

Стреловые самоходные краны. Типовые особенности.

Строительные подъемники. Классификация.

Приборы и устройства безопасности ГПМ.

Общая характеристика. Основные параметры транспортирующих машин.

Ленточные конвейеры. Определение сопротивлений движению.

Ковшовые элеваторы. Классификация. Основы расчета.

2. Выполнить расчёт механизм передвижения мостового крана или её грузовой тележки в соответствии с вариантом из следующей таблицы:

№ варианта	Механизм передвижения мостового крана	Проектные параметры					
		Грузоподъемность, т	Пролет, м	Скорость передвижения крана, м/мин	Скорость передвижения тележки, м/мин	Высота подъема груза, м	Группа режимов работы
1	Механизм передвижения мостового крана	1,0	10	24	–	–	2М
2		1,25	12	20	–	–	2М
3		1,6	14	40	–	–	3М
4		2,0	23	30	–	–	4М
5		2,5	11	50	–	–	5М
6		3,2	20	75	–	–	4М
7		4,0	19	60	–	–	3М
8		5,0	11	80	–	–	4М
9		6,3	15	100	–	–	5М
10		8,0	17	60	–	–	4М

№ варианта	Механизм	Проектные параметры					
		Грузоподъемность, т	Пролет, м	Скорость передвижения крана, м/мин	Скорость передвижения тележки, м/мин	Высота подъема груза, м	Группа режимов работы
11	Механизм передвижения грузовой тележки	1,0	–	–	20	4,0	2М
12		1,25	–	–	24	4,5	2М
13		1,6	–	–	30	5,0	3М
14		2,0	–	–	40	8,0	4М
15		2,5	–	–	50	10	5М
16		3,2	–	–	30	12	4М
17		4,0	–	–	40	14	3М
18		5,0	–	–	50	10	4М
19		6,3	–	–	30	14	5М
20		8,0	–	–	40	12	4М

2.4 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Целью курсового проектирования является получение практических навыков проектирования и расчета грузоподъемных и транспортирующих машин, применяемых в строительстве и при механизации процессов по перемещению грузов.

Курсовой проект выполняется по одной из грузоподъемных машин. В проекте разрабатывается общий вид машины, основные механизмы и несущая металлоконструкция крана. Выполняются расчеты проектных параметров приводных механизмов и достаточной нагрузочной способности элементов конструкции.

Объем графической части проекта – 4 листа формата А1, объем расчетно-пояснительной записки – 35-40 страниц формата А4.

Оформление материалов курсового проекта выполняется в соответствии с ТНПА РБ.

Примерный перечень тем курсовых проектов:

- электрическая таль;
- мостовой однобалочный кран (опорный и подвесной);
- мостовой двухбалочный кран;
- тележка мостового крана с двумя механизмами подъема;
- козловой кран;
- велосипедный кран;
- консольный передвижной кран;
- автомобильный кран;
- гусеничный кран;
- башенный кран.

III КОНТРОЛЬ ЗНАНИЙ

3.1 СРЕДСТВА ДИАГНОСТИКИ РЕЗУЛЬТАТОВ УЧЕБНОЙ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ

Оценка уровня знаний студента производится по десятибалльной шкале в соответствии с критериями, утвержденными Министерством образования Республики Беларусь.

Для оценки достижений студента рекомендуется использовать следующий диагностический инструментарий:

- устный и письменный опрос во время практических занятий;
- защита выполненных на практических и лабораторных занятиях индивидуальных заданий;
- защита выполненных в рамках самостоятельной работы контрольных работ;
- собеседование при проведении индивидуальных и групповых консультаций;
- защита курсового проекта;
- сдача экзамена.

3.2 ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЯ

1. Основные тенденции в развитии подъемно-транспортного машиностроения, стандартизация, унификация, нормализация.
2. Назначение и классификация ГПМ.
3. Основные параметры ГПМ: грузоподъемность, скорости, ПВ.
4. Основные параметры ГПМ: класс использования и класс нагружения кранов и механизмов (ГОСТ 25835, ИСО 4301).
5. Надежность и режимы работы машин: общие сведения (ГОСТ 13556 и ГОСТ 22827), характеристика рабочего процесса.
6. Надежность и режимы работы машин: методика учета режима работы (эксплуатации) при прочностных расчетах.
7. Виды нагрузок, нагрузка от весовых воздействий.
8. Виды нагрузок, ветровые нагрузки.
9. Виды нагрузок, инерционные нагрузки.
10. Виды нагрузок, расчетное сочетание нагрузок.
11. Силовое оборудование: общая характеристика.
12. Электропривод: виды, конструкции электродвигателей и их преимущества и недостатки
13. Электропривод: способы токоподвода, особенности работы электропривода грузоподъемных машин, режима нагрева электродвигателей, ПВ.
14. Электропривод: последовательность подбора эл.двигателя.
15. Силовое оборудование: привод от двигателя внутреннего сгорания.
16. Объемный гидропривод: преимущества и недостатки, типы гидродвигателей.
17. Объемный гидропривод: схемы работы гидроприводов, техническая характеристика.
18. Пневмопривод и ручной привод.
19. Канаты стальные: изготовление, типы свивки, сердечники.
20. Канаты стальные: род свивки, вид свивки, направление свивки.

21. Канаты стальные: изготовление, конструкции канатов, преимущества и недостатки.
22. Расчет и выбор стальных канатов.
23. Влияние выбора диаметра каната на конструкции сопрягаемых элементов, а также на собственную прочность и долговечность, расчет стропа состоящего из четырех ветвей.
24. Крепление концов стальных канатов.
25. Сварные цепи.
26. Пластинчатые цепи.
27. Канатные барабаны: изготовление, конструкция, типы рабочих поверхностей.
28. Канатные барабаны: схемы и принципы работы канатоукладчиков.
29. Канатные барабаны: способы крепления концов канатов на барабане (схемы и принцип работы).
30. Расчет канатного барабана на прочность, схемы соединения канатного барабана с редуктором.
31. Канатные блоки.
32. Полиспасты: определение, классификация, КПД.
33. Полиспасты: схемы, уравнильный блок (балансир), кратность, влияние выбора значения кратности на работу механизма подъема.
34. Грузозахватные устройства: крюки, крюковые блочные обоймы.
35. Грузозахватные устройства: крюковые блочные обоймы, стропы.
36. Захваты для штучных грузов, опрокидные и раскрывающиеся бабды.
37. Электромагнитные и вакуумные захваты.
38. Грейферы: назначение, конструкции, масса грейфера.
39. Конструкция и работа двух- и четырехканатного грейферов, приводные грейферы.
40. Конструкция и работа крюкового (одноканатного) штангового грейфера, приводные грейферы.
41. Остановы и тормоза: общие требования, классификация тормозных устройств.
42. Остановы.
43. Колодочные тормоза: одно- и двухколодочные, конструкции, расчет.
44. Колодочные тормоза: толкатели.
45. Колодочные тормоза: расчет тормоза с приводом от электромагнита и с электрогидравлическим приводом.
46. Ленточные тормоза: классификация, расчетная схема тормоза.
47. Ленточные тормоза: преимущества и недостатки.
48. Тормоза с осевым нажатием: принципы работы, преимущества и недостатки.
49. Тормоза с осевым нажатием: расчетная схема тормоза, расчет сил.
50. Тормоза с осевым нажатием: грузоупорные тормоза.
51. Тормозные устройства для регулирования скорости: центробежный дисковый тормоз.
52. Тормозные устройства для регулирования скорости: гидравлический тормоз.
53. Тормозные устройства для регулирования скорости: электроиндукционный тормоз.

- 54.Тормозные устройства для регулирования скорости: порошковые электромагнитные тормоз.
- 55.Схемы механизмов подъема груза.
- 56.Механизмы подъема груза: виды соединений барабана с редуктором.
- 57.Механизмы подъема груза: классификация, преимущества и недостатки.
- 58.Установившееся движение и пуск механизма подъема: расчет.
- 59.Установившееся движение и торможение механизма подъема: расчет.
- 60.Последовательность выбора и расчета электродвигателя механизма подъема.
- 61.Механизмы передвижения кранов: общая характеристика.
- 62.Механизмы передвижения кранов: рельсокошесное ходовое оборудование.
- 63.Механизмы передвижения кранов: пневмокошесное ходовое оборудование.
- 64.Механизмы передвижения кранов: гусеничное ходовое оборудование.
- 65.Принципальные схемы механизмов передвижения с рельсокошесным ходовым оборудованием.
- 66.Сопротивление передвижению кранов с рельсокошесным ходовым оборудованием.
- 67.Сопротивление передвижению кранов с пневмокошесным ходовым оборудованием.
- 68.Сопротивление передвижению кранов с гусеничным ходовым оборудованием.
- 69.Сопротивление передвижению при канатном механизме передвижения.
- 70.Нагрузки в механизмах передвижения при пуске: расчет.
- 71.Нагрузки в механизмах передвижения при торможении: расчет.
- 72.Механизмы изменения вылета стрелы: классификация, принципы работы.
- 73.Механизмы изменения вылета стрелы: классификация, преимущества и недостатки.
- 74.Механизмы изменения вылета стрелы: схема и расчет механизма изменения вылета качанием стрелы.
- 75.Механизмы изменения вылета стрелы: схемы механизмов с жесткой кинематической связью.
- 76.Схемы механизмов поворота самоходных кранов.
- 77.Схемы механизмов поворота стационарных кранов.
- 78.Определение моментов сопротивления в опорах крана на неподвижной колонне.
- 79.Процесс пуска механизма поворота: расчет.
- 80.Процесс торможения механизма поворота: расчет.
- 81.Устойчивость свободно стоящих стреловых кранов: принцип работы классификация.
- 82.Устойчивость свободно стоящих стреловых кранов: методы расчета.
- 83.Устойчивость козловых кранов.
- 84.Лебедки механизмов подъема: классификация, конструкции.
- 85.Лебедки механизмов подъема: классификация, принципы работы.
- 86.Лебедки механизмов подъема: многоскоростные лебедки.
- 87.Лебедки механизмов подъема: подвесные лебедки (тали).
- 88.Лебедки механизмов подъема: фрикционные лебедки.
- 89.Лебедки механизмов подъема: лебедки со шпилевыми барабанами и с канатоведущими шкивами.

90. Лебедки механизмов подъема: лебедки с ручным приводом.
91. Подъемные механизмы-домкраты: классификация, конструкции.
92. Подъемные механизмы-домкраты: классификация, принципы работы.
93. Строительные башенные краны: классификация и общая характеристика.
94. Строительные башенные краны: конструкции.
95. Монтаж и демонтаж башенных кранов с поворотной башней.
96. Башенные краны энергетического и промышленного строительства.
97. Самоходные стреловые краны: классификация и общая характеристика.
98. Самоходные стреловые краны: стреловое оборудование.
99. Самоходные стреловые краны: выносные опоры.
100. Краны мостового типа: классификация.
101. Мостовые краны: классификация, конструкции и общая характеристика.
102. Козловые краны: классификация, конструкции и общая характеристика.
103. Кабельные краны: классификация, конструкции и общая характеристика.
104. Строительные подъемники: классификация и общая характеристика.
105. Строительные подъемники: конструкция строительного подъемника, область применения, преимущества и недостатки.
106. Строительные подъемники: конструкция грузопассажирского подъемника, область применения, преимущества и недостатки.
107. Строительные подъемники: конструкция многоклетьевого шахтного подъемника, область применения, преимущества и недостатки.
108. Строительные подъемники: конструкция безканатного подъемника.
109. Выжимные и рычажные подъемники: телескопический выжимной и типа нюрнбергские ножницы.
110. Выжимные и рычажные подъемники: винтовые и рычажные подъемники.
111. Конструктивные особенности пассажирских и грузопассажирских подъемников.
112. Контрольно-предохранительные устройства башенных и стреловых самоходных кранов.
113. Классификация и основные виды транспортирующих машин.
114. Условия и режимы работы конвейеров.
115. Характеристика материалов, транспортируемых конвейерами.
116. Общие сведения о ленточных конвейерах.
117. Конструкции конвейерных лент и способы соединения их концов.
118. Роликовые опоры и ролики ленточных конвейеров.
119. Приводные устройства ленточных конвейеров.
120. Натяжные устройства ленточных конвейеров.
121. Общие сведения о пластинчатых конвейерах.
122. Устройство, основные параметры и настилы пластинчатых конвейеров.
123. Цепи, опорные катки, ролики, привод, натяжные устройства и опорные конструкции пластинчатых конвейеров.
124. Общие сведения об элеваторах.
125. Устройство, способы наполнения и разгрузки ковшовых элеваторов.
126. Тяговые элементы, привод, натяжные устройства и направляющие шины ковшовых элеваторов.
127. Принцип действия, разновидности скребковых конвейеров.

128. Основные параметры, преимущества и недостатки, области применения скребковых конвейеров.
129. Конвейеры с высокими и с погруженными скребками.
130. Винтовые конвейеры.
131. Роликовые конвейеры. Неприводные роликовые конвейеры.
132. Роликовые конвейеры. Приводные роликовые конвейеры.
133. Устройство, преимущества и недостатки пневматического транспорта сыпучих материалов.
134. Питатели, сопла, затворы и фильтры пневматического транспорта сыпучих материалов.
135. Отделители, трубопроводы и воздуходувные машины пневматического транспорта сыпучих материалов.
136. Гравитационные устройства транспортирующих установок.
137. Бункеры транспортирующих установок.
138. Сводообразование в бункерах транспортирующих установок и способы борьбы с ним.
139. Бункерные затворы и питатели транспортирующих установок.

IV ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ

4.1 УЧЕБНАЯ ПРОГРАММА

4.1.1 Введение

Учебная программа по учебной дисциплине «Подъемно-транспортные машины» разработана для специальности 1-36 11 01 «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование (по направлениям)».

Целью изучения учебной дисциплины является формирование знаний, навыков проектирования, расчета и эксплуатации грузоподъемных, транспортирующих и погрузочно-разгрузочных машин, применяемых в строительстве, при механизации процессов по перемещению грузов.

Основными задачами преподавания учебной дисциплины являются: обеспечить фундаментальную подготовку студентов по вопросам конструирования и расчетов механизмов и отдельных узлов, и деталей машин, обеспечивающих выполнение технологических процессов по перемещению штучных и сыпучих грузов.

Учебная дисциплина базируется на знаниях, полученных при изучении таких дисциплин как: «Теоретическая механика», «Математика», «Детали машин», «Теория механизмов и машин», «Гидравлика, гидромашины и гидропривод» и др. Знания и умения, полученные студентами при изучении данной дисциплины, необходимы для освоения последующих специальных дисциплин и дисциплин специализаций, таких как: «Монтаж, эксплуатация и ремонт подъемно-транспортных машин», «Диагностика кранов», «Специальные методы расчета грузоподъемных машин», «Специальные краны», «Эксплуатация строительных, дорожных и подъемно-транспортных машин» и др.

В результате изучения учебной дисциплины «Подъемно-транспортные машины» студент должен:

знать:

- области применения основных видов подъемно-транспортных машин (далее – ПТМ);
- тенденции развития ПТМ;
- конструктивное исполнение грузоподъемных машин (далее – ГПМ);
- конструктивное исполнение транспортирующих машин;
- конструктивное исполнение погрузочно-разгрузочных машин;
- особенности расчета механизмов и узлов ПТМ;
- основы выбора основных параметров ПТМ;
- способы повышения надежности ПТМ;

уметь:

- рассчитывать типовые механизмы кранов;
- обосновывать выбор грузозахватных приспособлений;
- определять основные параметры машин с учетом требований нормативных документов;
- выполнять необходимые расчеты, исходя из требования обеспечения надежности и долговечности проектируемых устройств;

- соблюдать основные положения норм техники безопасности, регламентируемых «Правилами по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов»;

владеть:

- основами проектирования ПТМ;
- основами безопасной эксплуатации ГПМ;
- методами технического диагностирования.

4.1.2 Компетенции

Освоение данной учебной дисциплины должно обеспечить формирование следующих компетенций:

АК-1. Уметь применять базовые научно-теоретические знания для решения теоретических и практических задач.

АК-2. Владеть системным и сравнительным анализом.

АК-3. Владеть исследовательскими навыками.

АК-4. Уметь работать самостоятельно.

АК-5. Быть способным порождать новые идеи (креативность).

АК-6. Владеть междисциплинарным подходом при решении проблем.

АК-7. Иметь навыки, связанные с использованием технических устройств, управлением информацией и работой с компьютером.

АК-8. Обладать навыками устной и письменной коммуникации.

АК-9. Уметь учиться, повышать свою квалификацию в течение всей жизни.

СЛК-5. Быть способным к критике и самокритике (критическое мышление).

СЛК-6. Уметь работать в команде.

СЛК-7. Самостоятельно приобретать и использовать в практической деятельности новые знания и умения, в том числе в новых областях знаний, непосредственно не связанных со сферой деятельности.

ПК-1. Работать с юридической литературой и трудовым законодательством.

ПК-6. Владеть современными средствами инфокоммуникаций.

ПК-10. Владеть методами определения технико-экономических показателей ПТМ и строительных и дорожных машин (далее – СДМ).

ПК-11. Владеть методами расчета энергетических, кинематических, динамических и силовых параметров ПТМ и СДМ и их проектирования.

ПК-12. Владеть методами контроля параметров машин (ПТМ и СДМ), применяемых в строительном комплексе.

ПК-13. Владеть методами диагностирования и оценки остаточного ресурса конструкций, механизмов и деталей ПТМ и СДМ.

ПК-14. Владеть методами монтажа, наладки, испытаний ПТМ и СДМ, лифтов и подъемников.

ПК-15. Владеть способами оценки и уменьшения вредного влияния ПТМ и СДМ на окружающую среду.

ПК-16. Оценивать патентоспособность технических решений, проводить патентные исследования.

ПК-17. Обеспечивать при проектировании безопасность конструкций ПТМ и СДМ.

ПК-18. В составе группы специалистов по проектированию ПТМ и СДМ, лифтов и подъемников или самостоятельно разрабатывать перспективный план развития отдельных машин, выполнять технико-экономическое обоснование структурной единицы машины или машины в целом.

ПК-19. Рассчитывать и проектировать ПТМ и СДМ, лифты и подъемники общего и специального назначения, работающих в условиях динамического нагружения в повторно-кратковременном режиме.

ПК-20. Применять теорию, методы расчета и режимы работы ПТМ и СДМ машин при физическом и математическом моделировании процессов.

ПК-21. Осуществлять оптимизацию параметров несущих конструкций, отдельных структурных единиц ПТМ и СДМ с целью снижения их металлоемкости и энергозатрат на изготовление и ремонт.

ПК-22. Разрабатывать техническое задание на проектируемую структурную единицу машины или машину в целом с учетом результатов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ.

ПК-23. Осуществлять авторский надзор за созданием или реконструкцией структурной единицы машины или машины в целом в пределах соответствующей компетенции.

ПК-24. Рассчитывать и анализировать надежность работы машин, агрегатов и комплекса машин с учетом их условий эксплуатации.

ПК-25. Анализировать технологичность процесса производства и ремонта ПТМ и СДМ.

ПК-26. Проводить испытания при подготовке производства, вводе ПТМ и СДМ, лифтов и подъемников в эксплуатацию, а также проводить диагностику при эксплуатации этих машин.

ПК-27. Намечать основные этапы научных исследований по производственно-технологической и ремонтно-эксплуатационной деятельности.

ПК-33. Осуществлять поиск, систематизацию и анализ информации по перспективам развития СДМ и ПТМ, инновационным технологиям, проектам и решениям.

ПК-34. Определять цели инноваций и способы их достижения.

ПК-35. Работать с научной, технической, патентной литературой по ПТМ и СДМ;

ПК-36. Разрабатывать бизнес-планы создания нового оборудования по ПТМ и СДМ.

ПК-37. Оценивать конкурентоспособность и экономическую эффективность разрабатываемого оборудования по ПТМ и СДМ.

ПК-38. Проводить опытно-технологические исследования для создания и внедрения нового оборудования ПТМ и СДМ, его опытно-промышленную проверку и испытания.

4.1.3 Содержание учебного материала

РАЗДЕЛ I. ГРУЗОПОДЪЕМНЫЕ МАШИНЫ

Тема 1.1. Общая характеристика грузоподъемных машин и их нагруженности

Основные параметры и классификация ГПМ. Нагрузки. Грузоподъемность, грузовой момент, скорости движения (подъема, передвижения, поворота), пролет, вылет груза, ГОСТ 1575.

Классификация ГПМ. Простейшие грузоподъемные устройства, подъемники, краны, краны пролетного типа: мостовые, козловые, краны стрелового типа: поворотные, краны на колонне, передвижные самоходные, башенные, порталные, вантовые и т.д.; крюковые, грейферные, магнитные, опорного типа и подвесные.

Классы использования ГПМ. Время цикла, класс использования. Режим нагружения, группы классификации механизмов. Группы режима работы (классификации) кранов. Влияние групп режима работы на прочность и долговечность машин.

Характеристики нагрузок, действующих на грузоподъемную машину. Нагрузки весовые, инерционные, ветровые, сейсмические, испытательные. Расчет ветровых нагрузок по ГОСТ 1451-77. Расчетные сочетания нагрузок.

Тема 1.2. Силовое оборудование

Ручной и машинный привод. Привод от ДВС. Дизель-электрический привод.

Основные характеристики электропривода. Область применения и основные характеристики электродвигателей. Номинальный и максимальный моменты, развиваемые электродвигателем. Методика подбора электродвигателя для привода механизмов.

Гидравлический и пневматический приводы, характеристики и область применения.

Тема 1.3. Тяговые органы

Канаты стальные. Назначения, конструкции, основная номенклатура. Характеристики стальных канатов по ГОСТ 3241. Подбор канатов. Крепление концов стальных канатов, их расчет. Коуши, зажимы. Грузовые цепи и звездочки, подбор цепей.

Тема 1.4. Устройства для направления и навивки тяговых органов

Типы и конструкции блоков и барабанов для однослойной и многослойной навивки каната на барабан.

Тема 1.5. Канатно-блочные системы

Силовые и скоростные полиспасты. Определение натяжений тягового органа силовых и скоростных полиспастов.

Тема 1.6. Грузозахватные органы для штучных и сыпучих грузов

Крюки и крюковые обоймы. ГОСТ 2105 на крюки. Расчет элементов крюковых обойм. Стропы, конструкции и расчет. Клещевые захваты и их расчет. Конструкция эксцентрикового захвата. Подъемные электромагниты. Вакуумные захваты.

Грейферы двухканатные, одноканатные, моторные. Элементы расчета грейфера.

Тема 1.7. Тормоза

Назначение, классификация, области применения. Характеристика фрикционных материалов. Колодочные, ленточные и дисковые тормоза. Тормоза автоматические, управляемые, спускные. Конструкция и расчет колодочного, ленточного и дискового тормозов.

Тема 1.8. Ходовое оборудование

Классификация, характеристика ходового оборудования. Рельсоколесное, пневматическое и гусеничное ходовое оборудование. Установка и привод крановых рельсовых ходовых колес.

Допустимые значения удельного опорного давления на опорные элементы.

Тема 1.9. Теория и расчет механизмов подъема

Принципиальная схема и составные части механизма подъема. Схемы передачи крутящих моментов с вала редуктора на барабан в однобарабанных реверсивных лебедках. Статистический, кинематический и динамический расчеты. Определение параметров двигателя и тормоза.

Тема 1.10. Теория и расчет механизмов передвижения

Принципиальные схемы механизмов передвижения пролетных и стреловых кранов с рельсоколесным ходовым оборудованием, с общим и отдельным приводом. Сопротивление передвижению. Статический, кинематический и динамический расчеты. Определение максимально-допустимого ускорения. Определение параметров двигателя и тормоза. Механизм передвижения с канатной (или с цепной) тягой.

Тема 1.11. Теория и расчет механизмов изменения вылета

Принципиальные схемы механизма изменения вылета. Механизмы изменения вылета подъемом и опусканием стрелы, передвижением тележки (каретки) по стреле. Механизм с тяговым полиспастом. Типы механизмов изменения вылета подъемом (опусканием) стрелы: реечный, винтовой, гидравлический, секторный, кривошипно-шатунный. Расчет механизмов изменения вылета. Определение параметров двигателя и тормоза.

Тема 1.12. Теория и расчет механизмов вращения

Принципиальные схемы механизмов вращения. Назначение муфт предельного момента в составе механизма вращения, их конструкция и расчетные параметры.

Статический, кинематический и динамический расчеты механизма вращения, определение параметров двигателя и тормоза.

Опорно-поворотные устройства (далее – ОПУ). ОПУ кранов с разнесенными и совмещенными опорами. Шариковый и роликовый опорно-поворотные круги. Определение нагрузок на ОПУ и их расчеты.

Тема 1.13. Устойчивость кранов

Уравнение устойчивости стреловых свободностоящих кранов против опрокидывания. Определение устойчивости. Устойчивость пролетных кранов.

Тема 1.14. Конструкция и расчет вспомогательных грузоподъемных машин

Домкраты. Классификация, базовые параметры и область использования. Конструкция и расчет винтовых, реечных и гидравлических домкратов.

Лебедки. Классификация, типаж и базовые параметры. Электрические, ручные тали.

Тема 1.15. Башенные краны

Классификация, типаж и базовые параметры. Конструктивные разновидности. Краны с поворотной стрелой и поворотной башней, приставные и передвезные.

Методы монтажа, демонтажа, транспортировки башенных кранов. Расчетная схема нагруженности и методика определения усилий в элементах башенных кранов. Особенности расчета механизмов. Расчет башенных кранов по РД 22-186-86.

Тема 1.16. Стреловые самоходные краны

Классификация, типаж, базовые параметры и область применения.

Краны с индивидуальным электро- и гидроприводом; с групповым приводом механизмов.

Конструктивные разновидности кранов. Автомобильные краны с приводом механизмов от двигателя автомобиля. Пневмоколесные краны с приводом механизма передвижения от двигателя крановых механизмов. Краны на специальном шасси с отдельными двигателями для привода крановых механизмов и для передвижения кранов.

Гусеничные краны. Выносные опоры колесных кранов и раздвижные гусеницы гусеничных кранов.

Кинематические схемы механизмов самоходных стреловых кранов. Силовое оборудование и системы управления механизмами самоходных кранов. Стреловое оборудование самоходных кранов; прямые стрелы с удлинением вставками и гуськом; башенно-стреловое оборудование, телескопические стрелы.

Методы определения грузовых характеристик кранов.

Тема 1.17. Козловые и мостовые краны

Классификация, типаж, базовые параметры и области применения. Конструктивные разновидности: козловые краны-консольные и безконсольные, краны с ездой по верхнему и нижнему поясу, самомонтирующиеся козловые краны. Мостовые краны: двухбалочные, однобалочные и подвесные.

Конструкции пролетных строений балочного и решетчатого типов, опорных элементов, ходового оборудования, грузовых тележек механизмов. Нагруженность и расчет пролетных строений козловых и мостовых кранов.

Тема 1.18. Строительные подъемники

Классификация, типаж и базовые параметры строительных подъемников. Конструктивные разновидности: мачтовые одно-двухстоечные; ковшовые (скиповые), грузовые и грузопассажирские подъемники. Устройство несущих конструкций, направляющих, подъемных площадок (кабин), подъемного механизма и предохранительных устройств. Ловители.

Тема 1.19. Приборы и устройства безопасности

Ограничители грузоподъемности и грузового момента, указатели грузоподъемности и угла наклона крана, сигнальные анемометры, сигнализаторы приближения к ЛЭП, противоугонные устройства, регистраторы параметров.

РАЗДЕЛ II. ТРАНСПОРТИРУЮЩИЕ МАШИНЫ

Тема 2.1. Общая характеристика транспортирующих машин и транспортируемых грузов

Назначение, классификация и область применения различных типов транспортирующих машин. Типовые параметры и характеристики.

Физико-механические свойства транспортируемых материалов. Характеристика транспортируемых материалов по гранулометрическому составу, плотности, подвижности, углу естественного откоса и состоянию материала. Методы определения этих характеристик. Сопротивление сыпучего тела сдвигу.

Тема 2.2. Ленточные конвейеры

Классификация ленточных конвейеров, назначение и область применения. Общее устройство ленточных конвейеров. Типы лент, роlikоопоры, барабаны натяжные, приводные отклоняющие. Загрузочные и разгрузочные устройства, натяжные устройства, устройства для очистки ленты.

Теория передачи усилия приводом трения. Способы увеличения тягового усилия ленточного конвейера. Определения натяжения ленты в отдельных точках контура и общего сопротивления передвижной ленты. Определения мощности привода ленточного конвейера, расчет натяжных устройств.

Тема 2.3. Пластинчатые конвейеры

Конструктивные разновидности, классификация, базовые параметры. Область применения.

Конструкция основных элементов: цепи, настилы, направляющие цепей, натяжные устройства, звездочки. Привод цепных конвейеров. Производительность безбортовых и бортовых конвейеров.

Тема 2.4. Ковшовые конвейеры-элеваторы

Классификация и базовые параметры. Область применения, схемы и конструктивные разновидности элеваторов для перемещения массовых сыпучих, кусковых и штучных грузов. Тяговые органы, приводные и натяжные устройства. Предохранительные устройства против обратного хода тягового органа. Способы загрузки и разгрузки ковшей.

Тема 2.5. Скребковые конвейеры

Классификация. Область применения. Принцип работы конвейеров с высокими скребками и с погруженными скребками.

Тема 2.6. Винтовые конвейеры

Классификация, базовые параметры, принцип действия и области применения. Конструкция винтовых конвейеров и их элементов.

Тема 2.7. Роликовые конвейеры

Классификация и базовые параметры, конструкция и принцип действия гравитационных и приводных конвейеров, и область их применения.

Тема 2.8. Оборудование для пневматического транспорта сыпучих материалов

Классификация и базовые параметры. Схемы всасывающих и нагнетательных пневматических транспортирующих установок, применяемых на строительстве. Комбинированные установки и их устройство.

Элементы пневмотранспортных установок: питатели, трубопроводы, воздуходувные насосы, отделители, фильтры, шлюзовые затворы и др.

Тема 2.9. Вспомогательное оборудование транспортирующих установок
Классификация и назначение отдельных устройств. Бункеры. Затворы бункеров: устройство, типаж и области применения. Приспособления для открывания затворов.

Питатели бункеров: устройство, типаж и области их применения.

4.1.4 Перечень тем практических занятий

1. Анализ типажа стальных проволочных канатов по ГОСТ 3241 и методов их расчета (подбора).
2. Расчет крюков грузоподъемных кранов.
3. Анализ конструкций и подбор тормозов для различных механизмов грузоподъемных кранов.
4. Расчет механизма подъема.
5. Расчет механизма передвижения рельсовых кранов.
6. Расчет ленточного конвейера.
7. Расчет цепного конвейера.

4.1.5 Перечень тем лабораторных работ

1. Изучение конструкций стальных канатов.
2. Определение напряжений в однорогом крюке.
3. Изучение устройства колодочных тормозов грузоподъемных машин.
4. Определение основных параметров механизма подъема груза.
5. Изучение устройства и рабочего процесса башенного крана серии КБ.
6. Изучение устройства ленточных конвейеров и определение тяговой силы конвейера.
7. Изучение устройства быстромонтируемого башенного крана.
8. Изучение устройства мачтовой подъемной платформы.
9. Определение сил в месте крепления каната на барабане лебедки прижимными планками.
10. Изучение устройства ограничителей для автоматической остановки механизмов грузоподъемного крана.

4.1.6 Перечень тем курсовых проектов

1. Электрическая таль.
2. Мостовой однобалочный кран (опорный или подвесной).
3. Мостовой двухбалочный кран.
4. Тележка мостового крана с двумя механизмами подъема.
5. Козловой кран.
6. Велосипедный кран.
7. Консольный передвижной кран.
8. Автомобильный кран.
9. Гусеничный кран.
10. Башенный кран.

4.1.7 Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы студентов

При изучении дисциплины рекомендуется использовать следующие формы самостоятельной работы:

- решение индивидуальных задач;
- подготовка контрольных работ по индивидуальным темам, в том числе с использованием патентных материалов;
- подготовка курсового проекта по индивидуальным заданиям, в том числе разноуровневым заданиям.

4.2 ПЕРЕЧЕНЬ УЧЕБНЫХ ИЗДАНИЙ

4.2.1 Основная литература

1. Александров, М.П. Грузоподъемные машины: Учебник для вузов. / М.П. Александров – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана – Высшая школа, 2000. – 552с.
2. Правила по обеспечению промышленной безопасности грузоподъемных кранов», утвержденные Постановлением министерства по чрезвычайным ситуациям Республики Беларусь 22 декабря 2018г. №66.
3. Тайц В.Г. Ремонт подъемно-транспортных, строительных и дорожных машин / Тайц В.Г. – Москва : Академия, 2007. – 332 с.
4. Вайнсон, А.А. Подъемно-транспортные машины: Учебник для вузов по специальности «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование» / А.А. Вайнсон. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 536с.
5. Проектирование, конструирование и расчет механизмов мостовых кранов : учебное пособие / В. П. Жегульский, О. А. Лукашук ; под ред. Г. Г. Кожушко. – Екатеринбург: Урал. ун-та, 2016. – 184 с.
6. Ромакин, Н.Е. Машины непрерывного транспорта / Н.Е. Ромакин – Москва : Академия, 2008. – 428 с.
7. Ромакин, Н.Е. Машины непрерывного транспорта : учеб, пособие для студ. высш. учеб. заведений / Н. Е. Ромакин. – М.: Издательский центр «Академия», 2008. – 432 с.
8. Спиваковский, А.О. Транспортирующие машины / А.О. Спиваковский, В.К. Дьячков – М.: Машиностроение, 1983. – 504с.

4.2.2 Дополнительная литература

9. Тайц В.Г. Безопасная эксплуатация грузоподъемных машин / В.Г. Тайц – Москва: Академкнига, 2005. – 383 с.
- 10.Справочник по кранам в 2-х томах / М.П. Александров [и др.]; под общ. ред. М.П. Александрова – Л.: Машиностроение, 540 – 1988 – 2 т.
- 11.Казак, С.А. Основы проектирования и расчета крановых механизмов / С.А. Казак – Красноярск: Изд-во Красноярского университета, 1982. – 184с.
- 12.Колесник, Н.П. Расчет строительных кранов / Н.П. Колесник – Киев: Высшая школа, 1985. – 240с.

13. Кузьмин, А.В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А.В. Кузьмин, Ф.Л. Марон. – Мн.: Высшая школа, 1983. – 349с.
14. ТКП 45-1.03-103-2009 «Краны грузоподъемные ремонт. Правила выполнения». – Мн.: Минстройархитектуры, 2009. – 81с.
15. Подъемно-транспортные машины и механизмы. Курсовое проектирование : учебно-методическое пособие / сост. : Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2018. – 302 с.