

Министерство образования и науки РФ
ФГБОУ ВО "Российский химико-технологический
университет им. Д.И. Менделеева"

Новомосковский институт (филиал)

СУМЕНКОВ А.Л., А.А. ПОДКОЛЗИН, И.И. СЕМОЧКИН,
Л.В. ЛУКИЕНКО, А.Н. АФРОСИН

**МЕХАНИЗМЫ
ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН.
Расчёт и проектирование**

*Учебное пособие
для курсового, дипломного проектирования
и разработки ВКР*

УДК 621.863.2 (075)

ББК 34.42

М55

Рецензенты:

доктор технических наук, профессор
заместитель директора ИГДиС ТулГУ

Головин К.А.

кандидат технических наук, доцент
декан факультета ТиБ ТГПУ им. Л.Н. Толстого

Потапов А.А.

***Суменков А.Л., Семочкин И.И., Подколзин А.А., Лукиенко Л.В.,
Афросин А.Н.***

Механизмы грузоподъемных машин. Расчёт и проектирование:
М55 Учеб. пособ. для курсового, дипломного проектирования и разработ-
ки ВКР / ГОУ ВПО "Российский химико-технологический универси-
тет им. Д.И. Менделеева", Новомосковский институт (филиал). Но-
вомосковск, 2015. – 101 с.

Изложены методика и порядок проектирования механизма подъема грузоподъем-
ных машин. Большое внимание уделено выбору компоновки и расчета основных эле-
ментов механизма подъема. Материал сопровождается контрольными вопросами, при-
мерами расчетов и типовыми заданиями. В пособии приведен обширный объем спра-
вочных данных, необходимых при курсовом и дипломном проектировании.

Предназначено для направлений 15.03.02 "Технологические машины и оборудова-
ние" и 18.03.02 "Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии,
нефтехимии и биотехнологии", а также может быть полезно студентам других направ-
лений и специальностей.

Табл. 12. Ил. 18. Библиогр.: 15 назв.

УДК 621.863.2 (075)

ББК34.42

© Суменков А.Л., Подколзин А.А.,
Семочкин И.И., Лукиенко Л.В.,
Афросин А.Н., 2015
© Новомосковский ин-т (филиал)
Российского химико-технологического
университета им. Д.И. Менделеева, 2015

ОГЛАВЛЕНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	5
ВВЕДЕНИЕ	6
1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ	7
1.1 Цели и задачи курсового проектирования	7
1.2 Задание на курсовое проектирование	7
1.3 Состав документов курсового проекта	9
1.4 Организационно-методические основы проектирования	10
2 КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА МЕХАНИЗМА	13
2.1 Полиспасты. Выбор. Определение основных параметров	13
2.2 Выбор стальных канатов.	15
3 ВЫБОР ТИПА КРЮКОВЫХ БЛОЧНЫХ ПОДВЕСОК.	17
4 ПРОЕКТИРОВАНИЕ БАРАБАНОВ.	20
4.1 Расчет геометрических размеров барабанов	20
4.2 Расчет барабана на прочность.	22
4.3 Крепление каната на барабане	23
5 ВЫБОР СОЕДИНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ	25
6 ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ.	28
7 ВЫБОР И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТОРМОЗА.	32
7.1 Приводы тормозов.	40
7.1.1 Электромагнитный привод	40
7.1.2 Электрогидравлический привод	42
8 ОСТАНОВЫ.	45
8.1 Расчет роликового останова	47
9 РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ И РАСЧЕТНО-ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ	50
9.1 Разработка и оформление спецификаций	50
9.2 Разработка и оформление чертежей.	51
9.3 Разработка и оформление расчетно-пояснительной записки.	53
10 ОРГАНИЗАЦИЯ ЗАЩИТЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТА	55
10.1 Подготовка доклада.	56
10.2 Перечень примерных вопросов при защите проекта.	56
11 ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТОВ	59
11.1 Пример 1. Выбор стального каната	59
11.2 Пример 2. Расчет крюковой подвески механизма подъема	60
11.3 Пример 3. Расчет храпового останова	64
11.4 Пример 4. Расчет колодочного тормоза	67

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК	74
ПРИЛОЖЕНИЯ	76
Приложение А Конструктивные особенности и технические характеристики стальных канатов	76
Приложение Б Подвески крюковые крановые	81
Приложение В Блоки стальные канатные	84
Приложение Г Заготовки однорогих крюков	86
Приложение Д Основные параметры метрической и трапеце- идальной резьб.	88
Приложение Е Подшипники упорные	91
Приложение Ж Основные размеры и параметры тормозных шківов-полумуфт	96
Приложение З Характеристики крановых электродвигателей ..	99
Приложение И Примеры оформления рабочих чертежей тор- мозного шківа-полумуфты МУВП.	100
Приложение К Примеры оформления чертежей и размеры тор- мозных колодок	101

ПРЕДИСЛОВИЕ

Опыт работы выпускников ВУЗа показывает, что в своей практической деятельности им приходится много внимания уделять организации правильной эксплуатации, технического обслуживания и ремонта грузоподъемного оборудования. Кроме того, при дипломном проектировании нового химического оборудования и технологических линий студентам приходится решать вопросы монтажа-демонтажа машин и механизмов, что без знания основ грузоподъемных машин и установок решить квалифицированно невозможно.

Решением Ученого совета НИ РХТУ им. Д. И. Менделеева в учебный план дисциплины "Детали машин" для направлений 15.03.02 "Технологические машины и оборудование" и 18.03.02 "Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии" (профиль "Машины и аппараты химических производств") были внесены дополнения, предусматривающие изучение основ работы, конструирования и расчета грузоподъемных машин и установок. Материалы этого курса используются при выполнении курсовой работы, подготовке выпускных квалификационных работ и дипломного проектирования.

При подготовке настоящего учебного пособия авторы рассмотрели вопросы, связанные в первую очередь с проектированием механизмов подъема машин и установок, как наиболее распространенных, сложных и ответственных.

В пособии уделено большое внимание развитию у студентов творческих навыков при проектировании сборочных единиц и деталей: конструированию, компоновке, расчетам, оформлению технической документации. Материал сопровождается контрольными вопросами и примерами расчетов. В пособии дан достаточный объем справочных данных, необходимых для курсового и дипломного проектирования.

Пособие ориентировано на использование студентами ГОСТов и другой нормативно-технической документации общемашиностроительного характера. Такой подход обеспечивает возможность освоения принципов правильного оформления документации на различных этапах и стадиях курсового и дипломного проектирования.

Авторы выносят глубокую благодарность рецензентам за их доброжелательные и конструктивные замечания, позволившие улучшить рукопись пособия.

ВВЕДЕНИЕ

Грузоподъемные машины и установки – высокоэффективные средства комплексной механизации и автоматизации подъемно-транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ. Применение таких машин уменьшает объем использования тяжелых ручных операций и способствует резкому повышению производительности труда и снижению себестоимости работ. Автоматизация грузоподъемных машин позволяет включить их в поточную линию, а универсальность использования – сделать составным элементом гибкого автоматизированного производства.

Курсовое проектирование грузоподъемных машин призвано выработать навыки проектирования сложных механизмов и машин и тем самым углубить профессиональную подготовку будущего дипломированного бакалавра и специалиста, способствует практическому закреплению ранее приобретенных знаний и навыков. Оно базируется на выполнявшихся ранее студентом графических и расчетных работ по инженерной графике, теоретической механике, сопротивлению материалов, теории механизмов и машин, деталям машин.

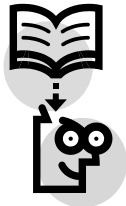
Вместе с этим курсовое проектирование вводит студента в круг вопросов, которые он будет изучать в будущих специальных дисциплинах. Творческий характер работы в процессе курсового проектирования позволяет решать задачи студенческой научно-исследовательской работы. Хорошо подготовленные студенты могут выполнять реальные проекты, связанные с производством.

При работе над заданной темой проекта студенту необходимо помнить, что создаваемый им механизм должен соответствовать требованиям действующих Правил безопасности, ГОСТов, обладать необходимыми прочностью, долговечностью и надежностью. Вместе с тем механизм должен быть создан при отсутствии избыточных запасов прочности, при соблюдении экономии в расходовании материалов. При проектировании необходимо понимать, что получить наилучшую конструкцию механизма и его отдельных сборочных единиц возможно только при использовании методов оптимизации изделия.

1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1 Цели и задачи курсового проектирования

Курсовое проектирование – один из наиболее важных, ответственных и трудоемких видов учебной деятельности студента. Образовательный и воспитательный потенциал курсового проектирования может быть в полной мере реализован в том случае, если оно будет организовано в форме учебной самостоятельности студентов, лишь при осознании рациональной самоорганизации и эффективном самоуправлении студентом своей работой.



Основная цель курсового проектирования – обучение студентов основам конструирования сложной машины или механизма, закрепление, углубление и обобщение знаний, приобретенных при изучении теории учебных дисциплин.

За время курсового проектирования студент должен получить навыки конструирования сложной сборочной единицы и механизма. Приступая к разработке курсового проекта, необходимо четко представлять назначение и место установки проектируемого механизма, как составной части всей машины, знать каким образом осуществляется их взаимное влияние друг на друга и на другие механизмы машины (система управления, электропривод и электрооборудование, механизмы передвижения, поворота и т.п.).

1.2 Задание на курсовое проектирование

Грузоподъемные машины и установки и их отдельные механизмы – наиболее подходящие объекты для курсового проектирования при подготовке будущего специалиста механического профиля, связанного с эксплуатацией и ремонтом оборудования в различных отраслях промышленности.

Каждая курсовая работа выполняется в соответствии с индивидуальным заданием установленного кафедрой образца. Вместе с заданием на бланке может быть помещен эскиз, чертеж или фотография общего вида *прототипа* проектируемого механизма или машины. Задание обязательно должно быть подписано руководителем курсового проектирования. В отдельных случаях задание утверждается заведующим кафедрой.

рой или согласовывается с заведующими смежными кафедрами: реальный курсовой проект, научно-исследовательская курсовая работа, поисковая тема, задание, выполняемое по заказам предприятий, и т.п.

Индивидуальное задание сохраняется на протяжении всего периода проектирования и прилагается к расчетно-пояснительной записке.

Курсовая работа или проект по грузоподъемным машинам, так же как и другие курсовые проекты и работы, должны выполняться в соответствии с требованиями ЕСКД. Стандартов на разработку курсовых проектов и работ нет, но можно руководствоваться ГОСТ 2.103-68, в котором установлены стадии разработки конструкторской документации и этапы выполнения работ с рекомендациями [7]. Применительно к курсовому проектированию рекомендуемые стадии разработки, этапы выполнения работ и форма отчетности приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 - Стадии разработки проекта и форма отчетности

Стадии разработки	Этапы выполнения работ	Форма отчетности
Техническое предложение	<i>Ознакомление с заданием</i> (темой, исходными данными, объемом работы и сроками выполнения этапов). Подбор и изучение литературы, нормативной документации.	Перечень литературы и нормативно-технической документации
	Выбор прототипа. <i>Составление кинематических схем механизма.</i>	Кинематические схемы
Эскизный проект	<i>Предварительное определение</i> основных параметров <i>унифицированных</i> изделий (крюковых подвесок, канатов, двигателей, редукторов, муфт, тормозов и др.), входящих в состав механизмов, и их выбор.	Предварительные расчеты
	<i>Предварительное определение</i> основных параметров <i>неунифицированных</i> изделий (барабанов, направляющих и др.), входящих в состав механизмов.	Предварительные расчеты
	<i>Компоновка нескольких вариантов</i> механизма и выбор оптимального варианта.	Варианты компоновки и их обоснование
Технический проект	<i>Проверочные расчеты</i> механизмов, прочности и жесткости элементов (про-	Проверенные руководителем

	<p>верка длительности пуско-тормозных процессов, прочности основных деталей сборочных единиц и т.д.).</p> <p><i>Уточнение</i> скоростей движения механизмов, коэффициентов полезного действия и передаточных отношений.</p> <p><i>Конструирование и расчет на прочность сборочных единиц</i>, не являющихся унифицированными и входящих в состав механизма или машины.</p> <p>Определение <i>динамических нагрузок</i>, действующих на какие-либо элементы механизма</p>	<p>расчеты и чертеж общего вида</p>
<p>Рабочая конструкторская документация</p>	<p><i>Разработка чертежей</i> сборочных единиц и чертежей деталей.</p> <p>Составление спецификаций на чертежи сборочных единиц.</p> <p>Оформление расчетно-пояснительной записки</p>	<p>Подписанные руководителем и нормоконтролером спецификации и чертежи. Расчетно-пояснительная записка</p>

1.3 Состав документов курсового проекта

Курсовая работа должна состоять из одного-двух листов формата А1 графической части, спецификаций и расчетно-пояснительной записки объемом до 20 - 30 страниц формата А4.

Состав конструкторских и других отчетных документов при выполнении научно-исследовательской курсовой работы (вместо курсового проектирования) может быть различным.

Распределение объема графической части проекта зависит от целей и задач проектирования и согласовывается с руководителем проекта. Графическая часть может содержать: кинематическую схему механизма, сборочный чертеж, чертеж общего вида или габаритный чертеж проектируемого механизма, чертеж сборочной единицы сложного типа и несколько чертежей деталей. Для разработки рабочих чертежей выбираются сборочные единицы и детали, на которые в расчетно-пояснительной записке имеются подробные расчеты.

В расчетно-пояснительной записке должны быть разделы, содержащие введение, необходимые расчеты, связанные с выбором основ-

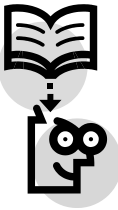
ных параметров кинематических схем механизмов, обоснование использования унифицированных и нормализованных узлов и стандартных изделий, а также проверочные и уточненные расчеты.

1.4 Организационно-методические основы проектирования

При конструировании любой машины перед конструктором стоит задача – создать машину, которая имела бы высокую производительность, достаточные надежность и долговечность, минимальную массу и габариты, простую и безопасную систему обслуживания и ремонта, была бы удобной в управлении. При этом основные параметры проектируемой машины или механизма должны соответствовать требованиям действующих ГОСТов и Правил безопасности.

Однако создать конструкцию, полностью отвечающую всем предъявляемым к ней требованиям, очень сложно, что обусловлено противоречивостью выдвигаемых требований. Так, требование минимизации габаритов противоречит требованиям повышения надежности, удобства обслуживания и т.п. В этих случаях *ищут компромиссное решение, применяя методы многокритериальной оптимизации*, в результате чего получается оптимальное решение по большому кругу вопросов, но при этом не самое лучшее с точки зрения отдельного критерия.

Практика показывает, что начало проектирования – выбор общей схемы машины или механизма и решение основных принципиальных вопросов – для студентов бывает наиболее трудным.



Получив задание и прослушав вводную консультацию руководителя проекта, студент должен изучить задание на проект, собрать необходимую литературу, отобрать аналоги проектируемой машины или механизма, провести критический анализ, уяснив преимущества и недостатки прототипа.

Схему машины или механизма выбирают путем сравнительного анализа нескольких вариантов, с точки зрения конструктивной целесообразности, габаритов, металлоемкости, надежности, степени, удобства обслуживания и т.д.

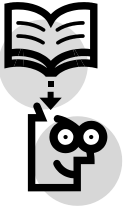
После выбора схемы механизма производят его предварительный расчет:

- 1) определяют параметры основных нормализованных или стандартизованных изделий, входящих в состав механизма (крюковых

подвесок, канатов, электродвигателей, редукторов, муфт, тормозов и др.);

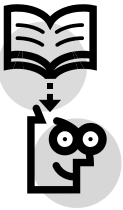
- 2) выбирают типы (серии) и типоразмеры данных изделий;
- 3) определяют основные параметры изделий, не являющихся стандартизированными или унифицированными, или изделий, унификация которых охватывает лишь узкую часть типоразмеров (барabanов, блоков и т.д.).

Завершив предварительный расчет и выбрав составляющие механизм (машину) изделия, приступают к компонованию.



Попытки сначала все предварительно рассчитать, а потом производить компонование и вычерчивание механизма, как правило, обречены на неудачу, т.к. на этой стадии невозможно предвидеть все особенности конструкции.

При компоновании механизма определяют наиболее целесообразное взаимное расположение сборочных единиц и отдельных деталей. На этой стадии проектирования очень важны разработка вариантов, углубленный их анализ и выбор наиболее рационального. Компонование несложных изделий можно проводить в одной проекции, в которой конструкция проявляется наиболее полно.



Компонование есть процесс поисков, прикидок, разработки вариантов, их сопоставления, оценки и выбора окончательного варианта.

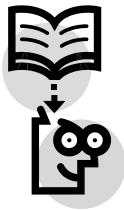
Окончательный вариант должен быть согласован руководителем. Эта часть проектирования представляет собой, по существу, эскизную проработку общего вида машины или механизма.

После выбора наиболее рационального окончательного варианта компоновки приступают к конструктивной проработке. В соответствии с выполненной компоновкой намечают расположение необходимого количества проекций, выбирая масштаб изображения таким образом, чтобы проектируемое изделие полностью входило в поле чертежа и давало ясное представление о составе и сборке проектируемого механизма из изделий, которые определяются спецификацией к данному чертежу. Для этого составляют предварительные укрупненные специфика-

ции, соответствующие примерной типовой сборке механизма.

Конструктивную проработку ведут последовательно, определяя размеры отдельных деталей и исходя из их взаимного расположения. При этом руководствуются данными предварительных расчетов, а уточненные в процессе компоновки размеры сопровождаются соответствующими проверочными расчетами. На этой стадии проектирования работа и анализ конструкции должны осуществляться сразу на всех проекциях. Затем окончательно оформляются чертежи, спецификации и расчетно-пояснительная записка.

Значительная часть курсового проекта представляет собой выполнение технического проекта и разработку технической документации.



Проектирование машины или механизма – это творческий процесс расчетно-графической проработки конструкции, в котором тесно увязываются в единое целое конструктивные формы деталей и сборочных единиц с проверкой их прочности, выносливости, надежности и долговечности.

Параллельно выполняя графические и расчетные операции в ходе проектирования, студент должен стремиться придать рациональную форму детали с учетом многообразных требований прочности, технологичности, эргономики, эстетики и т.д.

2 КИНЕМАТИЧЕСКАЯ СХЕМА МЕХАНИЗМА ПОДЪЕМА

Механизм подъема грузовых машин и установок состоит в основном из следующих узлов: *привода, передаточного устройства, исполнительного органа, тормоза, приборов и устройств безопасности*. В настоящее время разработан ряд унифицированных узлов грузоподъемных машин (барбаны, редукторы, колодочные и ленточные тормоза, средства и устройства безопасности и т.д.), которые позволяют компоновать из них механизмы с различными характеристиками.

Для разработки и выбора кинематической схемы механизма необходимо познакомиться с типовыми конструкциями механизмов подъема, применяемыми на аналогичных грузоподъемных машинах. Необходимо уяснить, из каких основных узлов состоит механизм, назначение каждой составной части, их конструктивные особенности и возможные способы компоновки.

После изучения литературы необходимо разработать два-три вари-

анта кинематических схем, выбрать из них наилучший, который следует согласовать с руководителем. В расчетно-пояснительной записке приводят окончательную кинематическую схему механизма подъема груза с обоснованием ее преимуществ по сравнению с другими схемами. Примеры возможных кинематических схем механизма приведены на рисунке 2.1. Другие возможные схемы механизмов подъема крюковых кранов представлены на рисунке 11 [8].

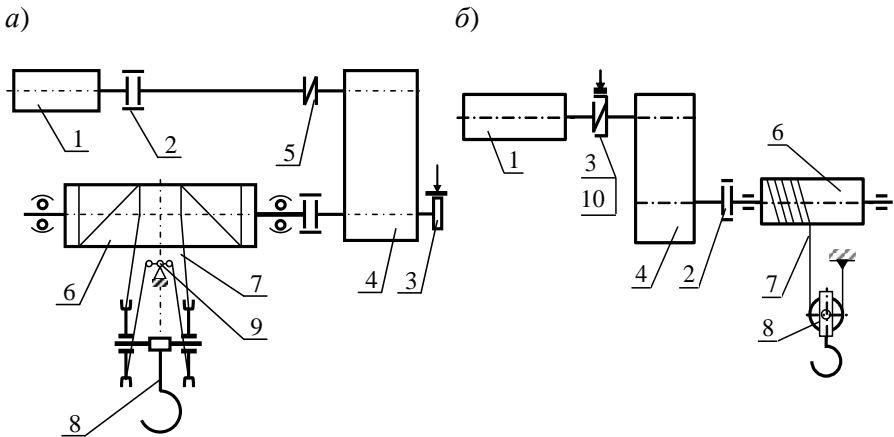
2.1 Полиспасты. Выбор. Определение основных параметров

При разработке кинематической схемы механизма подъема определяющим моментом является выбор схемы полиспаста.



Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, соединенных гибкой связью (канатом), предназначенную для выигрыша в силе (силовые полиспасты) или в скорости (скоростные полиспасты).

В грузоподъемных машинах и установках наибольшее распространение нашли силовые полиспасты, которые подразделяются на *одинарные* и *сдвоенные*.



а - со сдвоенным полиспастом; б - с одинарным полиспастом

1 – привод; 2 – зубчатая муфта; 3 – тормоз; 4 – редуктор; 5 – упругая муфта; 6 – барабан; 7 – канат; 8 – крюковая подвеска 9 – уравнильный балансир, 10 – шкив - полумуфта.

Рисунок 2.1. Кинематические схемы механизмов подъема

В одинарных полиспастах один конец каната закрепляют на барабане, а второй на крюковой подвеске или на неподвижной опоре. При подъеме или опускании груза канат наматывается или сматывается с барабана. При этом усилие от натяжения каната смещается вдоль оси барабана, вызывая нежелательные изменения нагрузки на опоры. Кроме того, в одинарных полиспастах не обеспечивается строго вертикальный подъем груза, имеется большее стремление к закручиванию крюковой подвески.

В двоярных полиспастах оба конца каната закрепляются на барабане, имеющем правую и левую нарезку. При подъеме или опускании груза одновременно наматываются или сматываются оба конца каната, обеспечивая равномерность нагрузки на опоры и металлоконструкцию. Эти полиспасты нашли широкое применение в мостовых, козловых и консольных кранах.

Основной характеристикой полиспаста является его *кратность* (передаточное число), которая определяется как отношение числа ветвей, на которых подвешен груз, к числу ветвей, навиваемых на барабан:

$$a_n = Z_0 / Z_{к.б}, \quad (2.1)$$

где a_n – кратность полиспаста, Z_0 – число ветвей каната, на которых подвешен груз; $Z_{к.б}$ – число ветвей каната, навиваемых на барабан.

Так как в начале проектирования трудно сразу установить параметры полиспаста, то при выборе его кратности a_n можно пользоваться рекомендуемыми значениями кратности в зависимости от грузоподъемности, приведенными в таблице 2.1.

Таблица 2.1 - Типы и кратность крановых полиспастов

Характер навивки каната на барабан	Тип полиспаста	Кратность полиспаста a_n , при грузоподъемности, тс				
		до 1	2...6	10...15	20...30	40...50
Непосредственно	Сдвоенный	2	2	2; 3	3; 4	4; 5
	Одинарный	1	2	–	–	–
Через направляющие блоки	Одинарный	1; 2	2; 3	3; 4	5; 6	–
	Сдвоенный	–	2	2; 3	–	–

Полиспаст, как и всякий механизм, имеет коэффициент полезного действия (КПД), зависящий от типа подшипников и кратности, значе-

ния которого приведены в таблице 2.2.

Таблица 2.2 - Значения КПД полиспаста $\eta_{п}$

Тип подшипника	Кратность полиспаста							
	2	3	4	5	6	8	10	12
скольжения	0,98	0,96	0,94	0,92	0,90	0,86	0,82	0,78
качения	0,99	0,98	0,97	0,96	0,95	0,93	0,91	0,89

2.2 Выбор стальных канатов

Канаты являются наиболее ответственными и в то же время наиболее быстро изнашиваемыми элементами грузоподъемной машины. Обрыв канатов может быть причиной аварий и тяжелого травматизма. В связи с этим правилами "Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору (Ростехнадзор)" регламентированы наименьшие допустимые запасы прочности каната n_k .

Допускаемые значения коэффициентов запаса прочности каната n_k зависят от типа привода и режима работы и приведены в таблице 2.3.

Методика определения режима работы подробно рассмотрена в главе 2 [3]. Обозначения режимов работы представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.3 - Допускаемые коэффициенты запаса прочности канатов n_k

Назначение канатов	Привод	Группа режима работы	Допускаемые значения n_k
Грузовые* и стреловые	Ручной	1	4,0
	Машинный	1; 2; 3	5,0
		4	5,5
		5 и 6	6,0

*Примечание: *Грузовые канаты на кранах, предназначенных для подъема и транспортирования расплавленного металла, жидкого шлака, ядовитых и взрывчатых веществ, должны выбираться с коэффициентом запаса прочности не менее 6.*

Выбор типа каната осуществляют в зависимости от конкретных условий эксплуатации грузоподъемного устройства и способа крепления груза к канату. На грузоподъемных машинах общего назначения при однослойной навивке на барабан рекомендуется применять шести-

прядные стальные канаты двойной свивки с одним органическим сердечником, с пределом прочности $\sigma_b = (1666 \dots 1960)$ МПа.

Преимущественно применяют канаты следующих типов:

ЛК-Р $6 \times 19(1+6+6/6)+1$ ос ГОСТ 2688-80;

ЛК-РО $6 \times 36(1+7+7/7+14)+1$ ос ГОСТ 7668-80.

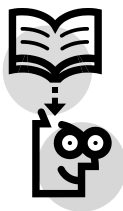
Канат подбирают по разрывному усилию, которое приводится в соответствующих ГОСТах на канаты (приложение А, таблицы А1, А2, А3). Требуемое минимальное значение разрывного усилия определяется с учетом коэффициента запаса прочности - n_k :

$$S_p \geq S_{\max} \cdot n_k. \quad (2.2)$$

В этом выражении S_{\max} - максимальное статическое усилие в канате, которое определяют по формуле:

$$S_{\max} = \frac{G + q}{Z_{к.б} a_{п} \eta_{п} \eta_{н.б}}, \quad (2.3)$$

где G – вес (сила тяжести) номинального груза; q - вес крюковой подвески; $Z_{к.б}$ – число ветвей каната, навиваемых на барабан; $a_{п}$ – передаточное число (кратность) полиспаста; $\eta_{п}$ – КПД полиспаста; $\eta_{н.б}$ – КПД направляющих (обводных) блоков, определяемый по выражению: $\eta_{н.б} = 0,99^t$, где t – число обводных блоков.



Расчет каната на растяжение является в некотором смысле условным и не отражает его действительного напряженного состояния. При проходе блока или барабана в проволоках возникают дополнительные изгибные и контактные напряжения, которые влияют на усталостные разрушения проволок

Вес крюковой подвески принимается по справочным таблицам приложения Б или [2, таблица ПЗ]. Ориентировочно вес крюковой подвески можно определить по зависимостям:

- $q = 15 \cdot G$ – для одноблочных подвесок;
- $q = 20 \cdot G$ – для двух – и трехблочных подвесок,

здесь q – в Н, G – в кН.

Выбрав канат, необходимо выписать его основные параметры: диаметр каната, условное обозначение типа и типоразмера, марку проволоки, вид покрытия поверхности проволоки и прочие характеристики,

как показано в примере 11.1 (см. также раздел 4 [3]).

Таблица 2.4 - Обозначение режимов работы

Наименование	Обозначение	ПВ%	Группа режима
Легкий	Л	15	1,2,3
Средний	С	25	4
Тяжёлый	Т	40	5
Весьма тяжёлый	ВТ	60	6

3 ВЫБОР ТИПА КРЮКОВЫХ БЛОЧНЫХ ПОДВЕСОК

Крюковые подвески служат для соединения крюка с канатом. При наличии полиспастов с двумя и более несущими ветвями применяют типовые крюковые подвески, являющиеся одновременно подвижными обоймами полиспастов. Крюковые подвески бывают двух типов: *нормальные* и *укороченные* (см. приложение Б или [3, рисунок 5.1]).

Выбор типовой крюковой подвески производится из каталога по заданному значению грузоподъемности, типу и кратности полиспаста, а также характеристике режима работы. При выборе типоразмера крюковой подвески необходимо соблюдение трех условий:

- а) грузоподъемность крюковой подвески не должна быть меньше заданной грузоподъемности: $Q_n \geq Q$;
- б) режим работы крюковой подвески должен соответствовать режиму работы механизма;
- в) размеры блоков должны соответствовать принятому диаметру каната.

Блоки служат для изменения направления каната. Основные конструктивные параметры блоков рассчитываются по формулам, приведенным в таблице 3.1.

Блоки изготавливают отливкой из чугуна марки СЧ12, СЧ15 или СЧ24 для 1, 2, 3 и 4 групп режимов работы механизмов, а для режимов 5 и 6 групп из стали 25Л-I (характеристика материалов приведена в таблице 4.1). Стальные блоки больших диаметров (более 350 мм) допускается изготавливать сварными.

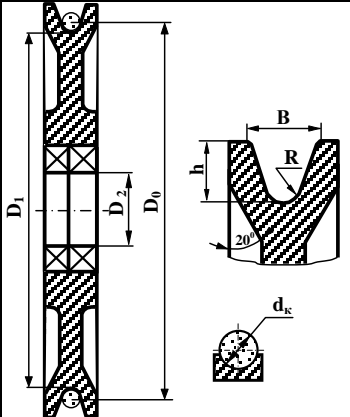
Размеры канатных блоков стандартизированы, так диаметр блока выбирают из ряда - **160; 200; 250; 320; 400; 450; 500; 630; 710; 800; 900 и 1000 мм.** Для механизмов с машинным приводом рекомендуется при-

нимать $D_1 \geq e \cdot d_k \geq 320$ мм. Канатные блоки, как правило, устанавливаются на подшипниках качения. Профиль ручья канатного блока выполняется трапециевидным с расширением наружу для беспрепятственного входа и выхода каната (приложение В). Рабочую поверхность профиля ручья подвергают упрочнению методами химико-термической обработки. Это приводит к снижению контактных напряжений, уменьшению трения при движении каната по блоку, т.е. повышению долговечности каната. С этой же целью иногда ручей блока футеруют пластмассой, резиной, алюминием и т.п.

После выбора крюковой подвески необходимо выписать ее условное обозначение и техническую характеристику. Эскиз подвески приводится в расчетно-пояснительной записке.

При выполнении курсовой работы и расчетных заданий проводят проектные и проверочные расчеты основных деталей выбранной или проектируемой подвески: выбор и проверочные расчеты грузозахватных устройств (приложение Г), опорных устройств (приложение Е); полный расчет траверсы и других элементов по согласованию с руководителем работы. Примеры расчетов приведены в разделе 11 настоящего пособия. Также эти расчеты рассмотрены в главе 5 [3].

Таблица 3.1 – Формулы для расчета основных размеров канатного блока

	Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула
	Диаметр блока по центру каната	D_0	$D_0 \geq e \cdot d_k$
	Диаметр блока по дну ручья	D_1	$D_1 = D_0 - d_k$
	Глубина желоба	h	$h = (1,5 \div 2,0) \cdot d_k$
	Ширина по верху	B	$B = (2,0 \div 2,25) \cdot d_k$
	Радиус дна	R	$r = (0,6 \div 0,7) \cdot d_k$
	Диаметр оси блока	D_2	определяется расчетом

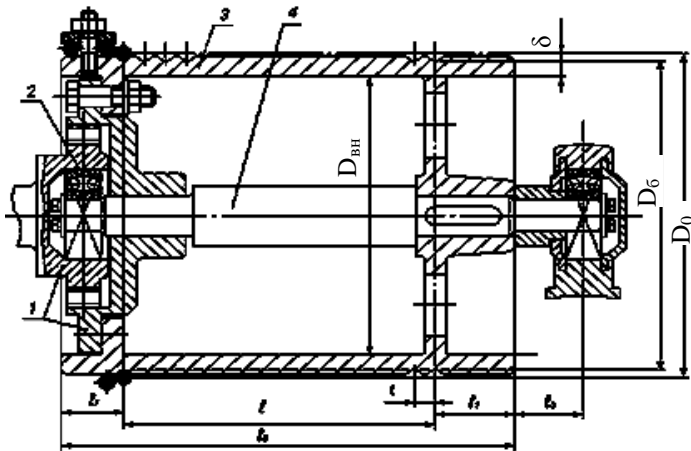
Примечание: e – коэффициент Ростехнадзора, принимаемый по таблице 3.2. При курсовом проектировании следует разработать рабочий чертёж блока используя данные таблиц приложения В и В1.

Таблица 3.2 - Минимальные значения коэффициента e

Тип грузоподъемных машин	Тип привода	Группа режима работы	e
Электрические тали	Машинный	–	22
Стреловые краны	Машинный	1; 2; 3	16
		4	18
		5	20
Все виды за исключением лебедок, талей, стреловых кранов, электроталей и лебедок	Ручной	1	18
	Машинный	1; 2; 3	20
		4	25
		5	30
		6	35
Лебедки для подъема груза	Ручной	–	12
	Машинный	–	20
Лебедки для подъема людей	Ручной	–	16
	Машинный	–	25

4 ПРОЕКТИРОВАНИЕ БАРАБАНОВ

Наибольшее распространение получили цилиндрические барабаны, которые бывают *гладкими* или *нарезными*. Типовая конструкция сварного нарезного барабана механизма подъема показана на рисунке 4.1.



1-зубчатая муфта; 2-подшипник; 3-барабан; 4-ось барабана

Рисунок 4.1. Типовая конструкция барабана механизма подъема

4.1 Расчет геометрических размеров барабанов

Диаметры барабана по средней линии навивки каната D_0 и по дну канавки D_6 (для блока это D_1 – диаметр по дну ручья) определяют как и для блока по формулам, представленным в таблице 3.1, с последующим округлением до ближайшего значения по нормальному ряду.

Толщину стенки предварительно определяют по эмпирическим зависимостям:

$$\text{- для чугунных барабанов} \quad \delta = 0,02 \cdot D_6 + (6 \div 10), \text{ мм}; \quad (4.1)$$

$$\text{- для стальных барабанов} \quad \delta = 0,01 \cdot D_6 + 3, \text{ мм}. \quad (4.2)$$

Расчетные значения δ округляют в сторону увеличения, причем, исходя из технологических соображений изготовления литых барабанов, принимают значения:

$$\text{- для чугунных барабанов} \quad \delta \quad \text{не менее } 12 \text{ мм};$$

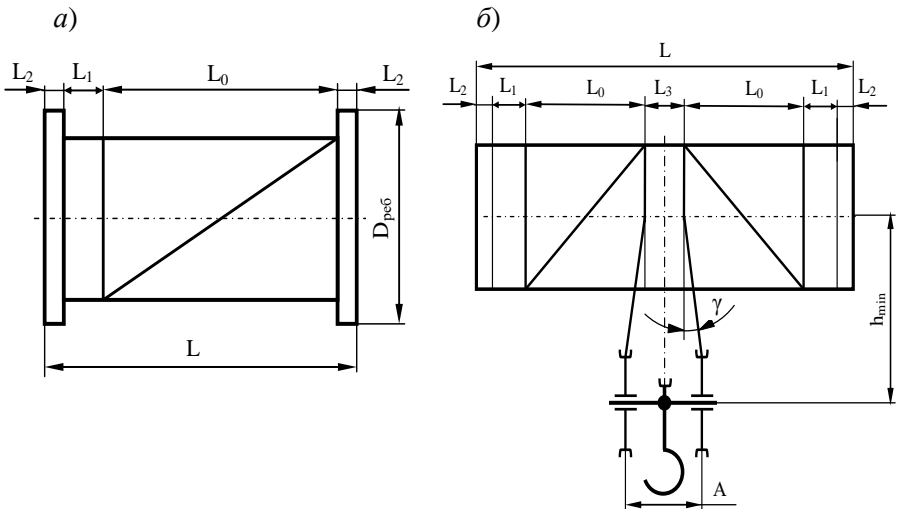
$$\text{- для стальных барабанов} \quad \delta \quad \text{не менее } 15 \text{ мм}.$$

Минимальная длина барабана (рисунок 4.2) при навивке каната в один слой:

$$\text{- при одной ветви каната на барабане} \quad L = L_0 + L_1 + 2L_2;$$

$$\text{- при двух ветвях каната на барабане} \quad L = 2L_0 + 2L_1 + L_3,$$

где L_0 – длина участка барабана для навивки каната в один слой; L_1 – длина участка барабана для крепления 3÷4 витков каната прижимными планками ($L_1 \approx 3t_n$); L_2 – ширина реборды ($L_2 \approx 1,5 t_n$); L_3 – длина среднего не нарезанного участка барабана.



a – при навивке одной ветви каната; *б* – при навивке двух ветвей каната

Рисунок 4.2. Расчетная схема для определения длины барабана

Длина участка барабана для навивки каната в один слой:

$$L_0 = (z_p + z_n + z_{кр}) \cdot t_n = \left(\frac{H \cdot a_{п}}{\pi D_0} + z_n + z_{кр} \right) \cdot t_n, \quad (4.3)$$

где z_p – число рабочих витков навивки каната на барабан; z_n – количество неприкосновенных витков каната (по правилам Ростехнадзора $z_n=1,5$); $z_{кр}$ – число витков для крепления конца каната ($z_{кр}=3\dots 4$); t_n – шаг навивки каната (у гладких барабанов $t_n=d_k$; у нарезных $t_n=(1,1\dots 1,2) \cdot d_k$); H – высота подъема груза; $a_{п}$ – кратность полиспаста; D_0 – диаметр барабана, измеренный по средней линии навитого в один слой каната (по рисунку 4.1).

Длина среднего не нарезанного участка барабана:

$$L_3 = A - 2 \cdot h_{\min} \cdot \operatorname{tg} \gamma, \quad (4.4)$$

где A – расстояние между осями ручьев блоков крюковой подвески или направляющих блоков, с которых ветви каната наматываются на барабан; h_{\min} – минимальное расстояние между осями барабана и направляющих блоков; γ – угол отклонения каната от средней плоскости блока или от направления каната на барабане (можно принимать $\gamma = 3 \div 6^\circ$).

Значения h_{\min} регламентированы правилами Ростехнадзора и принимаются по заданной грузоподъемности Q , например, для:

$Q = 3,2 \div 6,3$ т	$h_{\min} = 600 \div 650$ мм;
$Q = 8,0$ т	$h_{\min} = 870$ мм;
$Q = 10 \div 12,5$ т	$h_{\min} = 1000 \div 1050$ мм;
$Q = 15 \div 20$ т	$h_{\min} = 1150 \div 1200$ мм;

4.2 Расчет барабана на прочность

Барабан во время работы подвергается кручению, изгибу и сжатию. Первые две деформации (кручение, изгиб) дают заметные напряжения только в барабанах с соотношением $L/D_b \geq 3$, поэтому для коротких барабанов они не определяются.

Напряжения сжатия определяется по формуле:

$$\sigma_{сж} = \frac{S_{\max} K_c}{\delta \cdot t_n} \leq [\sigma_{сж}], \quad (4.5)$$

где S_{\max} – максимальное натяжение каната; K_c – коэффициент, учитывающий увеличение напряжений от многослойной навивки (для однослойной $K_c = 1$); t_n – шаг нарезки; δ – толщина стенки корпуса барабана; $[\sigma_{сж}]$ – допускаемые напряжения сжатия для материала барабана.

Рекомендуемые значения допускаемых напряжений для различных материалов, из которых изготавливают барабаны, даны в таблице 4.1.

При длинных барабанах ($L/D_6 > 3$) находят эквивалентные напряжения в оболочке барабана по четвертой теории прочности:

$$\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{(\sigma_{\text{И}} + \sigma_{\text{сж}})^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma], \quad (4.6)$$

где $\sigma_{\text{И}}$ – напряжения изгиба в расчетном сечении; $\sigma_{\text{сж}}$ – напряжение сжатия, определяемое по формуле (4.5); τ – касательные напряжения, возникающие при кручении.

Из курса сопротивления материалов известно, что:

$$\sigma_{\text{И}} = \frac{M_{\text{И}}}{W} = \frac{M_{\text{И}} D_6}{0,1(D_6^4 - D_{\text{вн}}^4)}; \quad (4.7)$$

$$\tau = \frac{T_{\text{Б}}}{W_{\text{р}}} = \frac{T_{\text{Б}} D_6}{0,2(D_6^4 - D_{\text{вн}}^4)}, \quad (4.8)$$

где $M_{\text{И}}$ – изгибающий момент в опасном сечении барабана (обычно в середине); $T_{\text{Б}}$ – вращающий момент на барабане, создаваемый грузом и грузозахватным приспособлением; W и $W_{\text{р}}$ – осевой и полярный моменты сопротивления расчетного сечения; $D_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр оболочки барабана ($D_{\text{вн}} = D_6 - 2 \cdot \delta$, см. рисунок 4.1).

Таблица 4.1 - Допускаемые напряжения при расчете стенок барабана

Материал	Предел текучести $\sigma_{\text{т}}$, МПа	Предел прочности на изгиб $\sigma_{\text{вн}}$, МПа	Допускаемые напряжения $[\sigma_{\text{сж}}]$, МПа				
			Группа режима работы				
			1	2	3	4; 5	6
Сталь:							
ВСТЗсп	240	–	200	170	150	130	110
20	250	–	210	180	150	140	120
09Г2С	310	–	260	225	195	165	140
15ХСНД	350	–	280	240	210	175	150
35Л	280	–	230	210	170	140	120
55Л	350	–	260	230	200	165	140
Чугун:							
СЧ15	–	320	110	100	90	–	–
СЧ18	–	360	130	115	100	90	–
СЧ24	–	440	170	150	130	115	100

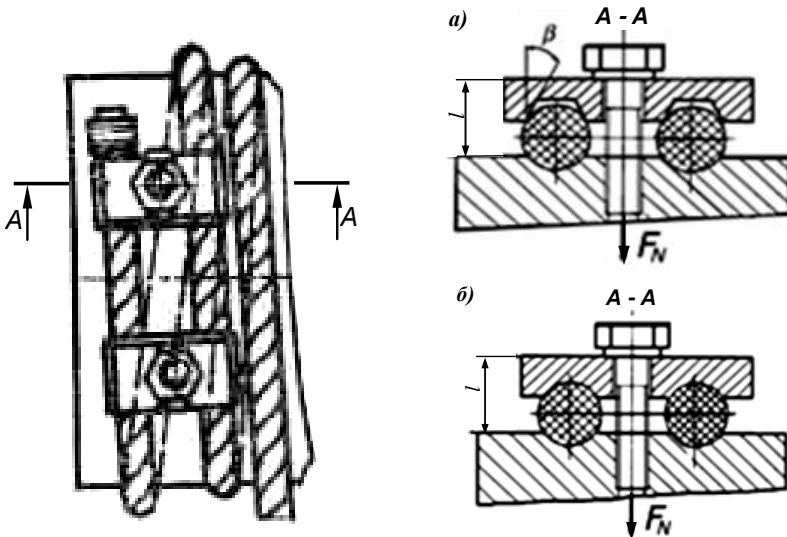
4.3 Крепление каната на барабане

Наибольшее распространение получили крепления каната к барабану наружными прижимными планками, которые бывают с полукруглыми или трапециевидными канавками. Планки бывают *одно-* и *двухвинтовые*. При $d_k \leq 31$ мм следует закреплять канат не менее чем двумя одновинтовыми прижимными планками или одной двухвинтовой планкой, а при $d_k > 31$ мм – двумя двухвинтовыми планками.

Усилие $S_{кр}$, выдергивающее канат из узла крепления, при наличии неприкосновенных витков, определяется по выражению:

$$S_{кр} = \frac{S_{max}}{e^{f\alpha}}, \quad (4.9)$$

где $e = 2,7$ – основание натуральных логарифмов; f – коэффициент трения скольжения каната о поверхность барабана (для реальных пар трения $f = 0,1 \div 0,16$); α – угол обхвата барабана витками неприкосновенного запаса (при $z_H = 1,5$: $\alpha = 3\pi$; при $z_H = 2$: $\alpha = 4\pi$).



а- с трапециевидными канавками; б- с полукруглыми канавками

Рисунок 4.3. Крепление каната прижимными планками

Для того чтобы канат был надежно закреплен, необходимо затяжкой винтов создать силы трения не менее $S_{кр}$. При этом осевое усилие (силу затяжки) растягивающее винт, определяют по выражению:

- при полукруглых канавках
$$F_N = \frac{S_{\max}}{2f \cdot (e^{f\alpha} + 1) \cdot e^{f\alpha}} ; \quad (4.10)$$

- при трапецидальных канавках
$$F_N = \frac{S_{\max}}{(f + f_1) \cdot (e^{f\alpha} + 1) \cdot e^{f\alpha}} ,$$

где f_1 - приведенный коэффициент трения между канатом и планкой, имеющей трапецидальное сечение канавки (рисунок 4.1, а)

$$f_1 = f / \sin \beta, \quad (4.11)$$

где β - угол наклона боковой грани канавки прижимной планки, принимаемый равным 40° . Для планки с полукруглыми канавками $f_1 = f$.

Для расчета винта на прочность необходимо вначале задаться диаметром винта. Опытom установлены следующие рекомендации:

диаметр каната, мм	диаметр резьбы винта, мм
до 12,5	M12
до 15,5	M16
до 17,5	M20

Крепежные винты испытывают сложное напряженное состояние, определяемое напряжениями растяжения σ_p от усилия F_N , напряжениями изгиба σ_i от усилия $S_{кр}$, а также касательными напряжениями кручения τ , создаваемыми суммарным действием моментов трения в резьбе и на торце головки винта. Поэтому суммарные напряжения в опасном сечении одного винта:

$$\sigma_{\Sigma} = \frac{1,3F_N k}{\pi d_1^2} + \frac{kF_T l}{z \cdot 0,1 \cdot d_1^3} \leq [\sigma_p], \quad (4.12)$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий влияние напряжений кручения от момента затяжки; $F_T = F_N f_1$ - сила трения, создаваемая затяжкой одного винта; $l = 1,5 \cdot d_k$ – расстояние от головки винта до наружной поверхности барабана (рисунок 4.3); d_k – диаметр каната; k – коэффициент надежности крепления ($k \geq 1,5$); d_1 – внутренний диаметр резьбы болта (приложение Д); $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение для материала винта.

Допускаемое напряжение определяют в зависимости от предела текучести материала σ_T (можно принимать по таблице 4.1):

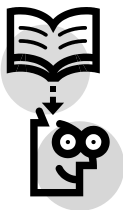
$$[\sigma_p] = \sigma_T / 2,5. \quad (4.13)$$

Если условие прочности (4.12) не выполняется, то необходимо или увеличить число винтов или принять большее число витков каната,

охватывающих барабан (увеличится угол α и уменьшится $S_{кр}$).

5 ВЫБОР СОЕДИНИТЕЛЬНОЙ МУФТЫ

В зависимости от назначения, муфты, применяемые в грузоподъемных машинах, подразделяются на соединительные муфты, муфты включения и муфты предельного момента.



Соединительные муфты предназначены для передачи крутящего момента между собственно валами или между валами и смонтированными на них деталями (шкивами, барабанами, звездочками, зубчатыми колесами и др.).

В механизмах подъема, выполненных по схемам, приведенным на рисунке 1.1, наибольшее применение получили фланцевые глухие муфты (рисунок 5.1, а), состоящие из двух полумуфт, закрепленных на концах валов и соединенных друг с другом болтами. Эти муфты не дают возможности компенсировать погрешности соединения валов (угловые, радиальные и осевые). В этой связи, наиболее рациональным является применение упругих втулочно-пальцевых (для компенсации незначительных погрешностей и уменьшения динамических нагрузок на элементы трансмиссии) и зубчатых муфт. Зубчатые муфты допускают значительные перекосы и смещения соединяемых валов и могут передавать большие крутящие моменты (рисунок 5.1, б, в, г). При установке перечисленных выше муфт на ведущих (быстроходных) валах, ведомая полумуфта может выполнять роль тормозного шкива (рисунок 5.1, б). Это позволяет значительно уменьшить габариты механизма подъема.

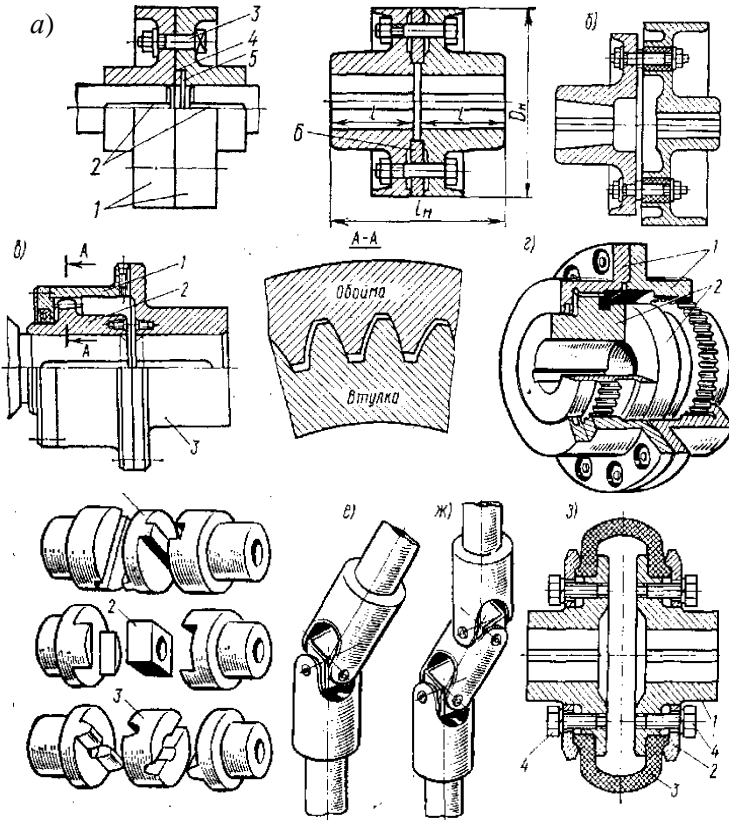
При выполнении расчетных заданий, курсовой работы или проекта для соединения валов (электродвигателя с быстроходным валом редуктора, тихоходного вала редуктора с осью барабана) следует принимать стандартные муфты, параметры которых указаны в таблицах приложения Ж или в пособиях [2, 5 и 7].

Выбор муфты производится по расчетному вращающему моменту T_p , определяемому по формуле:

$$T_p = T_{ст} \cdot k_1 \cdot k_2 \leq [T_{max}], \quad (5.1)$$

где $T_{ст}$ – наибольший длительно действующий на сопрягаемых валах

вращающий момент; k_1 – коэффициент, учитывающий группу режима работы механизма (для 1, 2 и 3 группы режима работы $k_1=1$; для 4-ой группы - $k_1=1,1$; для 5-ой – $k_1=1,2$ и для 6-ой – $k_1=1,3$); k_2 – коэффициент, учитывающий тип и назначение привода механизма (для машинного привода с крюковыми грузозахватными устройствами $k_2=1,3$); $[T_{\max}]$ – наибольший крутящий момент, на передачу которого рассчитана данная стандартная муфта (определяется по каталогам на муфты).



а – фланцевая жесткая; б – фланцевая упругая втулочно-пальцевая;
в – зубчатая типа МЗП; г – зубчатая типа МЗ; д - кулачково-дисковая (крестовая);
е, ж – шарнирные; з – с торообразной упругой оболочкой

Рисунок 5.1. Муфты постоянно замкнутые

Выбор типоразмера, определение габаритов и динамических характеристик муфт производят параллельно с выбором электродвигателя и

редуктора, после определения общего передаточного числа привода (определяется по выражению (6.3) в следующей главе настоящего пособия).

При установке муфты с тормозным шкивом на первом валу привода величина $T_{ст}$ (см. выражение 5.1) будет равна статическому моменту от веса груза, приведенному к валу электродвигателя, определяемому по выражению (6.2).

Тормозные шкивы (приложение Ж, И). В зависимости от места расположения тормоза в кинематической цепи механизма различают *тормозные шкивы*, установленные на консоли первичного или промежуточного вала редуктора, и *тормозные шкивы – полумуфты*, установленные между валом ротора приводного двигателя и первичным валом редуктора.

Тормозные *шкивы – полумуфты* изготавливаются для использования с упругими соединительными муфтами типа МУВП и с зубчатыми муфтами типа МЗП. Шкивы – полумуфты с зубчатыми муфтами типа МЗП выпускаются с диаметром тормозного шкива $D_t = 200, 300, 400, 500$ и 600 мм, а для муфт типа МУВП $D_t = 100, 160, 200, 300, 350$ и 400 мм в исполнениях с цилиндрическим или коническим посадочным отверстием на сопрягаемые валы.

6 ПОДБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Основным видом привода всех крановых механизмов являются электрические двигатели трехфазного тока с фазным ротором и электродвигатели с короткозамкнутым ротором. Последние используются при ненапряженной работе, а также во взрывоопасных и пожароопасных цехах.

Промышленность выпускает ряд серий двигателей повторно-кратковременного режима: асинхронные крановые с короткозамкнутым ротором серии МТКФ и с фазным ротором серии МТФ; металлургической серии МТКН и МТН и ряд других серий (глава 8 [3]).

Для механизмов подъема, работающих в повторно-кратковременном режиме ($PВ = 15, 25$ % и т.д.), рекомендуется принимать электродвигатели переменного тока с фазовым ротором типа МТФ (приложение 3). Если известен график нагрузки, к расчёту принимается двигатель с мощностью на 12 – 15 % меньше расчётной. Выбранный двигатель проверяют по условиям нагрева по среднеквадратичной мощности (выражения 6.11 – 6.13. или п. 6 [8]). Если график нагрузки

не задан, то следует выбрать двигатель с ближайшей большей мощностью $P_n \geq P_{ст}$ и выполнить его проверку по времени пуска (см. пример 11.4). Здесь $P_{ст}$ - статическая мощность при подъеме номинального груза, а P_n - мощность двигателя по каталогу.

$$P_{ст} = Gv_r / \eta_0, \text{ (кВт)}, \quad (6.1)$$

где G – сила тяжести поднимаемого груза и крюковой подвески, кН; v_r – скорость подъема груза, м/с, при установившемся движении; $\eta_0 = \eta_m \cdot \eta_{п}$ – общий КПД механизма подъема (η_m – КПД механической передачи, $\eta_{п}$ – КПД полиспаста). При предварительных расчетах можно принимать $\eta_0 = 0,85$ [1].

При грузоподъёмности Q , заданной в кг и скорости подъёма груза v_r в м/мин, выражение (6.1) будет имеет вид:

$$P_{ст} = Q \cdot v_r / (6120 \cdot \eta_0), \text{ (кВт)}$$

Основные параметры двигателей при ПВ = 15, 25, 40, 60 и 100 % приводятся в каталогах (приложение Ж, или таблицы 88, 91, 94, 96 [7], таблица XXVII [8]). После выбора и проверочных расчётов двигателя уточняют фактическое передаточное отношение привода и скорость подъема груза.

При выборе и проверочных расчётах электродвигателей необходимые данные получают по выражениям (6.1 – 6.13):

1) статический момент от веса груза, приведенный к валу электродвигателя:

$$T_{ст} = \frac{(G + g) \cdot D_0}{2 \cdot a_{п} \cdot \eta_{п} \cdot \eta_{м} \cdot u_{\Sigma}} = \frac{S_{max} \cdot D_0}{2 \cdot \eta_{м} \cdot U_{\Sigma}}, \quad (6.2)$$

где u_{Σ} – общее передаточное число привода, D_0 - диаметр барабана по центру каната. Обозначения других величин даны ранее (см., например, выражение 2.2).

$$u_{\Sigma} = n_{дв} / n_б, \quad (6.3)$$

где $n_{дв}$ и $n_б$ - число оборотов электродвигателя и барабана, соответственно. Число оборотов барабана диаметром D_0 , мм, ($D_0 = D_б + d_к$) определяют по скорости подъема груза v_r (м/мин) и кратности полиспаста $a_{п}$

$$n_б = \frac{1000 \cdot v_r \cdot a_{п}}{\pi \cdot D_0}, \text{ (об/мин)}. \quad (6.4)$$

2) номинальный момент, развиваемый электродвигателем:

$$M_n = P_n / \omega = 9,55 P_n / n_{дв}, \text{ (Нм)}; \quad (6.5)$$

где P_n , ω и $n_{дв}$ – номинальная мощность (Вт), угловая скорость (c^{-1}) и частота вращения (об/мин) вала электродвигателя, выбранного по каталогу.

3) значения пускового момента M_n при практических расчетах принимают для двигателей:

- трехфазных с фазным ротором (МТФ, МТН) $M_n = (1,5 \dots 1,6) M_H$
- трехфазных с короткозамкнутым ротором $M_n = (0,7 \dots 0,8) M_{max}$

Для электродвигателей с короткозамкнутым ротором, если есть возможность определить кратности пускового и максимального моментов, M_n также можно определять по формуле:

$$M_n = 0,85^2 \cdot M_H K_{cp}, \quad \text{при} \quad K_{cp} = \frac{K_n + K_{max}}{2},$$

где K_n – кратность пускового момента ($K_n = M_n / M_H$), K_{max} – кратность максимального момента ($K_{max} = M_{max} / M_H$). Значение пускового M_n и максимального M_{max} моментов принимаются по каталогу электродвигателей. В свою очередь, M_{max} можно определить при заданном коэффициенте кратности K_{max} максимального момента: $M_{max} = M_H \cdot K_{max}$

4) суммарный динамический момент (вращающихся и поступательно движущихся частей привода):

$$M_d = (M_n - T_{ст}). \quad (6.6)$$

5) время пуска двигателя (см. выражение 8.12 [3]):

$$t_n = \frac{n_{дв}}{375 \cdot M_d} \cdot \left(1,2 J_{пр} + \frac{GD_0^2}{u_{\Sigma}^2 \cdot a_{п}^2 \cdot \eta_{\Sigma}} \right) \cdot t_{по}, \quad (6.7)$$

где $J_{пр} = (\delta \cdot J_{дв} + J_M)$, $H \cdot m^2$ – суммарный маховой момент первого вала привода и муфты (таблицы приложения Ж); $t_{по}$ – относительное время пуска для нормальных крановых систем управления, который принимают по графику, показанному на рисунке 6.1 в зависимости от типа электродвигателя и параметров $\psi_{max} = M_{max} / M_H$ и $\alpha = T_{ст} / M_H$.

Обычно принимают для механизма подъема $t_n = (1 \dots 2)$ с.

6) время установившегося движения груза находят из соотношения:

$$t_y = H / v_r, \quad (6.8)$$

где H – высота подъема груза, м, v_r – скорость подъема, м/с.

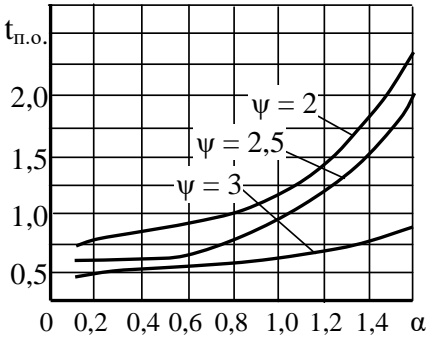
Фактическое ускорение груза при подъеме составит:

$$j = v_r / t_n, \quad m/c^2. \quad (6.9)$$

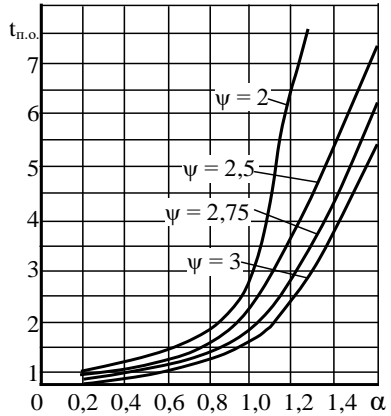
Величина j не должна превышать: для монтажных кранов – 0,1; для

кранов машиностроительных заводов – 0,2; для грейферных кранов – 0,8 м/с² и т.п. (с. 206 [1]).

а)



б)



а – с короткозамкнутым ротором; б – с контактными кольцами

Рисунок 6.1. Данные к расчету времени пуска двигателей

7) среднеквадратичный момент $M_{ср}$:

а) при $t_n < t_y / 60$

$$M_{ср} = \sqrt{\frac{M_{п}^2 \cdot \Sigma t_{п} + \Sigma T_{ст}^2 \cdot t_y}{\Sigma t_{п}}}, \quad (6.10)$$

б) при $t_n > t_y / 60$

$$M_{ср} = \sqrt{\frac{M_{п}^2 \cdot \Sigma t_{п} + \Sigma T_{ст}^2 \cdot t_y}{\beta \cdot \Sigma t_{п}}}. \quad (6.11)$$

Значения величин в формулах (6.10) и (6.11) указаны выше, кроме коэффициента β , учитывающего условия охлаждения двигателя в период пуска. Для закрытых двигателей $\beta=0,65\dots 0,78$; для защищенных и открытых двигателей с вентилятором на валу $\beta=0,62\dots 0,68$.

По значению $M_{ср}$ находится среднеквадратичная мощность электродвигателя:

$$P_{ср} = M_{ср} n_{дв} / 9550, \quad (6.12)$$

где $n_{дв}$ – частота вращения вала электродвигателя, (мин⁻¹); $P_{ср}$ (кВт).

Электродвигатель привода механизма подъема выбран правильно, если соблюдается следующее условие:

$$P_n \geq P_{ср}. \quad (6.13)$$

Если окажется, что номинальная мощность выбранного двигателя меньше среднеквадратичной мощности, то необходимо принять двигатель большей мощности или применить меры, повышающие КПД привода.

7 ВЫБОР И ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТОРМОЗА



В процессе торможения кинетическая энергия вращающихся и поступательно-движущихся масс преобразовывается тормозным устройством в тепловую энергию, рассеиваемую в окружающую среду.

В крановых механизмах используются в основном *двухколодочные тормоза*, имеющие следующее структурное обозначение:

ТК X - Z - (№) - X2.

здесь ***ТК*** - тормоз колодочный; ***X*** - вид привода тормоза (Т - электромагнитный привод переменного тока; МП и П - электромагнитный привод постоянного тока; ДМ - длинноходовый магнит постоянного тока; Г, ТГ - электрогидравлический привод); ***Z*** - диаметр тормозного шкива, мм; ***(№)*** - порядковый номер модификации; ***X2*** - климатическое исполнение (У, УХЛ или Т) и категория размещения по ГОСТ 15150.

Тормоз механизма подъема должен обеспечивать удержание груза номинальной массы в статическом состоянии на весу с заданными коэффициентом запаса торможения K_T :

$$T_T = K_T \cdot T_c, \quad (7.1)$$

где T_T – тормозной момент, развиваемый тормозом; T_c – статический момент от веса груза, приведенный к валу установки тормоза (определяется по выражению 7.2). Минимально допустимые значения коэффициента запаса торможения:

группа режима работы	1	2	3	4	5	6
коэффициент K_T		1,5;		1,75;	2,0	2,5.

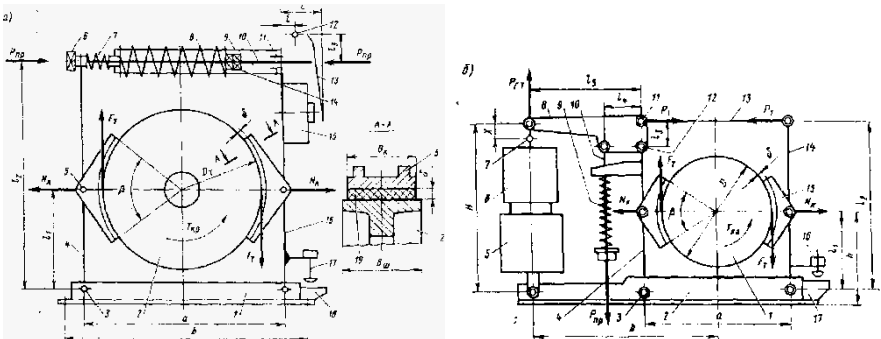
Для уменьшения тормозного момента и размеров тормоза его обычно размещают на приводном валу механизма или как можно ближе к нему. В качестве тормозного шкива часто используют одну из половин муфты, соединяющей вал двигателя с входным валом редуктора. Тормозная полумуфта должна находиться на валу редуктора, т.к. при этом на ее упругие элементы во время торможения не действует грузо-

вой момент, в результате чего срок их службы увеличивается.

Чаще всего в механизмах подъема используют *нормально замкнутые* двухколодочные тормоза с короткоходным электромагнитом (ТКТ) или с электрогидротолкателем (ТКГ). Тормоза ТКТ обладают существенным недостатком – резким приложением тормозного момента вследствие мгновенного выключения электромагнита. Это отрицательно влияет на работу исполнительного механизма. Поэтому такие тормоза обычно применяют при небольших тормозных моментах. Тормоза ТКГ с электрогидравлическими (или электромеханическими) толкателями имеют плавные характеристики включения, допускают большую частоту включений в час, обладают большей демпфирующей способностью для колебательных динамических нагрузок, более удобны для регулировки.

Выпускаемые отечественной промышленностью тормоза являются нормализованными изделиями. Выбор типоразмера тормоза сводится к определению требуемого тормозного момента, подбору типового тормоза по каталогу и проверочному расчету отдельных элементов устройства.

На рисунке 7.1, а представлена принципиальная схема тормоза ТКТ, а на рисунке 7.1, б схема двухколодочного тормоза ТКГ с электрогидравлическим толкателем. Основные параметры этих тормозов и характеристики, применяемых в них пружин, приведены в таблицах 7.2 - 7.5.



а – ТКТ с короткоходным электромагнитом переменного тока;
б – ТКГ с электрогидротолкателем

Рисунок 7.1. Принципиальные схемы тормозов

Подбор тормоза проводят в следующей последовательности:

1) определяют статический вращающий момент от веса груза на тормозном валу при торможении (потери в механизме - $\eta_m \cdot \eta_n$, способствуют удержанию груза):

$$T_c = \frac{(G + g) \cdot D_0 \eta_m \eta_n}{2 \cdot a_n \cdot u_\Sigma} \quad (7.2)$$

Обозначения входящих в (7.2) величин такие же, как и в выражении (6.2). Нетрудно заметить, что при известном значении $T_{ст}$ (см. 6.2), статический момент при торможении определится как $T_c = T_{ст} \cdot (\eta_m \cdot \eta_n)^2$.

2) по уравнению (7.1) определяют величину требуемого тормозного момента $T_{тр}$:

$$T_{тр} = K_T \cdot T_c \quad (7.3)$$

3) из каталога (таблица 7.2) выбирают тормоз с тормозным моментом $T_T \geq T_{тр}$ и производят его поверочный расчет.

Окружное тормозящее усилие на диаметре тормозного шкива D_T :

$$F_T = \frac{T_T}{D_T} \quad (7.4)$$

Необходимое усилие нажатия на тормозную колодку:

$$N_k = \frac{F_T}{f}, \quad (7.5)$$

где f – коэффициент трения фрикционной накладке колодки о тормозной шкив (таблица 7.1).

Таблица 7.1 - Коэффициент трения и допускаемые удельные давления фрикционных материалов, применяемых для деталей тормозов

Материал трущихся поверхностей	Коэффициент трения f	Допускаемое удельное давление [q], МПа	
		в стопорном	в спускном
Чугун и сталь по чугуну	0,15	0,20	0,15
Сталь по стали	0,12	0,40	0,2
Вальцованная лента по чугуну и стали	0,42	0,60	0,4
Тормозная асбестовая лента по чугуну и стали	0,35	0,60	0,3

Среднее условное давление между шкивом и колодкой будет равно отношению усилия на колодке к площади прилегания колодки к шкиву:

$$q = \frac{N_k \cdot 360^\circ}{\pi D_T \beta B_k} \leq [q], \quad (7.6)$$

где D_T – диаметр тормозного шкива выбранного тормоза, B_k – ширина тормозной колодки; β – угол обхвата ($\beta=60^\circ \div 140^\circ$, рекомендуемое значение при предварительных расчетах 70°); $[q]$ – допускаемое давление (таблица 7.1).

Дальнейший поверочный расчет необходимо вести применительно к схеме выбранного двухколодочного тормоза (ТКТ или ТКГ).

а) тормоз ТКТ с электромагнитом (рисунок 7.1, а, таблицы 7.2, 7.3 и 7.3.1)

Определяем результирующее усилие основной и вспомогательной пружин:

$$P_{пр} = \frac{N_k \ell_1}{\ell_2 \eta_T}, \quad (7.7)$$

где η_T – КПД рычажной системы тормоза (0,9 – 0,95).

Момент, который должен развивать электромагнит, для преодоления суммарного усилия пружин:

$$M_{эп} = P_{пр} \ell_3. \quad (7.8)$$

По величине $M_{эп}$ по каталогу (таблица 7.2) подбирают электромагнит из условия:

$$M_3 \geq 1,1 \cdot M_{эп}. \quad (7.9)$$

Выбранные электромагнит и тормозная рычажная система (ТКТ) должны обеспечивать нормальный отход колодок от шкива, значения которого - ε_{\max} и ε_{\min} даны в таблице 7.2. Максимально возможный отход определяется выражением:

$$\varepsilon = k_1 \frac{\pi h}{2 \cdot 180^\circ} \alpha, \quad (7.10)$$

где α – угол поворота якоря электромагнита (таблица 7.2); k_1 – коэффициент возможного использования угла поворота якоря (рекомендуется принимать $k_1 = 0,8$); h – ход штока. 2 – число колодок.

При известных размерах тормозных рычагов среднюю величину отхода колодок можно определять по выражению:

$$\varepsilon = 0,8h \cdot l_1 / (2l_2) \quad (7.11)$$

где h , l_1 и l_2 - ход штока и размеры рычагов по таблице 7.2.

Таблица 7.2 - Основные параметры колодочных тормозов типа ТКТ с электромагнитами переменного тока

Параметр	ТКТ-100	ТКТ-200/100	ТКТ-200	ТКТ-300/200	ТКТ-300
Тормозной момент T_t , Н·м:					
ПВ ≤ 40 %	20	40	160	240	500
ПВ=100 %	11	22	80	120	200
Диаметр тормозного шкива D_t , мм	100	200	200	300	300
Ширина тормозной колодки B_k , мм	70	90	90	140	140
Тип электромагнита	МО-100Б		МО-200Б		МО-300Б
Угол поворота якоря электромагнита α	7°30'		5°30'		
Момент электромагнита $M_э$, Н·м					
ПВ ≤ 40 %	5,5	5,5	40	40	100
ПВ=100 %	3,0	3,0	20	20	40
Момент силы тяжести массы якоря электромагнита $M_я$, Н·м	0,5		3,6		9,2
Размеры рычагов, мм l_1	70	135	135	190	190
l_2	170	305	305	430	440
l_3	22	40	40	46	46
Отход колодки от шкива наибольший $\varepsilon_{\max}/\varepsilon_{\min}$, мм	0,6/0,4		0,8/0,5		1,0/0,7
Ход штока, h , мм	3,0	3,0	4,2	4,2	4,4
Удельное давление q , МПа	0,12	0,09	0,18	0,08	0,16

Таблица 7.3 - Главные пружины колодочных тормозов типа ТКТ (материал проволоки Сталь 60С2 ГОСТ 14959)

Тип тормоза	Диаметр проволоки d , мм	Внутренний диаметр d_1 , мм	Длина свободная L , мм	Число рабочих витков	C , Н/мм
ТКТ100	3,5	18,5	58,75	8,5	16,5
ТКТ200	6,0	30	132	11,5	24,2

ТКТ300	9,0	41	226	14,5	36,2
--------	-----	----	-----	------	------

Таблица 7.3.1 - Параметры пружин тормозов типа ТКТ

Тип тормоза	Тормозной момент, Н·м	Параметры основной пружины		
		усилие, Н		длина *, мм
		переменный ток	постоянный ток	справочно (см. примечание)
ТК-100	10	150	130	126 ...120
	15	205	185	
	20	260	240	
ТК-200/100	25	210	185	115...126
	30	240	215	
	35	245	245	
	40	300	280	
ТК-200	60	480	390	110...90
	80	595	505	
	100	710	620	
	120	830	740	
	140	945	855	
	160	1060	970	
ТК-300/200	180	855	765	237...226
	200	930	840	
	220	1010	920	
	240	1080	990	
ТК-300	300	143	1230	226...221
	350	1620	1420	
	400	1820	1620	
	450	2010	1810	
	500	2200	2000	

* Примечание: Рассчитывается с учётом фактических размеров сечения, числа витков, марки проволоки и индекса пружины C , Н/мм.

б) тормоз ТКГ с электрогидравлическим толкателем (рисунок 7.1 б, таблицы 7.4 и 7.5)

Определим усилие в шарнире 11, необходимое для создания нор-

мальной силы N_k на колодке (см. рисунок 7.1):

$$P_1 = \frac{N_k \ell_1}{\ell_2}. \quad (7.12)$$

Необходимое усилие пружины $P_{пр}$ для замыкания тормоза найдем из условия равновесия углового рычага:

$$P_{пр} = \frac{P_1 \ell_3}{\ell_4 \eta_T}. \quad (7.13)$$

Расчетное усилие толкателя

$$P_p = \frac{P_{пр} \ell_4}{\ell_5 \eta_T}. \quad (7.14)$$

Установочное усилие толкателя должно удовлетворять условию

$$P_y \geq 1,1 \cdot P_p. \quad (7.15)$$

Начальный установочный ход X штока гидротолкателя:

$$X = 2\varepsilon_{\min} \frac{\ell_2 \ell_5}{\ell_1 \ell_3}, \quad (7.16)$$

где ε_{\min} – минимальный радиальный отход колодки от шкива (см. таблицу 7.5).

В зависимости от типа тормоза выбирают размеры замыкающих пружин (таблица 7.4).

Таблица 7.4 - Параметры основных пружин тормозов типа ТКГ

Тип тормоза	Параметры пружин, мм			Рабочих витков n_p	Всего витков n_0
	d_1	d	t		
ТКГ-160	13	3,5	6	30,5	32
ТКГ-200	18	5	8	25,5	27
ТКГ-250	18	5	8	25,5	27
ТКГ-320	26	6	12	26,5	28
ТКГ-400	34	8	14	25,5	28

Длина пружины в свободном состоянии с поджатием 0,75 опорных витков

$$L = n_p \cdot t + d. \quad (7.17)$$

Длина пружины полностью в сжатом состоянии

$$L_{сж} = n_p \cdot d + d = n_p \cdot (d + 1). \quad (7.18)$$

Таблица 7.5 - Основные параметры колодочных тормозов
типа ТКГ с электрогидравлическим толкателем

Параметр	ТКГ-160	ТКГ-200	ТКГ-250	ТКГ-320	ТКГ-400
Тормозной момент T_T , Н·м:	100	200	400	900	1000
Диаметр тормозного шкива D_T , мм	160	200	250	320	400
Ширина тормозной колодки B_K , мм	65	80	100	130	160
Тип электрогидротолкателя	ТЭГ-16	ТЭГ-25	ТЭГ-25	ТГ-50	ТГМ-80
Предельный допустимый ход поршня толкателя $[h_T]$, мм	22	28	45	45	45
Установочное усилие толкателя P_y , Н	160	250	250	500	800
Размеры рычагов, мм: ℓ_1	105	135	170	210	255
ℓ_2	285	295	340	420	520
ℓ_3	28	25	18	22	32
ℓ_4	30	35	38,5	52	60
ℓ_5	115	135	150	155	200
Отход колодки от шкива наибольший ε_{\max} , ($\varepsilon_{\min}=0,5 \cdot \varepsilon_{\max}$), мм	1,1	1,25	1,4	1,6	1,8
Масса тормоза, кг	17,6	26,0	36,5	68	113

Наибольшая допустимая рабочая нагрузка на пружину

$$P_{\text{наиб}} = \frac{d[\tau]}{2,55 \cdot k \cdot D_{\text{cp}}} \geq P_0, \quad (7.19)$$

где D_{cp} – средний диаметр пружины ($D_{\text{cp}} = d_1 + d$); k – коэффициент, учитывающий форму сечения и кривизну витка и выбираемый в зависимости от отношения D_{cp}/d (если $D_{\text{cp}}/d = 5 - 7$, то соответственно $k=1,3-1,2$); $[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения для пружин, изготавливаемых из стали классов I и II ГОСТ 9389 и 60С2А, 65С2ВА ГОСТ 14959, соответственно равны $[\tau] = 500$ и 600 МПа; P_0 – усилие установочного предварительного сжатия пружины.

Прогиб (осадка) пружины от рабочей нагрузки

$$f_{\text{пр}} = \frac{8P_0 D_{\text{cp}}^3 n_p}{Gd^4}, \quad (7.20)$$

где $G = 80000$ МПа – модуль упругости второго рода.

Дополнительное сжатие пружины при размыкании тормоза:

$$f_{\text{доп}} = \frac{\pi \ell_3 \alpha}{180^\circ}. \quad (7.21)$$

Проверка пригодности пружины по величине осадки

$$L - L_{\text{сж}} \geq f_{\text{пр}} + f_{\text{доп}}. \quad (7.22)$$

Показатели качества тормозных устройств определяются в основном конструктивным исполнением узла трения и оптимальным сочетанием материалов фрикционной пары. Для обеспечения стабильности тормозного момента, повышения износостойкости элементов тормоза применяют специальные материалы с повышенными фрикционными свойствами (фрикционные накладки) в контакте с металлическим контртелом. Фрикционные накладки изготавливают из металлов, асболополимерных композиций, кожи, пробки, порошковых материалов.

7.1 Приводы тормозов

Большие различия в конструктивном исполнении, технических характеристиках и компоновках тормозов в машинах, а также разнообразие эксплуатационных требований предопределили многообразие типов приводов.

В качестве приводов применяются: а) электромагниты постоянного и переменного тока, б) электрогидравлические толкатели, в) магнито-гидравлические толкатели, г) центробежные электромеханические или винтовые толкатели, д) привод от серводвигателя, е) механический (рычажный) привод, ж) объемный гидропривод, з) насосный привод высокого давления, и) пневматический или пневмогидравлический привод и др.

7.1.1 Электромагнитный привод

Для привода тормозов применяют электромагниты постоянного и переменного тока. Электромагниты и их катушки не предназначены для работы во взрывоопасной среде, в среде, насыщенной токопроводящей пылью или содержащей пары и газы, разрушающие изоляцию или металл, а также в местах, не защищенных от попадания воды.

а) электромагниты постоянного тока серий МП

Электромагниты серии МП (рисунок 7.2) устанавливают непосредственно на тормозных рычагах колодочных тормозов с пружинным замыканием. Они имеют катушку 2, вставленную в стальной цилиндри-

ческий корпус 1, удерживаемую от перемещений полюсным наконечником 4. В отверстии в центре сердечника, составляющего одно целое с корпусом, установлена текстолитовая направляющая втулка 11, в которую входит штырь 9, соединенный с якорем 6, имеющем форму диска. Внутри корпуса закреплена амортизационная пружина 3, упирающаяся в привернутую к корпусу защитную крышку 5 и предохраняющая якорь от выпадения и от ударов о крышку магнита. Крышка 5 имеет два прямоугольных отверстия, расположенных диаметрально (вверху и внизу) и позволяющих изменять ход якоря магнита при регулировании тормоза. Для исключения повреждения изоляции выводные концы 7 катушки 2 пропущены через резиновую втулку 8. При включении тока якорь электромагнита притягивается к корпусу, и штырь 9, нажимая на шток 10 тормозного устройства, создает необходимое усилие для разведения тормозных рычагов и размыкания тормоза.

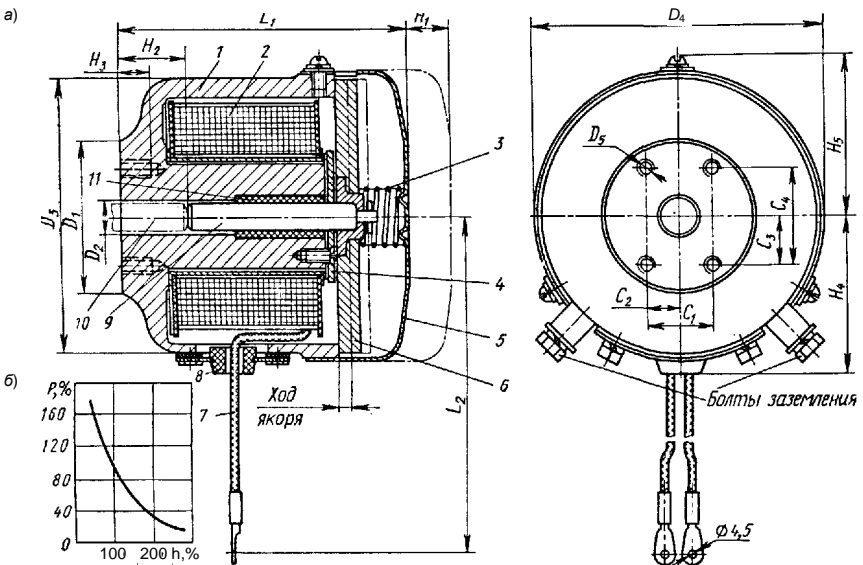


Рисунок 7.2. Электромагнит серии МП

б) электромагниты переменного тока серии МО-Б

Электромагниты однофазного переменного тока серии МО-Б закрепляют на тормозных рычагах колодочных тормозов с пружинным

замыканием с помощью стоек 6 (рисунок 7.3). Магнитопровод состоит из ярма 1 и якоря 4, набранных из лакированных листов электротехнической стали. Пакет ярма приклепан к стойке 6. На ярме установлена катушка 5, удерживаемая крышкой и четырьмя болтами 7. Якорь свободно поворачивается на оси 2, закрепленной в стойках 6.

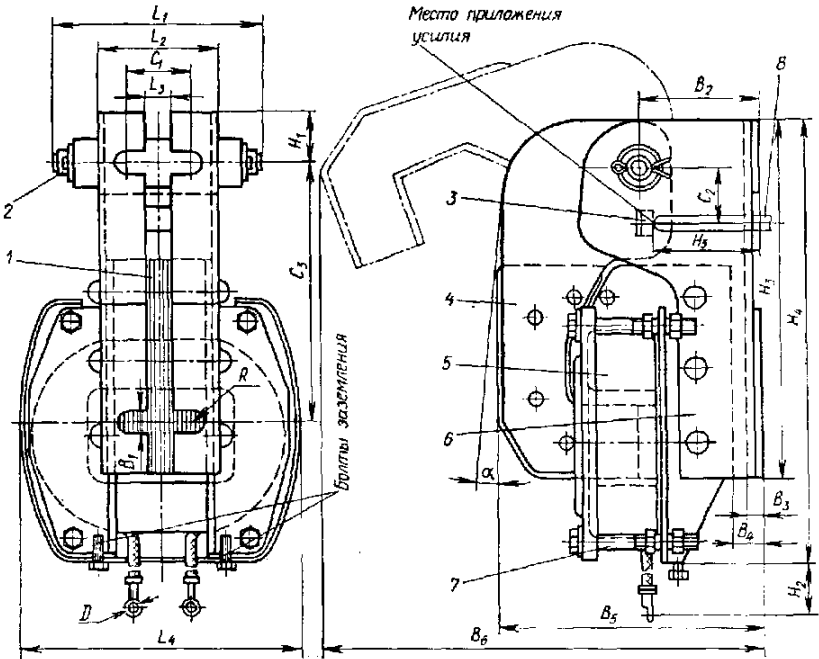


Рисунок 7.3. Электромагнит серии МО-Б

Усилие притягивания якоря к ярму при включении катушки передается прямоугольным упором 3, закрепленным в боковинах якоря, на шток 8 тормоза, что вызывает разведение тормозных рычагов и размыкание тормоза. Для устранения вибраций якоря в конструкции электромагнита предусмотрен экранирующий короткозамкнутый виток, закрепленный на ярме.

Срок службы электромагнитов переменного тока значительно ниже, чем электромагнитов постоянного тока и составляет примерно 1,5 млн. включений. При уменьшенном усилии сопротивления тормозного штока сила ударов якоря о ярмо увеличивается, и срок службы электромагнитов резко уменьшается. Перегрузка по тяговому усилию, нарушение целостности экранирующего короткозамкнутого витка, за-

грязнение или неприлегание контактных поверхностей ярма и якоря приводит к повышенному "гудению" магнитов и нагреву их катушек, поэтому электромагниты серии МО-Б рекомендуется применять при легком режиме работы.

7.1.2 Электрогидравлический привод

Электрогидравлический толкатель представляет собой устройство, объединяющее приводной электродвигатель, насос, рабочий цилиндр с жидкостью и поршень со штоком, воздействующим на рычажную систему тормоза.

Выпускаются электрогидравлические тормоза двух типов: одноштоковые серий ТЭГ и ТГМ с рабочими усилиями 160 – 800 Н и двухштоковые с усилием 1600 Н.

На корпусе 1 (рисунок 7.4) одноштокового толкателя серии ТГМ размещен погруженный в рабочую жидкость электродвигатель 6 с короткозамкнутым ротором, имеющий обмотку из алюминия с маслостойкой изоляцией.

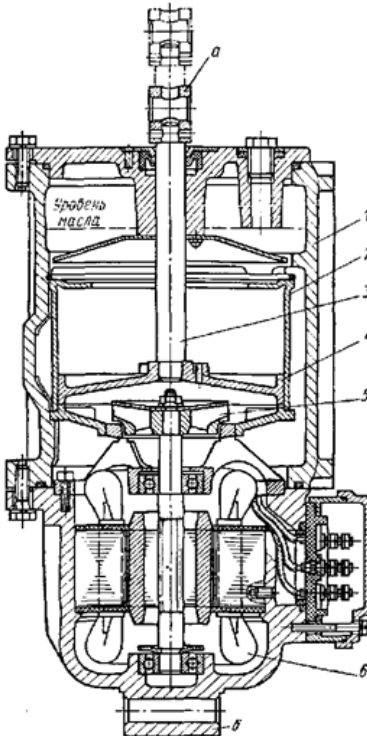


Рисунок 7.4 Одноштоковый электрогидравлический толкатель серии ТГМ

На валу двигателя закреплено колесо 5 насоса с односторонним всасыванием, находящееся под поршнем 4 внутри рабочего цилиндра 2. При включении двигателя колесо насоса, вращаясь, создает давление жидкости под поршнем 4, перемещающее поршень вверх вместе с прикрепленным к нему штоком 3. При движении поршня вверх жидкость из пространства над поршнем, по каналам между цилиндром 2 и корпусом 1 перетекает к нижней части колеса 5. Радиально расположенные лопасти обеспечивают независимость напора, создаваемого насосом, от направления вращения ротора двигателя. Поршень остается в верхнем положении, пока вращается ротор двигателя. При выключении двигателя колесо насоса останавливается, избыточное давление жидкости становится равным нулю, и поршень под действием внешней нагрузки, приложенной к штоку со стороны тормозного устройства, и собственного веса опускается в нижнее положение. При этом жидкость из-под поршня перетекает через колесо насоса и каналы в пространство над поршнем. Толкатель присоединяется к опоре проушиной б, а к рычажной системе тормоза – проушиной "а" штока 3. Кроме обычного исполнения толкатели серии ТГМ имеют исполнение, при котором регулируется время движения поршня в обоих направлениях.

Двухштоковые толкатели серии Т-160Б состоят из тех же элементов, что и одноштоковые, но в них фланцевый короткозамкнутый электродвигатель обычного исполнения расположен вверху корпуса между двумя соединенными траверсой штоками, проходящими через верхнюю крышку. Такое расположение электродвигателя упрощает толкатель, улучшает его техническое обслуживание и ремонт.

Параметры электрогидравлических толкателей приведены в таблице 7.5. Они изготавливаются в общепромышленном, северном, морском, тропическом и взрывоопасном исполнениях.

В обычных конструкциях толкателей избыточное давление жидкости составляет 0,1 МПа (иногда 0,15-0,175 МПа). Толкатели устанавливают штоком вверх, с отклонением от вертикали не более чем на 15° . При больших углах отклонения рабочая жидкость смешивается с воздухом компенсирующего объема, что приводит к уменьшению подъемного усилия на штоке и увеличению времени его подъема. Электрогидравлические толкатели не чувствительны к перегрузкам: при превышении внешней нагрузки подъемного усилия поршень остается на месте, а

насос, продолжая работать, создает давление на 20 – 30 % выше номинального.

При эксплуатации, даже при достижении максимального износа фрикционных накладок тормоза, поршень электрогидравлического толкателя не должен доходить до нижнего упора, чтобы обеспечить замыкание тормоза. Рабочий ход штока должен составлять примерно $2/3$ максимального хода (остальная $1/3$ хода резервируется на компенсацию износа фрикционных накладок, зазоров в шарнирах и упругих деформаций в рычажной системе тормоза).

8 ОСТАНОВЫ

Как было показано в [3] в грузоподъемных машинах наибольшее применение нашли храповые и роликовые остановы. Монтаж остановов на ведущем валу позволяет спроектировать устройство с минимальными габаритами. Однако наиболее надежной для работы механизма является установка останова непосредственно на барабане, т.к. при этом обеспечивается удержание поднятого груза не только в условиях нормальной эксплуатации механизма, но и при аварии его – поломке зубьев колес, валов и т.п. Такой останов, вследствие большой величины момента на валу барабана, получается весьма громоздким и тяжелым. Поэтому в большинстве случаев размещение остановов (на входном, промежуточном или выходном валу механизма) решают на основе технико-экономического сравнения вариантов.

В механизмах подъема кранов наиболее распространены *храповые* и *фрикционные* (роликовые) остановы, как составная часть тормозных устройств. Выбор типа останова для расчетно-проектировочного задания и курсовой работы производится по согласованию с преподавателем.

Основные теоретические сведения и подробный расчет храпового останова показан в разделе 7.1.1 [3] и здесь не рассматривается. В тоже время пример расчета основных параметров храпового останова приведен в разделе 11.

Роликовый останов (рисунок 8.1) состоит из неподвижно закрепленного корпуса 1, втулки 2, и заложенных в клиновые (с плоской рабочей поверхностью) пазы роликов 3. При вращении втулки 2 против часовой стрелки ролики увлекаются силами трения в наиболее широкую часть паза, что обеспечивает свободное вращение втулки. При перемене направления вращения ролики переходят в узкую часть паза, что приводит к их заклиниванию и к остановке втулки. Надежное заклинивание

роликов обеспечивается при угле заклинивания $\alpha=6\div 10^0$. Для уменьшения предшествующего заклиниванию холостого хода, что обеспечивается постоянным контактом роликов с рабочими поверхностями корпуса и втулки, во втулке устанавливаются толкатели, подпружиненные пружинами 4. Перемещение роликов в осевом направлении и их перекося предотвращается дисками 6, прикрепленными к втулке.

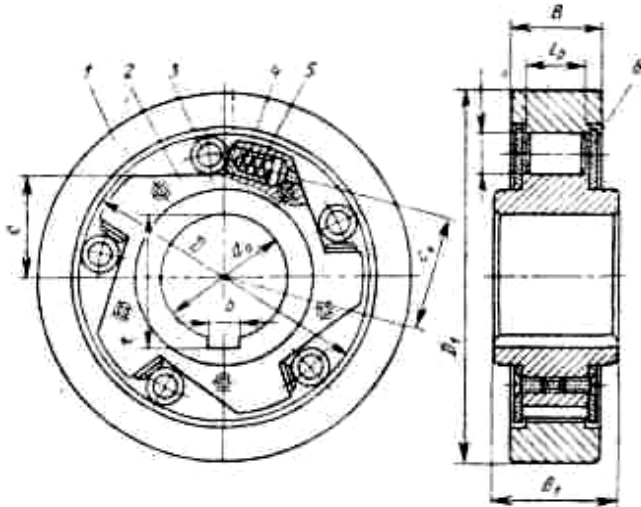


Рисунок 8.1. Схема роликового останова

В таблице 8.1 приведены параметры муфт свободного хода, которые могут быть использованы в качестве роликовых остановов.

Роликовый останов (рисунки 8.1 и 8.2) рассчитывают по величине вращающего момента:

$$T_p = k_d T_{ст} / k_t \quad (8.1)$$

где $T_{ст}$ - номинальный вращающий момент на валу, на котором установлен останов, определяемый по выражению (7.2), если останов установлен на одном валу с тормозом; k_t - коэффициент точности, принимаемый от 0,6 до 0,9 в зависимости от точности изготовления и монтажа; k_d - коэффициент динамичности, зависящий от вида привода и типа грузоподъемной машины. Коэффициент $k_d = (k_{дв} + k_m)$; $k_{дв}$ - коэффициент, учитывающий вид двигателя подъемного механизма ($k_{дв}=0,25$ для электродвигателей; $k_{дв}=0,4\div 0,5$ для двигателей внутреннего сгорания); k_m - коэффициент, учитывающий тип грузоподъемной машины (для элеваторов, ленточных и грузовых подъемников $k_m = 1.2$; для кранов и пассажирских лифтов $k_m = 2$).

Таблица 8.1 - Параметры муфт свободного хода

Крутящий момент, Н·м	Число роликов, z	Размеры, мм										
		D	D ₁	d ₀	B	B ₁	b	l	c	c ₁	d	l _p
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
2,4	3	32	45	10	12	15	3	11,1	11,92	13	4	8
				12			4	13,6				
				14			4	15,6				
4,6	3	40	55	14	15	20	4	15,6	14,9	16,3	5	10
				16			5	18				
				18			5	20				
8,6	3	52	70	16	18	25	5	18	19,87	21,4	6	12
				18			5	20				
				20			6	22,4				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
16,8	3	65	85	16	20	28	5	18	24,34	26,6	8	14
				20			6	22,4				
				25			6	27,4				
33	3	80	105	20	25	35	6	22,4	29,8	32,6	10	18
				25			6	27,4				
				30			8	32,7				
				35			8	37,7				
55	5	80	105	25	25	35	6	27,4	29,8	32,6	10	18
				30			8	32,7				
				35			8	37,7				
70	3	100	130	25	30	45	6	27,4	3GJ6	40,5	13	24
				30			8	32,7				
				35			8	37,7				
				40			12	43				
120	5	100	130	30	30	45	8	32,7	36,76	40,5	13	24
				35			8	37,7				
				40			12	43				
210	5	125	160	35	35	55	8	37,7	46,2	50,8	16	28
				40			12	43				
				45			12	48				
				50			12	53				
390	5	160	200	70	40	60	16	73,8	56,91	65,2	20	32

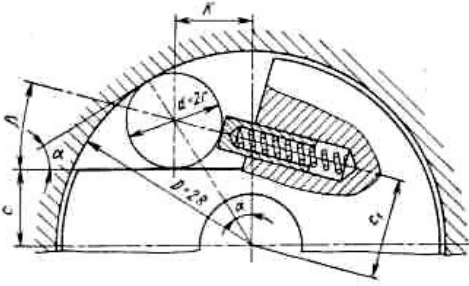


Рисунок 8.2. Схема для расчета роликового останова

8.1 Расчет роликового останова

Выбор материалов. Корпус, втулку и промежуточное кольцо роликовых остановов изготавливают, как правило, из сталей 15X, 20X, 40X с твердостью рабочих поверхностей HRC 56÷60 и глубиной цементации, в зависимости от их диаметра, 0,8÷2,0 мм. Для роликов обычно используют сталь ШХ 15 (HRC 59÷63), а также стали У8А (HRC 60÷62) или У10 (HRC 59÷62).

Расчетные размеры роликового останова:

- диаметр ролика останова $d_p = 0,27 \sqrt{T_p / Z_p}$,
- где Z_p – число роликов ($Z_p=3$ или 5)
- диаметр поверхности зажима обоймы $D = 8 \cdot d_p$,
- высота опорной поверхности $h_0 = 0,496 \cdot (D - d_p) - 0,5d_p$,
- длина ролика $l_p = 1,5 \cdot d_p$,
- угол заклинивания $\alpha = \arccos \frac{2c + d}{D - d}$,
- диаметр вала $d_b = 0,2 \sqrt[3]{T_p}$,
- нормальное давление на ролик $F_n = 2T_p / (Z_p D \operatorname{tg} \alpha / 2)$.
- Конструктивные размеры: $c = [\cos \alpha \cdot (D - d) - d] / 2$;
- $k \approx 0,5 \sqrt{D^2 - 4(c + d)^2}$;
- $c_1 = [0,5 \cdot (2c + d) - k \cdot \operatorname{tg} \beta] \cdot \cos \beta$.
- где $\beta \approx 15^\circ$.

Проверка прочности. Детали останова проверяются по контактными напряжениями смятия:

- в месте контакта ролика с кольцом:

$$\tau_{\max} = 0,2 \sqrt{\frac{F_n E (D - d_p)}{\ell D d_p}} \leq [\tau]; \quad (8.2)$$

- в месте контакта ролика со втулкой:

$$\tau_{\max} = 0,2 \sqrt{\frac{F_n E}{\ell_p d_p}} \leq [\tau], \quad (8.3)$$

где E - приведенный модуль упругости для материалов кольца и ролика; $[\tau]$ – допустимое касательное контактное напряжение, зависящее от числа циклов нагружения и числа роликов $\{[\tau] = (8...12) \cdot \text{HRC при } N_{\text{ц}} < 10^7\}$.

Для механизмов с частыми включениями допустимое контактное напряжение определяется по формуле:

$$[\tau]' = [\tau] \cdot \sqrt[6]{10^7 / N_{\text{ц}}}, \quad (8.4)$$

где $N_{\text{ц}}$ - общее число циклов нагружения за срок службы механизма, большее 10^7 циклов. Можно также пользоваться таблицей 8.2.

Таблица 8.2 - Допустимые контактные напряжения

Число циклов нагружения, $n \times 10^{-6}$	Число роликов	$[\tau]$, МПа
26 – 32	3	350
30 - 40	5	
14 – 16	3	500
16 - 20	5	
8 - 10	3	620
9 - 14	5	

Наряду с роликами в остановах в качестве рабочего элемента принимают и шарики. Методика их расчета аналогична расчету роликовых остановов.

9 РАЗРАБОТКА ТЕХНИЧЕСКОЙ ДОКУМЕНТАЦИИ

При работе над конструкцией механизма или сборочных единиц в первую очередь необходимо решить, из каких самостоятельных сборочных единиц, деталей, стандартных изделий и материалов будет состоять разрабатываемое изделие.

На первом этапе проектирования, на основании изучения аналогов и

литературы должен быть составлен примерный перечень самостоятельных, более мелких сборочных единиц и деталей, из которых будет состоять механизм или машина: электродвигатель, привод, тормоз и т.д.

Под самостоятельной сборочной единицей понимается такое изделие, которое может быть собрано независимо от других изделий и в готовом виде оно поступает на сборку более крупной сборочной единицы. Применительно к механизмам подъема такими изделиями обычно бывают: крюковые подвески, канатные барабаны, тормоза, редукторы, а также стандартные изделия: двигатели, концевые выключатели и т.п.

9.1 Разработка и оформление спецификаций

Спецификации оформляют согласно ГОСТ 2.108-68 на отдельных листах формата А4 на каждую сборочную единицу, комплект, комплекс и подшивают в конце расчетно-пояснительной записки со своей нумерацией страниц.

Заполнение спецификации следует выполнять шрифтом 5 по ГОСТ 2.304-81.

В спецификацию вносят составные части, входящие в специфицируемое изделие, а также конструкторские документы, относящиеся к специфицируемому изделию.

Заглавный лист спецификации выполняют по форме 1 ГОСТ 2.108-68, все последующие листы по форме 1а, которые отличаются от заглавного основной надписью.

Спецификации, в общем случае, состоят из *разделов*, которые располагают в следующей последовательности: документация, комплексы, сборочные единицы, детали, стандартные изделия, прочие изделия, материалы, комплекты. Наличие тех или иных разделов определяется составом специфицируемого изделия. Допускается объединять разделы "Стандартные изделия" и "Прочие изделия" под наименованием "Прочие изделия".

Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе "Наименование" и подчеркивают сплошной тонкой линией.

После каждого раздела спецификации необходимо оставлять несколько свободных строк для дополнительных записей (в зависимости от стадии разработки). Допускается резервировать номера позиций, которые проставляются в спецификацию при заполнении резервных строк. Ниже каждого заголовка оставляется одна строка.

9.2 Разработка и оформление чертежей

Рабочие чертежи разрабатываются в соответствии с ГОСТ 2.109-73 "Основные требования к рабочим чертежам".

Сборочный чертеж *должен содержать*:

- изображение сборочной единицы, дающее представление о расположении и взаимной связи составных частей, соединяемых по данному чертежу и обеспечивающих возможность осуществления сборки и контроля сборочной единицы;

- размеры, предельные отклонения и другие параметры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному чертежу;

- номера позиций составных частей, из которых состоит данная сборочная единица;

- указания о характере сопряжений деталей;

- габаритные, установочные, присоединительные, сборочные и необходимые справочные размеры, а также определяемые требованиями безопасности;

- основные характеристики изделия (при необходимости), если они не указаны в другом документе (например, на габаритном чертеже и т.п.);

Сборочный чертеж является отправной точкой для дальнейшего проектирования более мелких сборочных единиц и деталей, входящих в состав изделия, изображенного на данном чертеже. Наконец, сборочный чертеж дает информацию о присоединительных элементах, т.е. о тех, посредством которых данное изделие присоединяется или взаимодействует с другими изделиями.

Под построением чертежа понимается определение необходимого количества проекций, видов, разрезов, сечений, их рациональное размещение на листе, выбор масштабов изображения, установление необходимости помещения на чертеже текстовой информации и т.д.

Графическую часть курсового проекта или работы выполняют на листах ватмана стандартного формата по ГОСТ 2.301. Форматы листов чертежей определяют размерами внешней рамки, выполненной сплошной тонкой линией, согласно ГОСТ 2.303.

Текст, таблицы и надписи, как правило, располагают параллельно основной надписи чертежа. Текст помещают на поле чертежа над основной надписью, длина строки равна ширине основной надписи.

Заголовок "Технические требования" на чертежах не пишут. Пункты технических требований должны иметь сквозную нумерацию и записываются с новой строки. Между текстовой частью и основной надписью не допускается помещать изображения, таблицы и т.п. *Технические требования* на чертеже излагают, группируя вместе однородные и близкие по своему характеру требования, по возможности в следующей последовательности:

а) требования, предъявляемые к материалу, заготовке, термической обработке и к свойствам материала готовой детали (твердость, влажность, электрические, магнитные и т.п.);

б) размеры, предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей, массы и т.п.;

в) требования к качеству поверхностей, указания об их отделке, покрытии;

г) зазоры, расположение отдельных элементов конструкции;

д) требования, предъявляемые к настройке и регулированию изделия;

е) другие требования к качеству изделий, например: бесшумность, виброустойчивость, самоторможение и т.п.

В случае, если необходимо указать техническую характеристику изделия, ее размещают отдельно от технических требований, с самостоятельной нумерацией пунктов, на свободном поле чертежа под заголовком "Техническая характеристика". При этом над техническими требованиями помещают заголовок "Технические требования". Оба заголовка не подчеркивают.

9.3 Разработка и оформление расчетно-пояснительной записки

Расчетно-пояснительная записка, как правило, состоит из следующих *разделов*: титульный лист, оглавление, введение, анализ работы механизма, предварительные расчеты и выбор комплектующих изделий, компонование сборочных единиц различного уровня, проверочные и уточненные расчеты, заключение, библиографический список.

Техническое задание на проектирование, выданное руководителем, помещают вторым после титульного листа, но при нумеровании страниц расчетно-пояснительной записки его не нумеруют.

Во *введении* раскрывают общие положения по решению поставленных задач курсового проектирования: определяют актуальность темы, описывают условия, в которых предполагается работа проектируемого

механизма с акцентом на специфические условия и экстремальные воздействия (температурные, взрыво-, пожароопасные, условия холодного климата и вечной мерзлоты и т.п.), перечисляют и сравнивают возможные варианты, которые можно было бы использовать в указанных условиях. По возможности приводят их схемы, рисунки, фотографии и т.п., а также технические характеристики и параметры.

На основании выполненного анализа приводится обоснование и описание выбранного для проектирования механизма, его схемы и эскиза. Дается обоснование конструкции, технических возможностей, условий эксплуатации, монтажа, обслуживания и ремонта.

Предварительный расчет основных параметров механизма или машины выполняют в следующей последовательности: исходные данные; расчетная схема, задача расчета, расчет, анализ полученных результатов и выводы по результатам расчета.

В ходе расчетов указывают используемую литературу. Ссылки в тексте на первоисточники дают в квадратных скобках, с указанием номера по библиографическому списку (например, [3]).

Выбранные на основании предварительных расчетов унифицированные, нормализованные и неунифицированные изделия (крюковые подвески, канаты, электродвигатели, редукторы и т.п.) описывают в расчетно-пояснительной записке с указанием основных технических данных (мощности, скорости, частоты вращения, передаточного числа, хода и т.п.) и литературного источника.

Выводы указывают на соответствие параметров выбранного изделия расчетным данным. Дается оценка расхождений между проектируемыми параметрами и заданными параметрами механизма.

В *заключении* дают оценку спроектированной конструкции, указывают внесенные по ходу работы изменения, приводят фактические технические характеристики механизма и сравнивают их с заданными. Сравнение технических характеристик необходимо выполнить в виде таблицы и выявить отклонения данных в процентах.

Расчетно-пояснительную записку *оформляют* в соответствии с ГОСТ 2.105 "Общие требования к текстовым документам". Расчетно-пояснительную записку выполняют на листах формата А4 ГОСТ 2.301 с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ. Особенности выполнения документов приведены в соответствующих стандартах.

Расчетно-пояснительная записка должна иметь *титольный лист*,

оформление которого должно выполняться по правилам, принятым на кафедре.

Текст расчетно-пояснительной записки разбивают на разделы, подразделы и пункты, количество которых определяется содержанием и объемом записки. Все разделы, за исключением введения, заключения и библиографического списка, должны иметь порядковый номер, обозначенный арабскими цифрами. Перечень всех разделов и подразделов включают в *содержание* записки и помещают в начале записки со сквозной нумерацией. Слово "Содержание" записывают в виде заголовка и не подчеркивают.

В конце расчетно-пояснительной записки под заголовком "Библиографический список" приводят перечень использованной литературы. Список нумеруют арабскими цифрами.

Формулы, если их в тексте более одной, нумеруют в пределах раздела. Номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы. Номера разделяют точкой. Номер указывают в круглых скобках и выравнивают по правому краю текста. Формулы записывают сначала в общем виде, затем с подставленными числовыми параметрами и в конце приводят результат вычисления. Промежуточные вычисления при этом не приводятся. Символы, входящие в формулу, и их значения должны иметь расшифровку и единицы величин, которые приводятся сразу после формулы. В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные стандартами и нормативно-технической документацией. Ссылки в тексте на формулы помещают в круглых скобках, например, "... в формуле (5.4)".

Иллюстрации в виде рисунка, графика, схемы, чертежа и т.п. сделанные к данному расчету или тексту, могут быть выполнены в произвольном масштабе и должны нести полную информацию согласно решаемым задачам. Номера иллюстраций пишут арабскими цифрами, включая номер разделов и свой порядковый номер, например, "рисунок 2.3", где 2 – номер раздела, 3 – порядковый номер иллюстрации в этом разделе.

10 ОРГАНИЗАЦИЯ ЗАЩИТЫ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Защиту проекта должна принимать комиссия, состоящая из двух-трех преподавателей, один из которых является руководителем проекта. Состав комиссии и даты защит утверждаются на заседании кафедры. Проекты допускаются к защите, при *условии подписания доку-*

ментов нормоконтролером, после проверки их руководителем проекта, о чем на титульном листе расчетно-пояснительной записки пишется "*Проект допущен к защите*". При защите графическую часть проекта студент вывешивает на стенд, а расчетно-пояснительную записку и зачетную книжку предъявляет членам комиссии. Защита проекта состоит из доклада и ответов на вопросы. Доклад готовится заранее. Продолжительность доклада не более 5 мин. В процессе защиты студенту задаются вопросы, позволяющие ему раскрыть глубину понимания им спроектированной конструкции, условий ее работоспособности, целесообразности принятых решений и т.д. Примерный перечень вопросов приведен в конце этой главы.

При оценке проекта учитываются качество разработанных документов проекта, доклад, уровень теоретических знаний, соответствие разработок требованиям действующих стандартов и нормативов, правилам безопасности, самостоятельность и ритмичность работы, выполнение графика работы, срок защиты (досрочная защита, защита в срок, защита после установленного срока без уважительных причин).

Повторные защиты проекта с целью повышения оценки, а также перенос даты защиты на более поздний срок без уважительной причины не допускаются.

При получении неудовлетворительной оценки студенту выдается новое задание.

10.1 Подготовка доклада

В докладе студент должен пояснить тему проекта, назначение, устройство, характеристики разработанной конструкции и ее отдельных элементов, дать обоснование принятых решений из возможных вариантов и т.п.

Затем студент кратко характеризует решения, принятые им в каждом разделе проекта, останавливаясь подробнее на возможных вариантах и причинах, обусловивших принятие конкретного варианта. В заключение доклада особо оговариваются условия и приборы, обеспечивающие безопасное ведение работ разработанной конструкцией механизма подъема.

В течение всего доклада обоснование принятия тех или иных конструкторских и технических решений должно сопровождаться показом соответствующих схем и рисунков, выполненных в расчетно-пояснительной записке и на чертежах.



*Если в процессе защиты выяснится, что проект выполнен **НЕ САМОСТОЯТЕЛЬНО**, то независимо от качества его выполнения или защиты студенту выдается **НОВОЕ ЗАДАНИЕ**.*

10.2 Перечень примерных вопросов при защите проекта

1. Состав основных механизмов грузоподъемных машин. Компонентные решения механизмов подъема.
2. Грузовые полиспасты. Схемы, основные характеристики. Особенности сдвоенных полиспастов.
3. Основные тяговые элементы погрузочно-разгрузочных машин. Преимущества стальных канатов перед другими тягово-несущими элементами.
4. Классификация канатов по назначению, конструктивному признаку, материалу сердечника, способу свивки, сочетанию направления свивки элементов каната, механическим свойствам проволоки, виду покрытий проволок и каната.
5. Расшифруйте обозначения канатов ТК, ЛК, ЛК-О, ЛК-Р, ЛК-РО, ЛК-З, ТЛК-О и ТЛК-Р, ЛС, СС, ЖС.
6. Расшифруйте условие выбора типоразмера каната $S_{\max} \cdot n_k \leq S_p$.
7. Назначение и виды концевых грузозахватных устройств. Основные признаки классификации крюков. Материал и способы изготовления крюков.
8. Опасные сечения крюка. Проверка прочности стандартных крюков.
9. Конструкция, назначение, материалы, способы изготовления и технологические приемы повышения долговечности канатных блоков. Определение размеров.
10. Назначение и классификация канатных барабанов. Определение основных размеров.
11. Поясните понятия рабочих витков каната; неприкосновенных витков каната, числа витков для крепления конца каната, шага навивки каната.
12. Почему необходимо принимать одинаковые значения диаметров барабана и блоков.
13. Особенности расчета коротких и длинных барабанов.

14. Способы крепления каната на барабане, требования к узлам крепления.
15. Опорные устройства крюков, конструкции, выбор и расчет упорного подшипника.
16. Конструкции и назначение основных типов муфт (зубчатых, втулочно-пальцевых, кулачковых, цепных, шарнирных и т.п.), применяемых в механизмах подъема.
17. Назначение и состав привода механизма подъема грузоподъемной машины.
18. Классификация приводов по типу применяемого двигателя и способам применения.
19. Условия и особенности применения электрических двигателей трехфазного тока с фазным ротором, с короткозамкнутым ротором, электродвигателей постоянного тока в механизмах подъема.
20. Почему крановые электродвигатели должны обладать повышенной перегрузочной способностью и малым маховым моментом. Определение максимального и пускового моментов двигателей.
21. Режим работы электропривода механизмов подъема и его характерная особенность. Показатели и характеристики повторно-кратковременного режима работы электродвигателей.
22. Формула для определения требуемой статической мощности электродвигателя при подъеме груза. Почему электродвигатель механизма подъема можно подбирать из условия, чтобы его табличная мощность была на 12 – 15 % меньше требуемой $P_{ст}$?
23. Расшифруйте формулу определения времени пуска электродвигателя

$$t_{п} = \frac{J_{np} \cdot n}{375 \cdot T_H} \cdot t_{по} \cdot$$

24. Назначение тормозных устройств механизмов подъема. Классификация и основные требования, предъявляемые к тормозным устройствам.
25. Классификация по виду привода. Особенности приводов МП, МО-Б, ТЭГ и других.
26. Способы крепления накладок к металлическому каркасу в тормозных устройствах.
27. В чем заключается регулировка колодочных тормозов для обеспечения нормальной работы.
28. В чем заключается контроль технического состояния фрикционной пары тормозного устройства.
29. Назначение и классификация остановов. Условия, определяющие

выбор места установки останова в механизме.

30. Основной расчетный параметр храпового колеса. Из каких условий рассчитывается и выбирается модуль храпового колеса.
31. Конструкция и особенности фрикционных (роликовых) остановов.
32. Классификация исполнительных механизмов тормозных устройств по конструктивному исполнению рабочих элементов, характеру приводного усилия, принципу действия, назначению, эксплуатации.

11 ПРИМЕРЫ ВЫПОЛНЕНИЯ РАСЧЕТОВ

11.1 Пример 1. Выбор стального каната

Подобрать канат для механизма подъема консольного поворотного крана грузоподъемностью 3 т. Режим работы крана - средний.

Решение.

11.1.1 Для стрелового крана по таблице 2.1 с целью получения минимального диаметра каната принимаем: полиспаст одинарный с кратностью $a_{\Pi} = 3$. Сила тяжести от веса груза $G = 9,81 \cdot 3 = 29,43$ кН.

Схема полиспаста показана на рисунке 11.1.

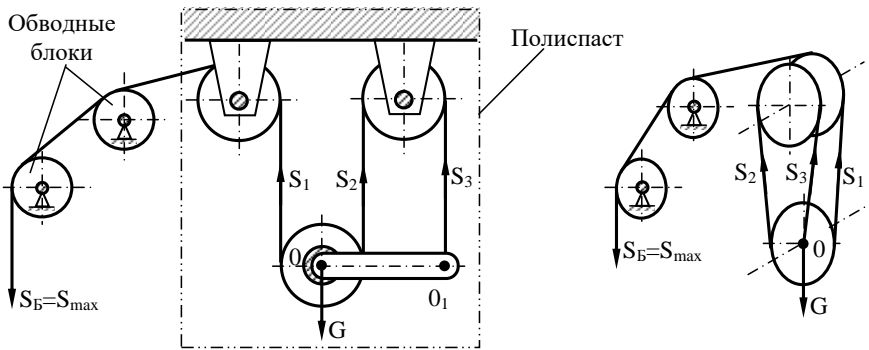


Рисунок 11.1. Схема полиспаста

11.1.2 Максимальное усилие каната, определяемое, по выражению (2.2):

$$S_{\max} = \frac{G + q}{Z_{\text{к.б}} a_{\Pi} \eta_{\Pi} \eta_{\text{н.б}}} = \frac{29430 + 15 \cdot 29,43}{1 \cdot 3 \cdot 0,985 \cdot 0,99} = 10214 \text{ Н},$$

где значения КПД выбраны по таблице 2.2, значение q для одноблочной подвески определено как $q=15 \cdot G$.

11.1.3 Разрывное усилие каната, определяемое по выражению (2.1):

$$S_p \geq n_k \cdot S_{\max},$$

По таблице 2.3 принимаем коэффициент запаса $n_k = 5,5$.

Тогда:

$$S_p \geq 5,5 \cdot 10214 = 56176 \text{ Н}.$$

По таблице приложения А (или по таблицам ГОСТ 2688 - 80) с учетом рекомендаций раздела 2 принимаем канат с линейным касанием

проволок, грузового назначения, из проволок марки I, без покрытия, левой односторонней свивки, раскручивающийся с $\sigma_b = 1578$ МПа диаметром 11,5 мм, разрывное усилие которого равно 66,75 кН.

Условное обозначение каната:

Канат ЛК-Р 6×19+1 о.с.11,5-Г-I-Л-О-Р-160 ГОСТ 2688 – 80.

11.2 Пример 2. Расчет крюковой подвески механизма подъема

Рассчитать крюковую подвеску механизма подъема электрического мостового крана грузоподъемностью 10 т, режим работы механизма – средний (ПВ 25 %).

Решение.

11.2.1 Расчет крюковой подвески начинают с выбора кинематической схемы полиспаста и типа подвески. Схема полиспаста с крюковой подвеской показана на рисунке 11.2.

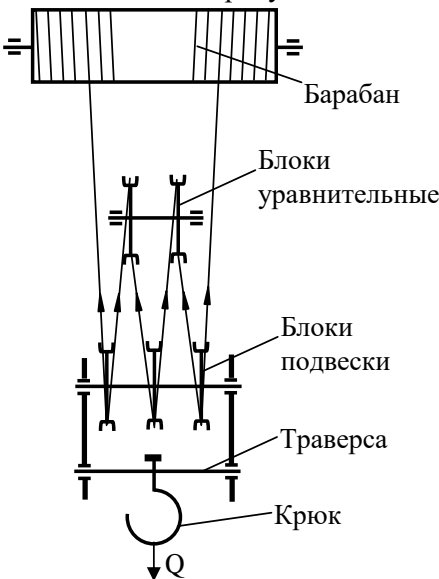
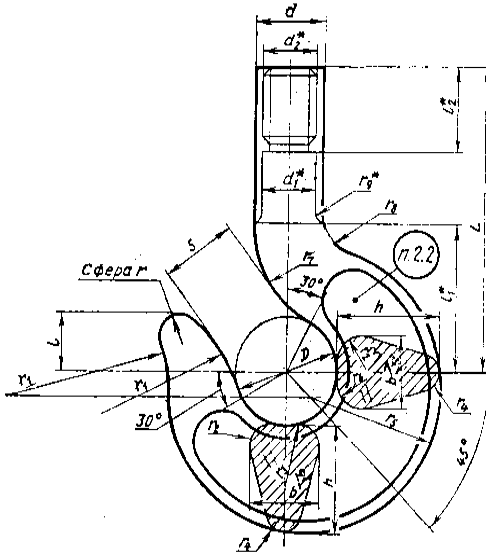


Рисунок 11.2. Кинематическая схема полиспаста с крюковой подвеской

В мостовых кранах канат навивается непосредственно на барабан. При грузоподъемности 10 т по таблице 2.1 принимаем сдвоенный полиспаст с кратностью 3.

11.2.2 Выбор номера заготовки крюка и его проверочный расчет выполняются в соответствии с рекомендациями раздела 3. Ориентируясь на схему полиспаста и тип подвески (трехблочная с траверсой, приложение Б) принимаем заготовку крюка № 16 (приложение Г). Из таблицы Г1

выписываем основные размеры крюка:



$d = 68$ мм (диаметр заготовки);
 $d_1 = 65$ мм (под подшипник);
 $l_1 = 150$ мм; $l_2 = 80$ мм;
 $L = 340$ мм; $h = 100$ мм;
 $D = 110$ мм;
 $G = 26$ кг (вес крюка).

Резьба на хвостовике:
 $M 56 \times 4$ ГОСТ 24705-81.

Рисунок 11.3 Крюк

При курсовом проектировании на чертеже крюка вместо буквенных обозначений проставляются все размеры крюка, выбранные по таблице Г1.

11.2.3 Хвостовик крюка проверяют на прочность по напряжениям растяжения (без учёта собственного веса крюка):

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot G}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

где $d_1 = 51,67$ мм – внутренний диаметр резьбы (приложение Д),
 $d_2 = 53,402$ мм – средний диаметр резьбы.

Принимаем материал крюка Сталь 20, для которого величина допускаемых напряжений равна $[\sigma_p] = 160$ МПа. С учетом дополнительных напряжений, возникающих вследствие возможного раскачивания груза:

$$[\sigma_p]' = \frac{[\sigma_p]}{[n]} = \frac{160}{2,5} = 64 \text{ МПа.}$$

Тогда:

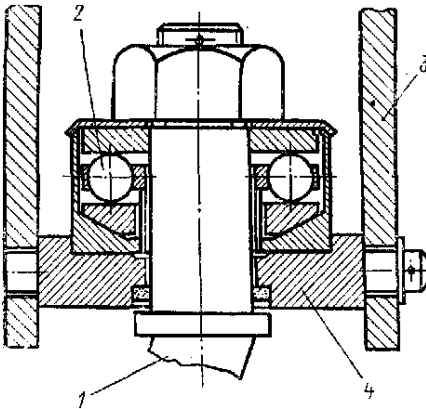
$$\sigma_p = \frac{98100 \cdot 4}{3,14 \cdot 51,67^2} = 46,8 \text{ МПа} \leq [\sigma_p]$$

Высота гайки $H_r = 0,8 \cdot d_2 = 0,8 \cdot 53,4 = 42,7 \text{ мм}$.

Диаметр гайки $D_r = 1,8 \cdot d_2 = 0,8 \cdot 53,4 = 96 \text{ мм}$.

Длину резьбы проверяют из условия прочности на срез витков резьбы по выражениям (3.6) и (3.7) [15] или (5.3), (5.4) [3].

11.2.4 Для фиксации крюка в подвеске (рисунок 11.4) выбираем упорный подшипник (приложение Е или таблицы 110, 111 [5]).



1 – крюк, 2 – упорный подшипник,
3 – боковина, 4 – траверса

Рисунок 11. 4. Вариант фиксации крюка в подвеске

Статическая грузоподъемность подшипника должна отвечать условию $F_a < C_0$.

$$F_a = G \cdot K_B \cdot K_T = 98100 \cdot 1,25 \cdot 1,0 = 122625 \text{ Н}$$

Диаметр посадочного места на крюке (таблица Г1, приложение Г) $d_1^* \leq d = 68 \text{ мм}$. Исходя из полученных данных принимаем подшипник № 8213 для которого $d_1^* = 65 \text{ мм}$, $D = 100 \text{ мм}$, $C_0 = 125000 \text{ Н}$, $H = 27 \text{ мм}$.

11.2.5 После выбора подшипника и определения всех его размеров приступают к окончательному конструктивному оформлению гайки: необходимо предусмотреть в ее конструкции возможность стопорения и специального углубления для размещения кольца подшипника при этом должно быть выполнено условие $D_{\text{гайки}} > D_{\text{подшипника}}$

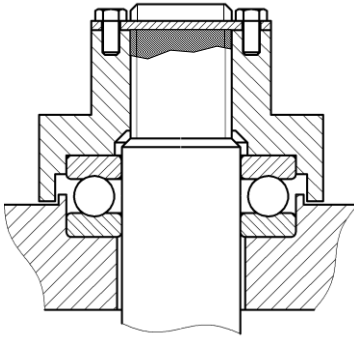


Рисунок 11.5 Вариант исполнения опорного узла крепления крюка.

При курсовом проектировании необходимо выполнить рабочий чертёж гайки.

11.2.6 Расчет на прочность траверсы крюковой подвески выполняется после компоновки всех деталей подвески или выбора типовой подвески и определения размеров траверсы по справочнику.

Для нашего примера примем по рисунку приложения таблицы Б конструкцию крюковой подвески 3-10-406. Тогда длина траверсы для подвески будет равна $L_{тр} = 250$ мм (здесь следует учесть, что размер $D_{бл} = 406$ мм может быть определен только после выбора каната, что в данном примере не является искомым. Принято $D_{бл} = 406$ мм).

Схема траверсы показана на рисунке 11.6.

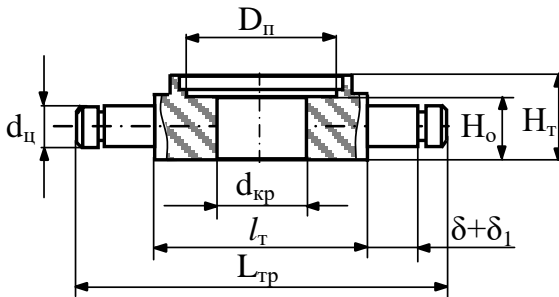


Рисунок 11.6. Схема траверсы

Конструктивные размеры:

- $L_{тр} = 250$ мм;
- $D_{п} = 100$ мм;
- $d_{ц} = 90$ мм;
- $(\delta + \delta_1) = 16$ мм;
- $d_{кр} = 68$ мм;

- $l_T = L_{тр} - 2 \cdot (\delta + \delta_1) = 250 - 2 \cdot 16 = 218$ мм;
- $H_0 = L - (l_1 + l_2 + H) = 340 - (150 + 80 + 27) = 83$ мм;
- $H_T = H_0 + 0,8 \cdot H = 83 + 0,8 \cdot 27 = 104$ мм,

где L – размер крюка, H – размер подшипника

11.2.7 Принятые размеры цапфы должны удовлетворять условиям прочности (см. раздел 5 [15] или раздел 5.3 [3]):

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W} = \frac{M_{и}}{0,1 \cdot d_{ц}^3} \leq [\sigma_{и}];$$

$$M_{и} = 0,25 \cdot G \cdot (\delta + \delta_1) = 0,25 \cdot 98100 \cdot 16 \cdot 10^{-3} = 392 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

Допускаемы напряжения изгиба по выражению (5.9) [3]:

$$[\sigma_{и}] = \frac{250 \cdot 1,4}{1,6 \cdot 2} = 109 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{и} = \frac{392 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 90^3} = 5,37 \text{ МПа.}$$

11.2.8 Ширину траверсы B определяем по выражению (5.13) [3]:

$$B = \frac{1,5 \cdot 98100 \cdot (218 + 16)}{109 \cdot 83^2} + 68 = 45 \text{ мм.}$$

Принимаем окончательно (с учетом диаметра гайки) $B = 100$ мм.

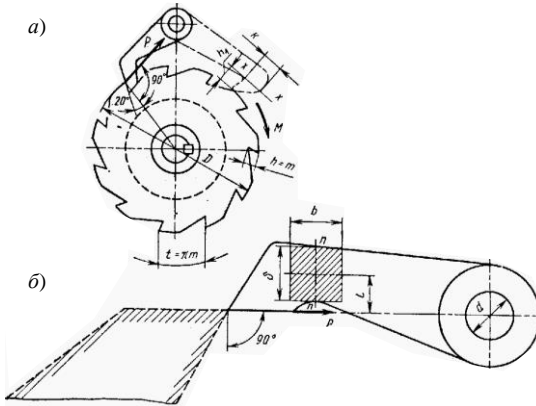
11.2.8 Расчет диаметра оси блоков выполняется по выражению (5.11) [15].

11.3 Пример 3. Расчет храпового останова

Произвести расчет храпового останова (рисунок 11.7). Вращающий момент на валу установки храпового останова $T_i = 358 \cdot 10^3$ Н·мм.

Решение

11.3.1 По таблице 11.1 [15] принимаем для изготовления храпового колеса и собачки Сталь 55Л. Детали храпового останова подвергаем термической обработке: закалке или цементации и закалке до твердости HRC 48...50.



a – собачки;
б – храпового колеса

Рисунок 11.7. Схемы для расчета храпового останова

11.3.2 Определяем модуль колеса из условий:

а) обеспечения прочности на изгиб:

$$m = 1,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_i}{z \cdot \psi \cdot [\sigma_{\text{из}}]}} = 1,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{358 \cdot 10^3}{16 \cdot 3 \cdot 80}} = 8 \text{ мм},$$

где принято $z = 16$ – число зубьев храпового колеса (см. стр. 143 [15]),
 $\psi = 3$ – коэффициент отношения ширины колеса к модулю (см. таблицу 11.1 [15]).

б) обеспечения прочности зуба храпового колеса на смятие:

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_i}{z \cdot \psi \cdot [q]_{\text{н}}}} = 1,75 \cdot \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 358 \cdot 10^3}{16 \cdot 3 \cdot 300}} = 2,2 \text{ мм},$$

где $[q] = 300 \text{ Н/мм}^2$ (см. таблицу 11.1 [15]).

Из двух полученных значений модуля 8 мм и 2,2 мм выбираем большее значение, т.е. $m = 8 \text{ мм}$.

11.3.3 Диаметр вала $d_{\text{в}}$, на котором крепится храповое колесо, определяем по формуле

$$d_{\text{в}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot T_i}{[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 358 \cdot 10^3}{40}} = 36 \text{ мм},$$

где $[\tau] = 0,5 \cdot [\sigma_{\text{н}}] = 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение кручения для вала.

11.3.4 Длина шпонки определяется по выражению

$$l_{\text{ш}} = \frac{T_i}{0,25 \cdot d_{\text{в}} \cdot h_{\text{ш}} \cdot [\sigma_{\text{см}}]} = \frac{358 \cdot 10^3}{0,25 \cdot 36 \cdot 8 \cdot 150} = 32 \text{ мм},$$

где $h_{ш} = 8$ мм и $b_{ш} = 12$ мм – размеры шпонки, указанные в [5, таблица 2.3], $[\sigma_{см}]$ - допускаемое напряжение на смятие [5, с. 560].

11.3.5 Определение размеров храпового колеса:

- наружный диаметр $D = m \cdot z = 8 \cdot 16 = 128$ мм;
- ширина зубьев колеса $b = \psi \cdot m = 3 \cdot 8 = 24$ мм;
- диаметр ступицы $d_{ст} = (1,8 \dots 2)d_b = 1,8 \cdot 36 = 65$ мм
- длина ступицы $l_{ст} = l_{ш} + b_{ш} = 32 + 12 = 44$ мм;
- шаг зубьев $t_3 = \pi \cdot m = 3,14 \cdot 8 = 25,1$ мм;
- высота зубьев $h = 0,75 \cdot m = 0,75 \cdot 8 = 6$ мм;
- длина хорды $a_x = m = 8$ мм.

11.3.6 Определение размеров храповой собачки

Схема для расчета храповой собачки показана на рисунке 11.3 [15]. Основные размеры собачки храпового колеса принимаются по соотношениям:

- ширина сечения $b_1 = b = 24$ мм;
- ширина ступицы $b_2 = b + (2 \dots 5) = 24 + 3 = 27$ мм;
- высота упора $h_1 = (1,25 \dots 1,4) \cdot m = (1,25 \cdot 8) = 10$ мм;
- длина контактной площадки $a_1 = 0,65 \cdot m = 0,65 \cdot 8 = 5,2$ мм;
- минимальная высота сечения $\delta = m = 8$ мм.

По конструктивным соображениям принимаем размеры $L=40$ мм, $l = 18$ мм.

11.3.7 Диаметр оси для фиксации собачки определяем из обеспечения условия прочности на изгиб

$$d_0 = \sqrt[3]{\frac{M_{и}}{0,1 \cdot [\sigma_{и}]} = \sqrt[3]{\frac{44,75 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 80}} = 18 \text{ мм,}$$

где $M_{и} = \frac{T_i \cdot (b/2 + c)}{D} = \frac{358 \cdot (24/2 + 4)}{128} = 44,75$ Н·мм - изгибающий

момент на оси, $[\sigma_{и}] = \frac{\sigma_T}{n_c} = \frac{400}{5} = 80$ МПа - допускаемые напряжения на

изгиб, n_c – коэффициент запаса прочности.

Диаметр ступицы собачки $d_c = 1,25 \cdot d_0 = 1,25 \cdot 18 = 23$ мм.

11.3.8 Расчет собачки на прочность сводится к определению суммарного напряжения в сечении материала от действия изгиба и смятия:

$$\sigma_{\Sigma} = \left(\frac{F_{\tau}}{b_1 \cdot \delta} + \frac{6 \cdot F_{\tau} \cdot l}{b_1 \cdot \delta^2} \right) \leq [\sigma_{и}]$$

Окружное усилие, определяемое на контакте зуба и собачки своими вершинами:

$$F_{\tau} = \frac{2 \cdot T_i}{D} = \frac{2 \cdot 358 \cdot 10^3}{128} = 5,6 \cdot 10^3 \text{ Н}$$

$$\text{Величина эксцентриситета } l = \frac{b_1}{2} = \frac{24}{2} = 12 \text{ мм}$$

Тогда

$$\sigma_{\Sigma} = \left(\frac{5,6}{24 \cdot 8} + \frac{6 \cdot 5,6 \cdot 10^3 \cdot 12}{24 \cdot 8^2} \right) = 292 \text{ МПа}$$

Полученное значение 292 МПа < (490 ... 585) МПа, рекомендуемого в [1, с. 25].

11.4 Пример 4. Расчет колодочного тормоза

Для механизма подъема крана подобрать и выполнить проверочные расчёты колодочного тормоза и электродвигателя привода по следующим данным: грузоподъемность крана $Q=3,2$ т; скорость подъема груза $v_{гр} = 8$ м/мин = 0,133 м/с; режим работы средний (ПВ=25 %), Груз – штучный, высота подъема груза $H = 3,5$ м.

Решение.

11.4.1 Кинематический расчёт механизма подъема

Вес груза, соответствующий номинальной грузоподъемности:

$$G = Q \cdot g, \text{ кН.}$$

где Q – грузоподъемность крана в единицах массы, $Q=3,2$ т, g – ускорение свободного падения, $g = 9,81$ м/с².

$$G = 3,2 \cdot 9,81 = 31,392 \text{ кН.}$$

11.4.1.1 Кинематическая схема полиспаста.

Для подъема и перемещения штучных грузов при небольших и средних значениях грузоподъемности рекомендуется принимать одноблочные крюковые подвески. Кратность полиспаста по таблице 2.1 примем равную 3, $a_{п}=3$. Номер заготовки крюка выбирают в зависимости от грузоподъемности, режима работы и типа привода по таблицам ГОСТ (приложение Г). Принимаем заготовку крюка № 11. Проверочный расчёт крюка подробно рассмотрен в примере 2 главы 11 настоящего пособия. Кинематическая схема механизма представлена на рисун-

ке 11.8. Принята непосредственная навивка каната на барабан (без обводных блоков).

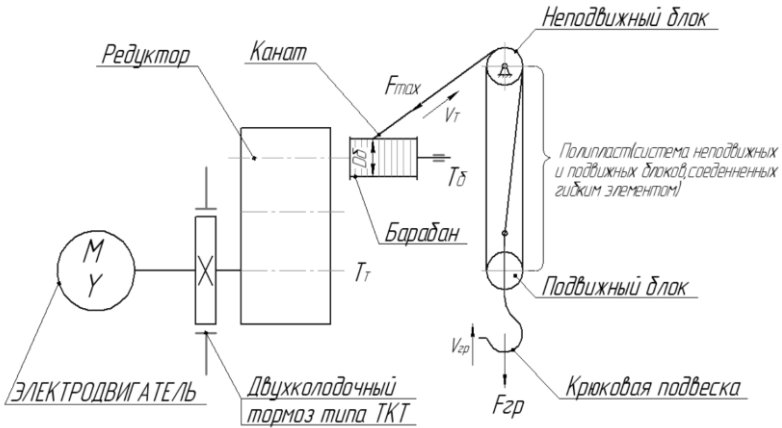


Рисунок 11.8. Схемы для расчета колодочного тормоза

11.4.2 Выбор электродвигателя

Требуемая мощность электродвигателя при подъёме номинального груза:

$$P_{\text{тр}} = G \cdot v_{\text{гр}} / \eta_{\Sigma} = 31,392 \cdot 0,133 / 0,80 = 5.22 \text{ кВт},$$

где η_{Σ} – суммарный КПД механизма подъема груза.

$$\eta_{\Sigma} = \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{б}} \cdot \eta_{\text{р}} \cdot \eta_{\text{м}}.$$

Здесь $\eta_{\text{п}} = 0,98$ - КПД полиспаста с кратностью $a_n=3$ (таблица 2.2); $\eta_{\text{б}} = 0,97$ - КПД барабана, установленного на подшипниках качения; $\eta_{\text{р}} = 0,85$ – КПД редуктора (чаще всего две ступени цилиндрических зубчатых передач), $\eta_{\text{м}} = 0,99$ – КПД муфты.

$$\eta_{\Sigma} = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,85 \cdot 0,99 = 0,80$$

Для механизмов подъема, работающих в повторно-кратковременном режиме, рекомендуется принимать электродвигатели переменного тока с фазовым ротором типа МТФ (приложение 3). Так как график нагрузки не задан, то следует выбрать двигатель с ближайшей большей мощностью и выполнить его проверку по времени пуска.

По таблице 31 принимаем электродвигатель МТФ 112 - 6 мощностью $P_{\text{эд}} = 5,8$ кВт для среднего режима работы ($ПВ=25\%$) с параметрами: частота вращения вала электродвигателя $n_{\text{дв}} = 915 \text{ мин}^{-1}$ (угловая скорость $\omega_{\text{дв}} = 95,77 \text{ с}^{-1}$), момент инерции якоря $J_{\text{дв}} = 2,7 \text{ Нм}^2$, максимальный момент $M_{\text{max}} = 140 \text{ Нм}$.

11.4.3 Подбор каната, определение размеров блоков и барабана. Требуемое минимальное значение разрывного усилия каната определяется с учетом коэффициента запаса прочности - $n_k=5,5$ (таблица 2.3):

$$S_p \geq S_{\max} \cdot n_k = 10840 \cdot 5,5 = 59620 \text{ Н} = 59,6 \text{ кН}$$

В этом выражении S_{\max} - максимальное статическое усилие в канате, которое определяют по выражению (2.3):

$$S_{\max} = \frac{G + q}{Z_{к.б} a_{п} \eta_{п} \eta_{н.б}} = \frac{31392 + 470}{3 \cdot 0,98} = 10840 \text{ Н}$$

где G – вес номинального груза; $q = 15 \cdot G = 15 \cdot 31,392 = 470 \text{ Н}$ - вес крюковой подвески, для одноблочных подвесок (см. параграф 2.2); $Z_{к.б} = 1$ - число ветвей каната, навиваемых на барабан; $a_{п}$ – передаточное число (кратность) полиспаста; $\eta_{п}$ – КПД полиспаста; $\eta_{н.б}$ – КПД направляющих (обводных) блоков (в рассматриваемом механизме отсутствуют). По таблице приложения А (или по таблицам ГОСТ 2688 - 80) с учетом рекомендаций раздела 2 принимаем канат с линейным касанием проволок, грузового назначения, из проволок марки I, без покрытия, левой односторонней свивки, раскручивающийся с $\sigma_b = 1578 \text{ МПа}$ диаметром $d_k = 11,5 \text{ мм}$, разрывное усилие которого равно 66,75 кН.

Условное обозначение каната: Канат ЛК-РО 6×36+1 о.с.11,5-Г-I-Л-О-Р-160 ГОСТ 2688 – 80.

Диаметр барабана и диаметр блоков по дну канавки определим в зависимости от диаметра каната d_k .

$$D_{бл} \geq d_k \cdot e = 11,5 \cdot 25 \geq 287 \text{ мм},$$

где e – коэффициент, зависящий от типа грузоподъемной машины и режима работы; $e = 25$ для среднего режима работы (таблица 3.2).

В соответствии с рекомендациями раздела 3 принимаем диаметр блоков и барабана по дну канавки (ручья) равным $D_1 = 320 \text{ мм}$; диаметр барабана по центру навитого каната $D_0 = D_1 + d_k = 331,5 \text{ мм}$. Конструктивные размеры блоков и барабана определяются по зависимостям, приведенным в таблице 3.1 и в разделе 4.1 настоящего пособия. Эскиз блока представлен в приложении В, расчёт барабана на прочность рассмотрен в разделе 4 пособия.

11.4.4 Определение вращающего момента и скорости вращения барабана. Момент на барабане от веса груза T_B :

$$T_B = S_{\max} \cdot D_0 / 2 = 10840 \cdot 0,331,5 / 2 = 1796 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Линейная скорость ветви тягового каната, набегающей на барабан v_T :

$$v_T = v_{гр} \cdot a_{п} = \frac{8}{60} \cdot 3 = 0,4 \text{ м/с}.$$

Скорость вращения барабана:

$$n_6 = \frac{60 \cdot v_T}{\pi D_B} \cdot 1000 = \frac{60 \cdot 0,4}{3,14 \cdot 331,5} \cdot 1000 = 23 \text{ мин}^{-1}$$

Общее передаточное число привода механизма подъёма (в данном случае передаточное число редуктора):

$$u_\Sigma = \frac{n_{дв}}{n_6} = \frac{915}{23} = 39,8.$$

Статический момент от веса груза, приведенный к ведущему валу редуктора (валу электродвигателя):

$$T_{ст} = \frac{T_6}{u_\Sigma \cdot \eta_\Sigma} = \frac{1796}{39,8 \cdot 0,8} = 56,4 \text{ Нм}$$

По значениям $T_{ст}$ и u_Σ по каталогам подбирают соответствующий редуктор и проводят его проверочные расчёты. Уточняют фактическое значение общего передаточного числа, скорости навивки каната на барабан и другие, связанные с этим параметры. В данном примере такой задачи не стоит. Значение этого момента используется при проверочном расчете электродвигателя, выборе соединительной муфты, расчёте тормоза и останова.

11.4.5 Выбор тормоза механизма подъёма. Тормоз механизма подъёма должен обеспечивать удержание груза номинальной массы в статическом состоянии на весу с заданными коэффициентом запаса торможения K_T . Минимально допустимые значения коэффициента запаса торможения для среднего режима работы $K_T=1,7$ (стр. 34).

Требуемый тормозной момент:

$$T_T = K_T \cdot T_{ст} = 1,7 \cdot 36 = 61,2 \text{ Нм.}$$

где T_T – тормозной момент, развиваемый тормозом; $T_{ст}$ – статический момент от веса груза при торможении, приведенный к валу установки тормоза. С учётом примечания к выражению (7.2):

$$T_{ст} = T_{ст} \cdot (\eta_\Sigma)^2 = 56,4 \cdot 0,8^2 = 36 \text{ Нм.}$$

По каталогу (таблицы 7.2 и 7.3) выбираем тормоз ТКТ200, способный обеспечить максимальный тормозной момент при ПВ ≤ 40 % от 60 до 160 Нм. После проведения проверочных расчетов тормоз необходимо отрегулировать по величине фактического тормозного момента, установив необходимую длину основной пружины.

11.4.6 Проверочные расчёты тормоза. Суммарное нажатие тормозной колодки на шкив:

$$N_K = \frac{T_T}{f \cdot D_T} = \frac{61,2 \cdot 10^3}{0,42 \cdot 200} = 728 \text{ Н.}$$

Фактическое давление на колодках не должно превышать допусти-

мого давления $[q]=0,18$ МПа для тормоза ТКТ-200 (таблица 7.2):

$$q = \frac{N_k}{A_k} = \frac{728}{10990} = 0,066 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \leq [q] = 0.18 \text{ МПа}$$

где A_k - расчетная площадь соприкосновения колодки со шкивом, $b = 90$ мм - ширина колодки, $\beta = 70^\circ$ - угол обхвата шкива одной колодкой.

$$A_k = \frac{\pi \cdot D_T \cdot b \cdot \beta}{360} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 90 \cdot 70}{360} = 10990 \text{ мм}^2.$$

Определяем необходимую результирующую силу основной и вспомогательной пружин:

$$P_{\text{пр}} = \frac{N_k \cdot l_1}{l_2 \cdot \eta_p} = \frac{T_T \cdot l_1}{f \cdot D_T \cdot l_2 \cdot \eta_p} = \frac{61.2 \cdot 10^3 \cdot 135}{0,42 \cdot 200 \cdot 305 \cdot 0,928} = 366 \text{ Н},$$

где η_p - КПД рычажной системы тормоза, l_1 и l_2 - длины рычагов приняты по таблице 7.2 для тормоза ТКТ200.

Для преодоления этого усилия электромагнит должен развивать момент:

$$M_{\text{эп}} = P_{\text{пр}} \ell_3 = 366 \cdot 0,04 = 14,64 \text{ Нм}.$$

По величине $M_{\text{эп}}$ по каталогу (таблица 7.2) подбирают электромагнит из условия:

$$M_3 \geq 1,1 \cdot M_{\text{эп}} > 1,1 \cdot 14,64 = 16,1 \text{ Нм}.$$

Этому условию удовлетворяет электромагнитом МО-200Б, для которого $M_3 = 40$ Нм (таблица 7.2). Окончательно принимаем тормоз ТКТ-200 с электромагнитом МО-200Б.

Выбранные электромагнит и тормозная рычажная система (ТКТ200) должны обеспечивать нормальный отход колодок от шкива, значения которого (мм) - $\varepsilon_{\text{max}} = 0,8$ и $\varepsilon_{\text{min}} = 0,5$ даны в таблице 7.2. Среднее значение отхода колодок, который может обеспечить тормозная система ТКТ200 по выражению (7.11):

$$\varepsilon = 0,8 \cdot \frac{h \cdot l_1}{2 \cdot l_2} = 0,8 \cdot \frac{4,2 \cdot 135}{2 \cdot 305} = 0,74 \text{ мм}.$$

Это соответствует требуемым значениям ε_{max} и ε_{min} (таблица 7.2).

11.4.7 Определение установочной длины основной пружины.

Усилие рабочей пружины при замкнутом тормозе:

$$P_{\Sigma} = P_{\text{пр}} + P_B + M_{\text{я}}/l_3 = 366 + 50 + 3600/40 = 506 \text{ Н}.$$

где $P_{\text{пр}}=366$ Н; P_B - усилие вспомогательной пружины для отвода колодок, рекомендуется $P_B = (30 \dots 80)$ Н, принимаем $P_B = 50$ Н; $M_{\text{я}}$ - момент

силы тяжести якоря электромагнита, относительно оси качания, для электромагнита МО-200Б $M_{я}=3,6$ Нм; $l_3 = 40$ мм - плечо якоря до оси качания (таблица 7.2).

Установочная длина основной пружины, соответствующая усилию $P_{\Sigma}=506$ Н:

$$L_{уст} = L_{св} - P_{\Sigma}/C = 132 - 506/24.2 = 110,77 \text{ мм.}$$

где $L_{св}=132$ мм - свободная длина главной пружины, принятая по конкретно выбранному тормозу, C - жесткость пружины, $C = 24,2$ Н/мм (таблица 7.3). Устройство, принцип работы и возможные регулировки тормоза подробно рассмотрены в главе 7 [3].

11.4.7 Выбор соединительной муфты с тормозным шкивом.

Для соединения вала электродвигателя с ведущим валом редуктора будем использовать упругую втулочно-пальцевую муфту с тормозным шкивом (приложение Ж). Выбор муфты производится по расчетному крутящему моменту T_p , определяемому по формуле (5.1):

$$T_p = T_{ст} \cdot k_1 \cdot k_2 \leq [T_{max}]$$

$$T_p = 56,4 \cdot 1,2 \cdot 1,3 = 88 \text{ Нм.}$$

где $T_{ст}$ – наибольший длительно действующий на сопрягаемых валах вращающий момент; $k_1 = 1,2$ – коэффициент, учитывающий группу режима работы механизма; $k_2 = 1,3$ – коэффициент, учитывающий тип и назначение привода механизма; $[T_{max}]$ – наибольший вращающий момент, на передачу которого рассчитана данная стандартная муфта (определяется по каталогам на муфты).

С учетом диаметра тормозного шкива, принимаем к исполнению муфту МУВП 200-125. $[T_{max}] = 130$ Нм; момент инерции $J_M=1,35$ Нм² (таблица Ж1 приложения). При этом необходимо также обеспечить соответствие присоединительных размеров муфты, редуктора и электродвигателя (диаметры валов).

11.4.8 Проверка выбранного электродвигателя по условиям пуска.

Номинальный момент двигателя:

$$M_H = \frac{P_{эд}}{\omega_{дв}} = \frac{5,8 \cdot 1000}{95,77} = 60 \text{ Нм.}$$

Пусковой момент:

$$M_{п} = 1,5 \cdot M_H = 1,5 \cdot 60 = 90 \text{ Нм.}$$

Суммарный динамический момент:

$$M_{д} = (M_{п} - T_{ст}) = (90 - 56,4) = 33,6 \text{ Нм.}$$

Время пуска двигателя (выражение 6.7):

$$t_{\text{п}} = \frac{n_{\text{дв}}}{375 \cdot M_{\text{д}}} \cdot \left(1,2J_{\text{пр}} + \frac{GD_0^2}{u_{\Sigma}^2 \cdot a_{\text{п}}^2 \cdot \eta_{\Sigma}} \right) \cdot t_{\text{по}},$$

где суммарный маховой момент первого вала привода и муфты:

$$J_{\text{пр}} = (J_{\text{дв}} + J_{\text{м}}) = (2,7 + 1,35) = 4,05 \text{ Нм}^2$$

Составляющая, учитывающая момент силы инерции груза при его поступательном движении:

$$\left(\frac{GD_0^2}{u_{\Sigma}^2 \cdot a_{\text{п}}^2 \cdot \eta_{\Sigma}} \right) = \frac{31392 \cdot 0,331^2}{37,8^2 \cdot 3^2 \cdot 0,8} = 0,312 \text{ Нм}^2$$

$t_{\text{по}} = 2,5$ - относительное время пуска по графику (рисунок 6.1) при $\psi_{\text{max}} = M_{\text{max}}/M_{\text{н}} = 2,3$ и $\alpha = T_{\text{ст}}/M_{\text{н}} = 0,94$.

$$t_{\text{п}} = \frac{915}{375 \cdot 8,1} \cdot (1,2 \cdot 4,05 + 0,312) \cdot 2,5 = 1 \text{ с.}$$

Это соответствует допускаемому времени пуска для механизмов подъёма, которое рекомендуют принимать в пределах - (1...2) с.

Фактическое ускорение номинального груза при подъёме:

$$j = v_{\text{г}} / t_{\text{п}} = 0,133/1 = 0,133 \text{ м/с}^2.$$

Это также соответствует рекомендуемым значениям для монтажных кранов и кранов механосборочных цехов - (0,1...0,2) м/с².

Время установившегося движения $t_{\text{у}}$:

$$t_{\text{у}} = H/V_{\text{г}} = 3,5/0,133 = 26,32 \text{ с.}$$

Таким образом, двигатель МТФ-112-6 проходит по условиям пуска. Время подъёма на заданную высоту составит примерно 27 секунд.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Александров М.П. Подъемно – транспортные машины: Учеб. для машиностроительных спец. вузов. –М.: Высш. школа, 1985. – 520 с.
2. Курсовое проектирование грузоподъемных машин: Учеб. пособ. для студентов машиностр. спец. вузов/С.А. Казак, В.Е. Дусье, Е.С. Кузнецов и др. ; Под ред. С.А. Казака. – М.: Высш. шк., 1989. – 319 с.
3. Семочкин И.И., Лукиенко Л.В., Афросин А.Н., Суменков А.Л. Средства механизации ремонтно-монтажных работ. Учебное пособие для курсового и дипломного проектирования грузоподъемных установок/ ГОУ ВПО "РХТУ им. Д.И.Менделеева", Новомосковский институт (филиал), сост.: Семочкин И.И., Лукиенко Л.В., Афросин А.Н., Суменков А.Л. Новомосковск, 2010.-82 с.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя: в 3-х т. Том 1. –М.: Машиностроение, 1978. – 728 с.
5. Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя: в 3-х т. Том 2. –М.: Машиностроение, 1980. – 560 с.
6. Анурьев В.И. Справочник конструктора - машиностроителя: в 3-х т. Том 3. –М.: Машиностроение, 1979. – 557 с.
7. Руденко Н.Ф., Александров М.П., Лысяков А.Г. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. –М.: Машиностроение, 1971. –464 с.
8. Павлов Н.Г. Примеры расчетов кранов. –Л.: Машиностроение, 1976. –320 с.
9. Ковальский Б.С. Расчет канатных барабанов грузоподъемных машин. –Сборник научных трудов ВНИИПТМАШа. –М.: 1975, №6.
10. Мачульский И.И., Киреев В.С. Подъемно-транспортные и погружно-разгрузочные машины на железнодорожном транспорте: Учебник для вузов. – М.: Транспорт. 1989. –319 с.
11. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. ПБ 10 – 382 – 00. Утверждены постановлением Госгортехнадзора России от 31.12.99. № 98. М.: ПИО ОБТ 2001. – 266 с.
12. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 1. Характеристики материалов и

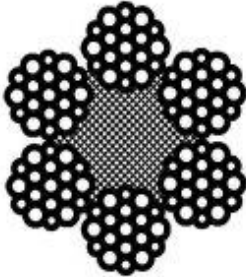
- нагрузок. Основы расчета кранов, их приводов и металлических конструкций/В.И. Брауде, М.М. Гохберг, И.Е. Звягин и др.; Под общ. ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение. 1988. – 536 с.
13. Справочник по кранам: В 2 т. Т. 2. Характеристики и конструктивные схемы кранов. Крановые механизмы, их детали и узлы. Техническая эксплуатация кранов/М.П. Александров, М.М. Гохберг, А.А. Ковин и др.; Под общ. ред. М.М. Гохберга. – Л.: Машиностроение. 1988. – 559 с.
14. Тормозные устройства: Справочник / М.П. Александров, А.Г. Лысяков, В.Н. Федосеев, М.В. Новожилов; Под общ. ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1985. – 312 с.
15. Семочкин И.И., Подколзин А.А., Жаворонков В.В., Хлапов В.Г. Проектирование механизмов грузоподъемных машин и установок: Учеб. пособ. для курсового и дипломного проектирования / РХТУ им. Д.И. Менделеева, Новомосковский ин-т. Новомосковск. 2004. – 240 с.

Приложение А

(справочное)

Конструктивные особенности и технические характеристики стальных канатов

Таблица А1 - Канат двойной свивки типа ЛК-Р конструкции $6 \times 19 (1+6+6/6)+1$ о.с. ГОСТ 2688-80



Линейное касание проволок в прядях
 Органический сердечник
 Повышенная гибкость каната

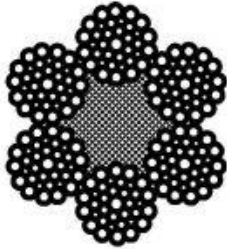
Область применения: грузоподъемные машины грузоподъемного и грузозахватного применения, тяговые органы на подвесных дорогах и кабель-кранах.

Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения проволок, мм ²	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната кг	Маркировочная группа, МПа						
			1372	1470	1578	1666	1764	1862	1960
			Разрывное усилие*, кН, не менее						
9,9	36,66	358,6	—	—	48,85	51,85	53,45	55,95	58,85
11,0	47,19	461,6	—	—	62,85	66,75	68,80	72,00	75,15
12,0	53,87	527,0	—	—	71,75	76,20	78,55	81,90	85,75

13,0	61,00	596,6	71,05	76,19	81,25	86,30	89,00	92,80	97,00
14,0	74,40	728,0	86,70	92,85	98,95	105,00	108,00	112,50	118,00
15,0	86,28	844,0	100,00	107,00	114,50	122,00	125,50	131,00	137,00
16,5	104,61	1025,0	121,50	130,00	139,00	147,50	152,00	159,00	166,00
18,0	124,73	1220,0	145,00	155,00	106,00	176,00	181,50	189,50	198,00
19,5	143,61	1405,0	167,00	179,50	191,00	203,00	209,00	218,50	228,00
21,0	167,03	1635,0	194,50	208,00	222,00	236,00	243,50	254,00	265,50
22,5	188,78	1850,1	220,00	235,50	251,00	267,00	275,00	287,50	303,50
24,0	215,49	2110,0	250,50	269,00	287,00	304,50	314,00	328,00	343,00
25,5	244,00	2390,0	284,00	304,50	324,50	345,00	355,50	372,00	388,50
27,0	274,31	2685,0	319,00	342,00	365,00	388,00	399,50	418,00	436,50
28,0	297,63	2910,0	346,50	371,00	396,00	421,00	434,00	453,50	473,50
30,5	356,72	3490,0	415,50	445,50	475,00	504,50	520,00	544,00	567,50
32,0	393,06	3845,0	458,00	490,50	523,50	556,00	573,00	599,50	625,50
33,5	431,18	4220,0	502,50	538,50	574,00	610,50	748,00	782,50	686,00
37,0	512,79	5015,0	597,50	640,50	683,00	725,00	629,00	658,00	816,00

* Размеры для справок

Таблица А2 - Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции 6×36 (1+7+7/7+14)+1 о.с. ГОСТ 7668-80



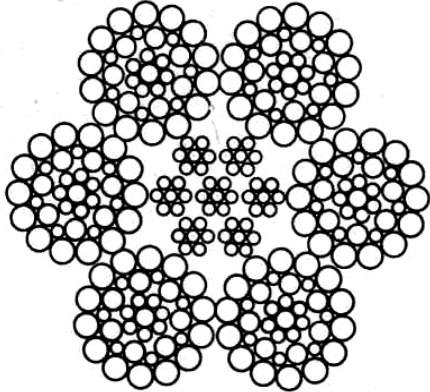
Линейное касание проволок в прядях
 Органический сердечник
 Повышенная гибкость каната

Область применения: подъемно-транспортные машины, шахтные подъемные машины, подъемные установки металлургической промышленности, землеройные дорожные машины.

Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения проволок, мм ²	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната кг	Маркировочная группа, МПа						
			1372	1470	1578	1666	1764	1862	1960
			Разрывное усилие*, кН, не менее						
11,5	51,96	513,0			66,75	70,95	75,100	78,30	80,70
13,5	70,55	696,5	—	—	90,65	96,30	101,50	106,00	109,0
15,0	82,16	812,0	—	—	104,50	111,50	116,50	122,50	128,0
16,5	105,73	1045,0	—	—	135,50	144,00	150,00	157,50	165,0
18,0	125,78	1245,0	—	—	161,50	171,50	175,50	186,50	190,50
20,0	153,99	1520,0	—	—	197,50	210,00	215,00	229,00	233,50
22,0	185,10	1830,0	207,50	222,50	237,50	252,50	258,50	275,00	280,60
23,5	215,94	2130,0	242,50	259,50	277,00	294,00	304,00	321,00	338,00
25,5	252,46	2495,0	283,50	303,50	234,00	344,00	352,50	375,50	383,00
27,0	283,79	2800,0	318,50	341,50	364,50	387,50	396,50	422,00	430,50
29,0	325,42	3215,0	366,00	392,00	417,50	444,00	454,50	484,00	493,50
31,0	369,97	3655,0	416,00	445,00	475,00	505,00	517,00	550,50	561,50

* Размеры для справок

Таблица А3 - Канат двойной свивки типа ЛК-РО конструкции 6×36 (1+7+7/7+14)+7×7 (1+6)
ГОСТ 7669-80



Линейное касание проволок в прядях
Металлический сердечник

Область применения: Подъемно-транспортные машины, шахтные подъемные машины, подъемные установки металлургической промышленности, землеройные дорожные машины

Диаметр каната, мм	Расчетная площадь сечения проволок, мм ²	Ориентировочная масса 1000 м смазанного каната кг	Маркировочная группа, МПа						
			1372	1470	1578	1666	1764	1862	1960
			Разрывное усилие*, кН, не менее						
10,5	52,90	482,0	—	—	66,50	70,45	71,80	77,40	75,8
13,0	80,46	733,0	—	—	100,00	106,50	108,50	115,50	118,5
14,5	96,36	906,0	—	—	120,50	128,00	130,00	138,50	141,5
16,0	121,87	1145,0	—	—	152,00	162,00	165,00	175,00	178,5

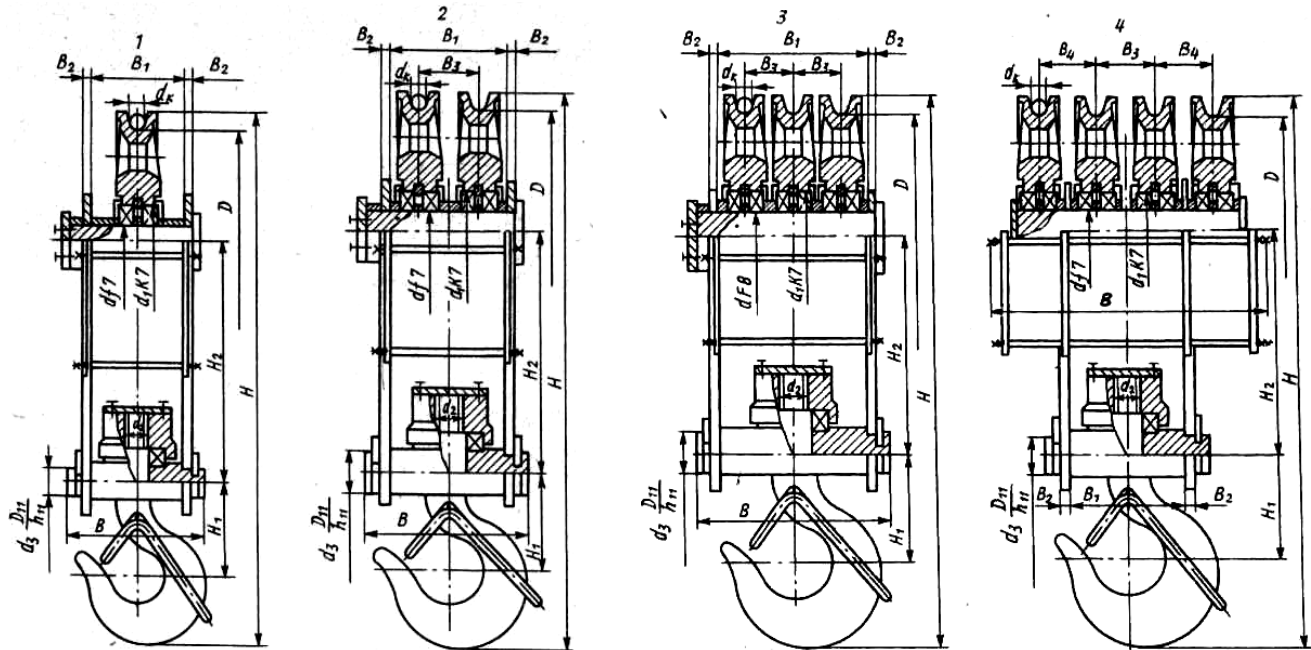
17,5	145,03	1360,0	—	—	181,50	193,00	196,00	209,00	213,0
19,5	179,07	1630,0	—	—	224,00	238,50	242,50	258,00	263,0
21,0	213,39	1950,0	233,50	250,50	267,50	284,00	289,50	307,00	313,5
23,0	251,21	2290,0	275,00	294,50	315,00	334,50	341,00	362,00	368,5
25,0	292,1	2660,0	320,00	343,00	366,00	389,00	396,00	417,50	429,0
26,5	327,43	2975,0	358,50	384,50	410,00	436,00	444,00	472,00	480,5
28,0	373,25	3395,0	408,50	438,50	467,00	497,00	506,50	538,00	547,5
30,0	426,76	3890,0	467,50	501,50	535,00	568,00	579,00	615,00	627,0
32,5	487,48	4445,0	534,50	572,50	611,00	649,00	661,50	703,00	716,0
35,5	580,11	5290,0	683,50	682,00	727,50	772,50	787,50	835,00	852,5
36,5	646,37	5895,0	709,00	759,50	810,00	861,00	877,50	930,00	950,0
39,0	716,29	6530,0	785,50	842,00	898,00	954,50	972,50	1025,0	1045,0
41,0	796,83	7265,0	874,00	936,50	994,50	1055,0	1075,0	1145,0	1170,0

* Размеры для справок

Приложение Б

(справочное)

Подвески крюковые крановые (по ОСТ 24.191.08-81)



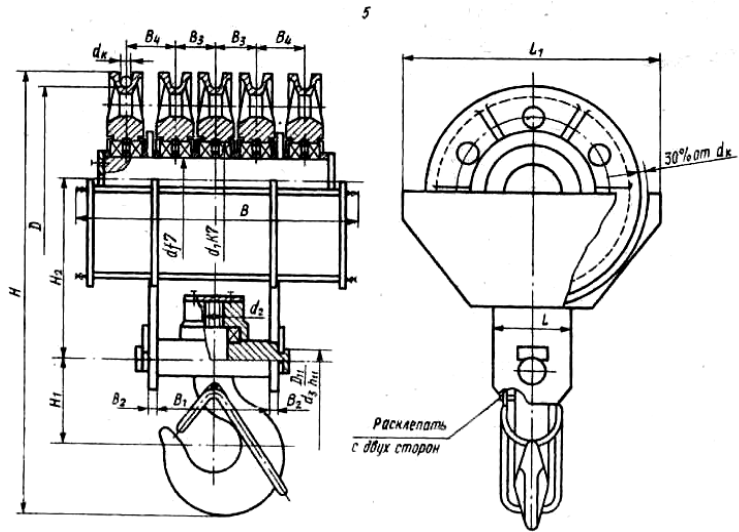


Таблица Б1 - Подвески крюковые крановые (по ОСТ 24.191.08-81)

Типоразмер по стандарту	Размеры, мм														Масса, кг	Грузоподъемность, т	Режим работы	Диаметр каната дк, мм	
	D	d	d ₁	d ₂	d ₃	B	B ₁	B ₂	B ₃	B ₄	H	H ₁	H ₂	L					L ₁
1-3,2-336	336	55	100	M33	28	138	90	8	92	92	666	106	285	110	440	36,4	3,2	J; C	11...14
1-3,2-406	406			M36	32						772	114	330		520	47,8		T	
1-3,2-500	500			872	380						620	61,8	BT						
1-5-406	406	90	140	M42	70	148	96	8	92	92	840	143	355	180	520	70,6	5	J; C	14...17
1-5-500	500			M48							987	162	420		620	90,2		T	
1-5-610	610			1117							485	750	120		BT				
2-5-336	336	55	100	M42	55	170	118	56	92	92	766	143	320	110	440	61,3	5	J; C	11...14
2-5-406	406			M48							887	162	370		520	84,9		T	
2-5-500	500			987							420	620	107		BT				
2-8-406	406	90	140	M52	70	190	130	12	62	92	940	182	390	180	520	116	8	J; C	14...17
2-8-500	500			M56							1079	440	620		157	T			
2-8-610	610			1207							202	505	750		213	BT			
2-10-406	406	90	140	M64	90	190	130	12	62	92	977	390	180	520	129	10	J; C	14...17	
2-10-500	500										1172	242		475	620		180		T
2-10-610	610										1302	540		750	285		BT		
3-10-336	336	90	140	M56	70	250	192	16	92	92	897	202	350	180	440	145	12,5	J; C	14...17
3-10-406	406			M64	90						1072	425	520		161	T			
3-10-500	500										1172	242	475		620	193		BT	
3-12,5-406	406	90	140	Трап. 70×10	90	260	192	16	92	92	1077	430	180	520	205	12,5	J; C	14...17	
3-12,5-500	500										1215	480		620	250		T		
3-12,5-610	610										1345	260		545	750		340		BT
3-16-406	406	110	170	Трап. 80×10	110	290	216	70	92	92	1115	430	220	520	223	16	J; C	14...17	
3-16-500	500										1287	292		490	640		308		T
3-16-610	610										1417	555		770	394		BT		

Приложение В (справочное)

Блоки стальные канатные (по ОСТ 24.191.05)

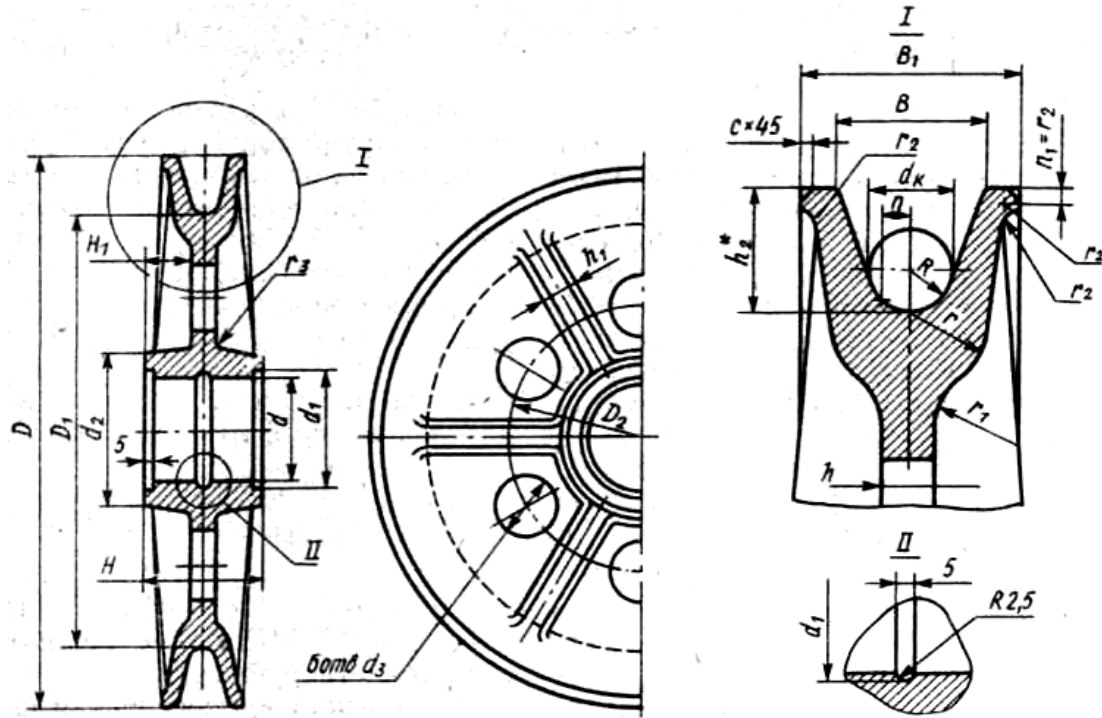


Таблица В1 - Параметры блоков для стальных канатов, мм

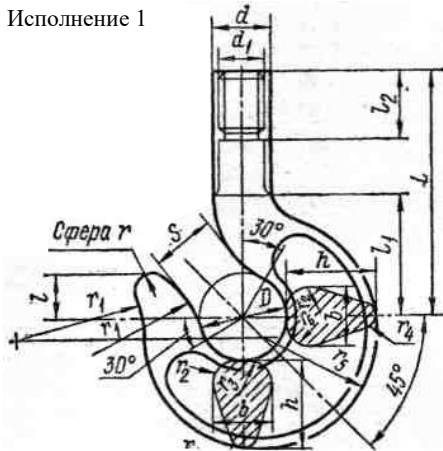
D	Исполнение	d _к	D ₁	D ₂	d	d ₁	d ₂	d ₃	H	H ₁	h	h ₁	h ₂	B	b ₁	n	R	r	r ₁	r ₂	г ₃	c	Масса, кг
320	6	От 9 до 11	284	170	80	85	120	30	42	13	8	8	18	22	32	3	6	12	12	2,5	6	1	8,5
	7	Св.11 до 14	276										22	27	40	4	7,5	20	16	3			9,0
	8	Св. 14 до 18	264										28	34	50	6	9,5	25	20	3			10,0
380	6	От 9 до 11	344	220	100	105	150	50	16	10	10	10	18	22	32	3	6	12	12	2,5	6	1	12,0
	7	Св.11 до 14	336										22.	27	40	4	7,5	20	16	3			13,0
	8	Св. 14 до 18	324										28	34	50	6	9,5	25	20	3			16,0
450	7	От 11 до 14	406	250	125	130	180	45	60	20	12	12	22	27	40	4	7,5	20	16	3	6	1	21,0
	8	Св. 14 до 18	394										28	34	50	6	9,5	25	20	3			23,0
	9	Св.18 до 23	378										36	45	65	8	12,5	32	25	4			26,5
530	7	От 11 до 14	486	300	160	170	230	45	70	22	14	14	22	27	40	4	7,5	20	16	3	10	1	32,5
	8	Св. 14 до 18	474										28	34	50	6	9,5	25	20	3			34,0
	9	Св. 18 до 23	458										36	45	65	8	12,5	32	25	4		40,0	
	10	Св. 23 до 28,5	440										45	55	80	10	15,5	40	32	6		47,0	
630	8	От 14 до 18	574	380	200	210	280	70	75	25	16	16	28	34	50	6	9,5	25	20	3	14	1	48,5
	9	Св. 18 до 23	558										36	45	65	8	12,5	32	25	4			52,0
	10	Св.23 до 28,5	540										45	55	80	10	15,5	40	32	6		58,0	
750	8	От 14 до 18	694	470	240	250	340	90	85	28	18	16	28	34	50	6	9,5	25	20	3	14	1	74,0
	9	Св. 18 до 23	678										36	45	65	8	12,5	32	25	4			81,0
	10	Св. 23 до 28,5	660										45	55	80	10	15,5	40	32	6		90,0	
900	10	От 23 до 28,5	810	550	260	275	360	150	95	31	25		45	55	80	10	15,5	40	32	6	2	97,0	

ПРИЛОЖЕНИЕ Г

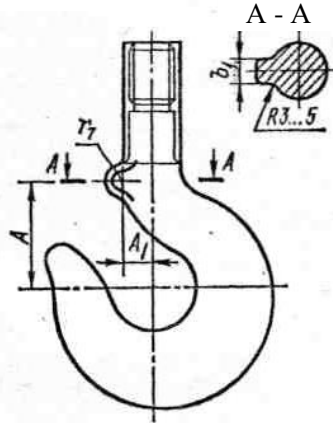
(справочное)

Заготовки однорогих крюков (по ГОСТ 6627-74)

Исполнение 1



Исполнение 2



Номер заготовки крюка	Наибольшая грузоподъемность крюков, т		
	1М	2М - 4М	5М, 6М
1	0,4	0,32	0,25
2	0,5	0,4	0,32
3	0,63	0,5	0,4
4	0,8	0,63	0,5

Номер заготовки крюка	Наибольшая грузоподъемность крюков, т		
	1М	2М - 4М	5М, 6М
6	1,25	1	0,8
7	1,6	1,25	1
8	2	1,6	1,25
9	2,5	2	1,6
10	3,2	2,5	2
11	4	3,2	2,5
12	5	4	3,2
13	6,3	5	4
14	8	6,3	5
15	10	8	6,3
16	12,5	10	8
17	16	12,5	10
18	20	16	12,5
19	—	20	16
20	—	25	20
21	—	32	25
22	—	40	32

Таблица Г1 - Параметры однорогих крюков, мм

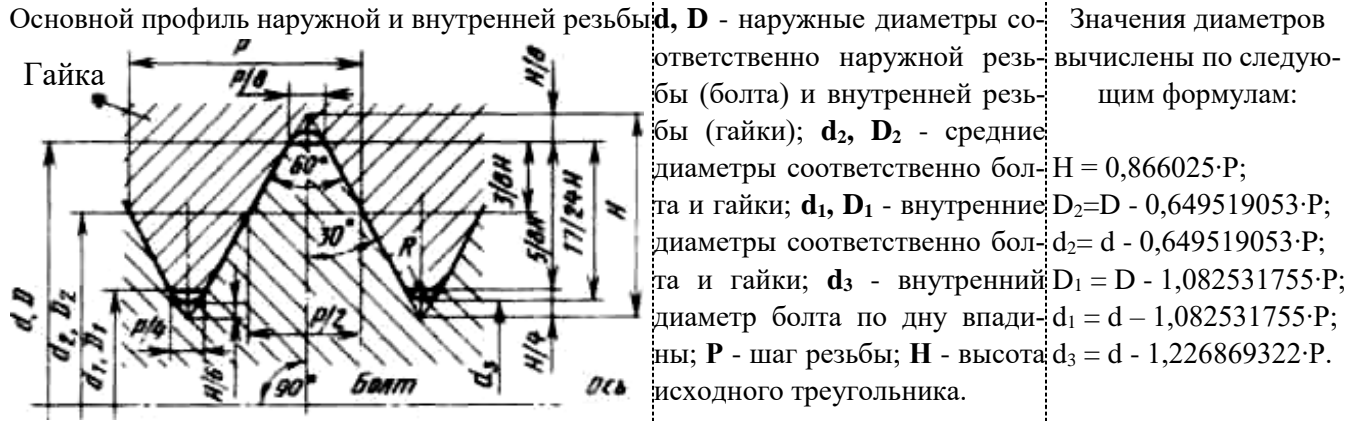
№ заготовки	D	S	L		A	A ₁	b	b ₁	d	d ₁	h	l	l ₂	l ₃	r	r ₁	r ₂ =	r ₃	r ₅	r ₆	r ₇	Масса, кг		
			Тип										r ₄	Тип										
			A	Б										A			Б							
1	20	14	65	80	26	9	12	8	15	M12	18	10	30		4,5	28	3	11	25	11		5	0,18	0,20
2	22	16	70	90	28	9	13	8	15	M12	21	10	32	20	4,5	28	4	12	28	12		5	0,22	0,25
3	25	18	75	100	31	10	15	8	18	M14	24	12	35		5	30	4	13	32	13		5	0,35	0,4
4	30	22	85	110	35	12	18	3	20	M16	26	15	40	25	5,5	35	5	14	37	14		6	0,5	0,6
5	32	24	90	120	38	12	20	9	20	M16	28	16	45	25	6	38	5,5	16	40	16		6	0,6	0,7
6	36	26	105	130	42	15	22	10	25	M20	32	18	50	30	6	40	5,5	18	45	18		6	0,9	1
7	40	30	120	140	48	15	24	10	25	M20	36	20	55	30	6,5	45	6	20	50	20		6	1,3	1,5
8	45	33	130	160	56	18	26	12	30	M24	40	22	65	35	7	50	6	22	56	30		8	1,7	1,9
9	50	36	145	180	60	21	30	12	35	M27	45	25	70	40	8	55	7	25	62	36		8	2,6	2,9
10	55	40	165	220	65	21	34	12	35	M30	52	30	85	45		60	8	28	70	38		8	3,6	4,1
11	60	45	180	300	78	25	38	16	40	M33	55	34	90	50	10	70	9	30	78	42	10	10	4,5	5,7
12	65	50	195	375	82	28	40	16	45	M36	65	36	95	55		80	9	35	90	45	10	10	6,45	8,9
13	75	55	250	410	92	32	48	20	52	M42	75	38	105	60	11	85	10	40	100	50	12	12	9,6	12,2
14	85	65	280	475	105	35	54	20	56	M48	82	42	120	70	12	95	12	45	110	60	12	12	13,5	17,7
15	95	75	310	520	—	—	60	—	62	M52	90	46	135	75	15	110	13	50	125	65	—	—	18	23
16	110	85	340	580	—	—	65	—	68	M56	100	55	150	80	18	120	13	55	140	75	—	—	26	33
17	120	90	415	600	—	—	75	—	80	M64	115	60	165	90	20	125	14	62	155	84	—	—	37	44,5
18	130	100	440	630	—	—	80	—	85	Тр 70×10	130	62	180	95	21	140	16	70	170	90	—	—	49,5	56
19	150	115	480	660	—	—	90	—	95	Тр 80×10	150	75	210	100	22	170	18	75	200	105	—	—	70	82,5
20	170	130	535	730	—	—	102	—	110	Тр 90×12	164	80	230	115	30	190	20	100	220	120	—	—	102	121
21	190	145	580	800	—	—	115	—	125	Тр 100×12	184	95	260	130	32	210	23	110	145	135	—	—	130	150

Приложение Д

(справочное)

Основные параметры метрической и трапецеидальной резьб

Таблица Д1 - Метрическая резьба (по ГОСТ 9150-81, ГОСТ 8724-81, ГОСТ 24705-81)



Пример условного обозначения метрической однозаходной резьбы номинальным диаметром 20 мм:

с крупным шагом

M20

с мелким шагом (шаг $P=1,5$ мм)

M20×1,5

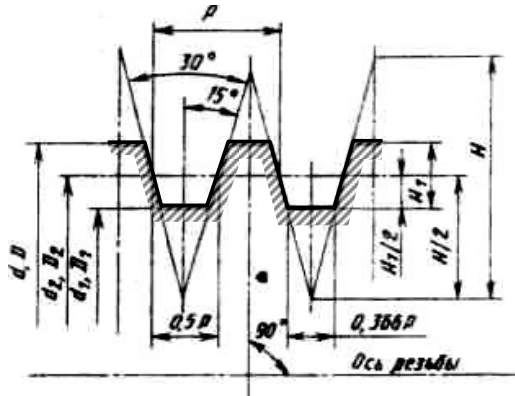
Таблица Д2 - Диаметры и шаги метрической резьбы (выборка из ГОСТ 24705-81, ГОСТ 8724-81)

Размеры в мм

Диаметр наружный		Крупный шаг	Мелкий шаг P							
			3	2	1,5	1,25	1	0,75	0,5	
1 ряд	2 ряд	P	Внутренний диаметр резьбы $d_1 = D_1$							
10		1,5	8,376				8,647	8,918	9,188	9,459
12		1,75	10,106			10,376	10,647	10,918	11,188	11,459
	14	2	11,835			12,376	12,647	12,918	13,188	13,459
16		2	13,835			14,376		14,918	15,188	15,459
	18	2,5	15,294		15,835	16,376		16,918	17,183	17,459
20		2,5	17,294		17,835	18,376		18,918	19,188	19,459
	22	2,5	19,294		19,835	20,376		20,918	21,183	21,459
24		3	20,752		21,835	22,376		22,918	23,183	
	27	3	23,752		24,835	25,376		25,918	26,188	
30		3,5	26,211	25,752	27,835	28,376		28,918	29,188	
	33	3,5	29,211	29,752	30,835	31,376		31,918	32,188	
36		4	31,670	32,752	33,835	34,376		34,918		
	39	4	34,670	35,752	35,835	37,376		37,918		
42		4,5	37,129	33,752	39,835	40,376		40,918		
	45	4,5	40,129	41,752	42,835	43,376		43,918		
48		5	42,587	44,752	45,835	46,376		46,918		

Таблица Д3 - Трапецидальная резьба (по ГОСТ 9484-81)

Основной профиль наружной и внутренней резьбы



d - наружный диаметр резьбы (винта);
 D - наружный диаметр внутренней резьбы (гайки);
 d_2 - средний диаметр наружной резьбы;
 D_2 - средний диаметр внутренней резьбы;
 d_1 - внутренний диаметр наружной резьбы;
 D_1 - внутренний диаметр внутренней резьбы;
 P - шаг резьбы;
 H - высота исходного треугольника;
 H_1 - рабочая высота профиля.

$$H = 1,866 \cdot P; \quad H_1 = 0,5 \cdot P$$

Пример условного обозначения трапецидальной однозаходной резьбы номинальным диаметром 20 мм, шагом 4 мм и полем допуска среднего диаметра 7e: ***Tr 20×4 — 7e.***

Таблица Д4 - Диаметры и шаги трапецидальной резьбы по ГОСТ 24737—81

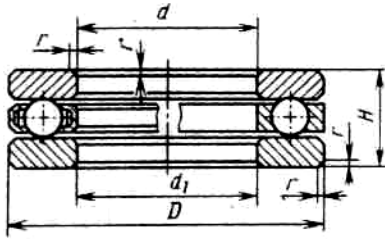
Шаг P, мм	2; 3	2; 4	2; 3; 5; 8	3; 6; 10	3; 6; 7; 10	3; 7; 8; 12
Номинальный диаметр d, мм	14	16; 18; 20	22; 24; 26; 28	30; 32; 34; 36;	38; 40; 42	44
Внутренний диаметр d ₁ , мм	$d_1 = d - H_1 = d - 0,5 \cdot P$					

Приложение Е

(справочное)

Подшипники упорные

Таблица Е1 - Шариковые упорные одинарные подшипники (по ГОСТ 7872-89)



Пример обозначения одинарного упорного шарикового подшипника серии диаметров 1, серии высот 0 с
 $d = 30$ мм, $D = 47$ мм, $H = 11$ мм:

Подшипник 8106 ГОСТ 7872-89

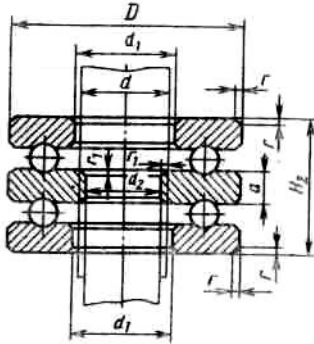
Обозначение подшипников	d, мм	d ₁ , мм	D, мм	H, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н	$\rho_{\text{пред}} \cdot 10^{-3}$ мин ⁻¹	Масса, кг
Серия диаметров 1, серия высот 0									
8100	10	10,2	24	9	0,5	10 000	11 800	7,0	0,020
8101	12	12,2	26	9	0,5	10 400	12 900	7,0	0,022
8102	15	15,2	28	9	0,5	10 600	14 000	6,3	0,024
8103	17	17,2	30	9	0,5	11 400	16 600	6,3	0,027
8104	20	20,2	35	10	0,5	15 000	22 400	5,6	0,040
8105	25	25,2	42	11	1,0	18 000	30 000	4,8	0,060
8106	30	30,2	47	11	1,0	19 000	33 500	4,5	0,070

8107	35	35,2	52	12	1,0	20 000	39 000	4,3	0,084
8108	40	40,2	60	13	1,0	27 000	53 000	3,8	0,124
8109	45	45,2	65	14	1,0	28 000	58 500	3,4	0,15
8110	50	50,2	70	14	1,0	29 000	64 000	3,4	0,16
8111	55	55,2	78	16	1,0	30 500	63-000	3,0	0,24
8112	60	60,2	85	17	1,5	41 500	95 000	2,6	0,29
8113	65	65,2	90	18	1,5	38 000	85 000	2,4	0,34
8114	70	70,2	95	18	1,5	40 000	93 000	2,4	0,36
8115	75	75,2	100	19	1,5	44 000	104 000	2,2	0,42
8116	80	80,2	105	19	1,5	45 000	108 000	2,0	0,43
8117	85	85,2	110	19	1,5	45 500 1	114 000	2,0	0,46
8118	90	90,2	120	22	1,5	45 500	118 000	1,8	0,68
8120	100	100,2	135	25	1,5	61 000	160 000	1,7	1,00
8122	110	110,2	145	25	1,5	65 500	186 000	1,6	1,08
<i>Серия диаметров 2, серия высот 0</i>									
8201	12	12,2	28	11	1,0	13 200	16 000	5,6	0,30
8202	15	15,2	32	12	1,0	16 600	20 800	5,3	0,05
8204	20	20,2	40	14	1,0	22 400	32 000	4,3	0,08
8205	25	25,2	47	15	1,0	28 000	42 500	3,8	0,12
8206	30	30,2	52	16	1,0	25 500	40 000	3,6	0,14
8207	35	35,2	62	18	1,5	35 500	57 000	3,2	0,22
8208	40	40,2	68	19	1,5	46 500	83 000	2,8	0,27

8209	45	45,2	73	20	1,5	39 000	67 000	2,6	0,32
8210	50	50,2	78	22	1,5	50 000	90 000	2,4	0,39
8211	55	55,2	90	25	1,5	61 000	114 000	2,0	0,61
8212	60	60,2	95	26	1,5	62 000	118 000	1,9	0,69
8213	65	65,2	100	27	1,5	64 000	125 000	1,8	0,77
8214	70	70,2	105	27	1,5	65 500	134 000	1,8	0,81
8215	75	75,2	110	27	1,5	67 000	143 000	1,7	0,86
8216	80	80,2	115	28	1,5	75 000	160 000	1,7	0,95
8217	85	85,2	125	31	1,5	98 000	212 000	1,6	1,30
8218	90	90,2	135	35	2,0	120 000	255 000	1,5	1,77
8220	100	100,2	150	38	2,0	122 000	270 000	1,3	2,36
8222	110	110,2	160	38	2,0	129 000	305 000	1,2	2,57
<i>Серия диаметров 3, серия высот 0</i>									
8305	25	25,2	52	18	1,5	34 500	46 500	3,4	0,16
8306	30	30,2	60	21	1,5	38 000	55 000	2,8	0,27
8307	35	35,2	68	24	1,5	50 000	75 000	2,4	0,39
8308	40	40,2	78	26	1,5	61 000	95 000	2,0	0,5
8309	45	45,2	85	28	1,5	75 000	118 000	1,9	0,69
8310	50	50,2	95	31	2,0	88 000	146 000	1,8	1,00
8311	55	55,2	105	35	2,0	102 000	176 000	1,6	1,34
8312	60	60,2	110	35	2,0	102 000	176 000	1,6	1,43
8313	65	65,2	115	36	2,0	106 000	186 000	1,6	4,57

8314	70	70,2	125	40	2,0	137 000	250 000	1,4	2,10
8315	75	75,2	135	44	2,5	163 000	300 000	1,2	2,7
8316	80	80,2	140	44	2,5	160 000	300 000	1,2	2,8
8318	90	90,2	155	50	2,5	196 000	390 000	1,0	3,9
8320	100	100,2	170	55	2,5	232 000	475 000	0,95	5,1
8322	110	110,2	190	63	3,0	275 000	610 000	0,85	7,9

Таблица Е2 - Шариковые упорные двойные подшипники (по ГОСТ 7872-89)



Пример обозначения шарикового упорного подшипника серии диаметров 2, серии высот 0 с $d_2 = 20$ мм, $D = 47$ мм, $H_2 = 11$ мм:

Подшипник 38205 ГОСТ 7872-89

Обозначение подшипников	d, мм	d ₁ , мм	d ₂ , мм	D, мм	H ₂ , мм	a, мм	r, мм	C, Н	C ₀ , Н	$n_{пред} \cdot 10^{-3}$ мин ⁻¹	Масса, кг
Серия диаметров 2, серия высот 0											
38205	25	25,2	20	47	28	7	1.0	28 000	42 500	3,8	0,23
38206	30	30,2	25	52	29	7	1,0	25 500	40 000	3,6	0,27
38207	35	35,2	30	62	34	8	1,5	35 500	57 000	3,2	0,42
38208	40	40,2	30	68	36	9	1,5	46 500	83 000	2,8	-
38209	45	45,2	35	73	37	9	1,5	39 000	67 000	2,6	0,62
38210	50	50,2	40	78	39	9	1,5	50 000	90 000	2,4	-
38212	60	60,2	50	95	46	10	1,5	62 000	118 000	1,9	1,25
38214	70	70,2	55	105	47	10	1,5	655 000	134 000	1,8	-
38216	80	80,2	65	116	48	10	1.5	75 000	160 000	1,7	-

Приложение Ж
(справочное)

Основные размеры и параметры тормозных шкивов-полу муфт

1 Шкивы-полу муфты муфт упругих втулочно-пальцевых (МУВП)

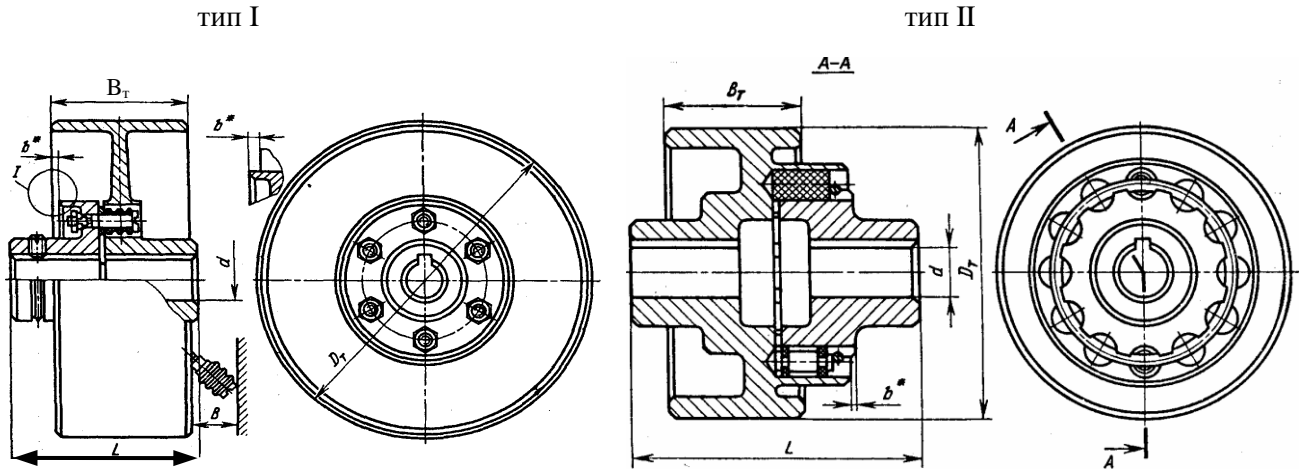


Таблица Ж1 - Параметры шкивов – полумуфт с упругими втулочно-пальцевыми муфтами типа МУВП

Тип	Размеры, мм							Момент, Н·м		Допустимая частота вращения, мин ⁻¹	Масса, кг	Расчетный момент инерции, кг·м ²				
	D _r	d		B _r	B	b*	b _r *	L	крутящий			тормозной	Тип I	Тип II		
		торм. шкива	полу-муфты													
I	100	18	18	75	42	13,25 – 1,25	–	84	32	25	3	0,008	–			
		22						94				5600		0,009		
		28						104				4750		0,01		
		30						102				4000		0,12		
II	160	22	25	75	42	1,25	1,75	104	55	100	5	0,053	–			
		28				–	12 – 16	115				4750		0,062		
	160	30	28	–	–	1 – 5	–	165	130	250	11	–	0,096			
		28				4750	0,057									
I	200	28	25	95	42	–	2--6	125	240	250	9	0,135	–			
		30	32					145				4750		11		
		32	25					145				130		4000	12	0,152
			32													
38	35	165	240	11												
II	200	40	35	90	–	2 – 6	–	206	240	250	13	–	0,077			
I	200	42	42	145	55	–	17,5 – 21,5	226	450	3000	17	0,256	–			
		48	48				42 – 48		700			21		0,345		
	55		450												20	
	300	50					45		7,5 – 3,5			–		800		28
50	700	29	0,939													

* Размеры для справок

2 Шкивы-полу муфты с зубчатыми муфтами типа МЗП

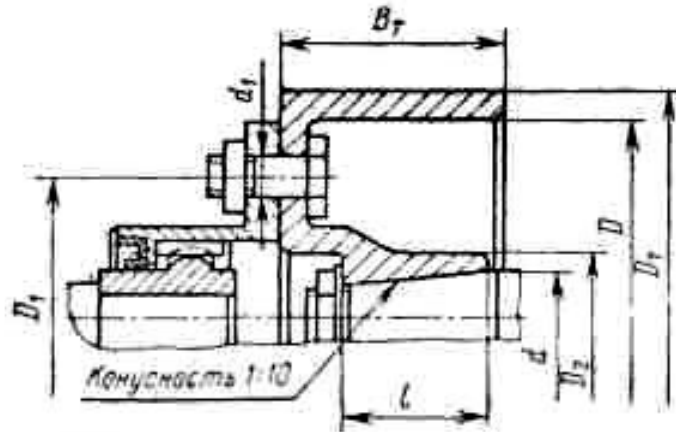


Таблица Ж2 - Параметры шкивов-полу муфт с зубчатыми муфтами типа МЗП

Размеры, мм							Число болтов z	
D_T	B_T	D	D_1	D_2	l	d		
200	95	180	160	90	70/80	50/55	13	6
300	145	275	185	120	85/80	60/55	17	6
400	185	370	215	145	105/105	75/75	17	8
500	205	465	245	180	115/130	90/95	21	8
600	250	565	245	190	125/—	105/—	21	8

Примечание. Через дробь указаны максимальные значения l и d для цилиндрической (в числителе) и конической (в знаменателе) расточек

Приложение 3
(справочное)

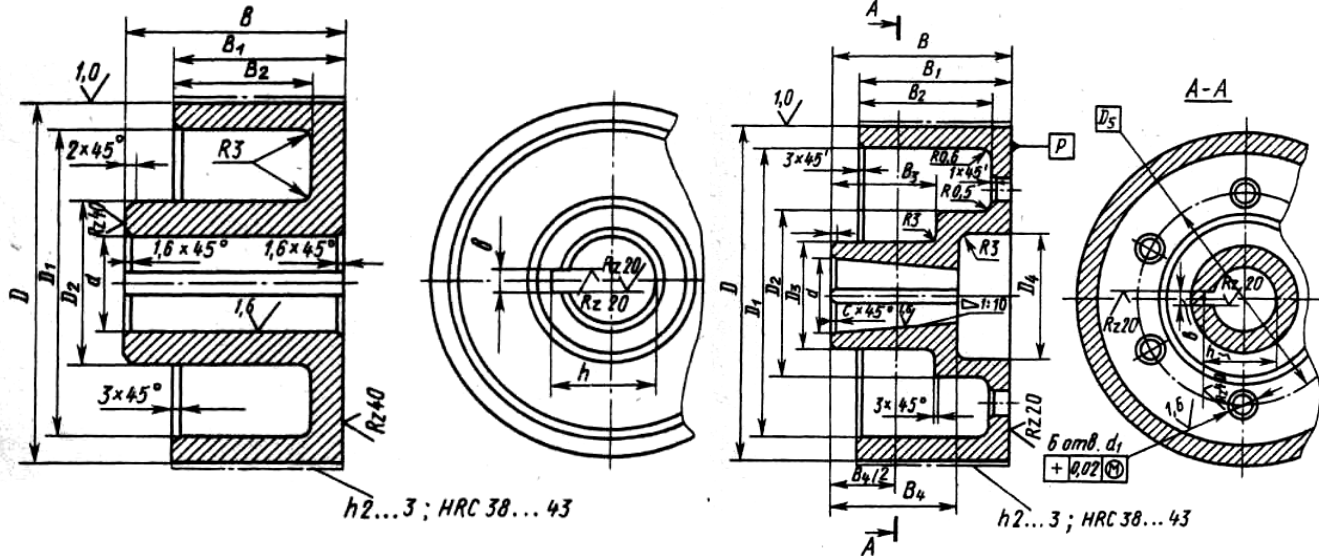
Таблица 31 - Характеристики крановых электродвигателей

Тип электро- двигателя	Мощность P_d и частота вращения n_d , об/мин, при						Момент инерции ротора H_m^2	Максималь- ный момент, кгс·м	Масса, кг
	ПВ=15 %		ПВ=25 %		ПВ=40 %				
	P_d	n_d	P_d	n_d	P_d	n_d			
MTF 011-6	2.0	800	1.7	850	1.4	885	0.9	4.0	51
MTF 012-6	3.1	785	2.7	840	2.2	890	1.2	5.7	58
MTF 111-6	4.5	850	4.1	870	3.5	895	2.0	8.7	76
MTF 112-6	6.5	895	5.8	915	5.0	930	2.7	14.0	88
MTF 211-6	10.5	895	9.0	915	7.5	930	4.6	19.5	120
MTF 311-6	14.0	925	13.0	935	11.0	945	9.0	32.0	170
MTF 312-6	19.5	945	17.5	950	15.0	955	12.5	48.0	210
MTF 411-6	30.0	945	27.0	955	22.0	965	20	65.0	280
MTF 412-6	40.0	960	36.0	965	30.0	970	27	95.0	345
MTF 311-8	10.5	665	9.0	680	7.5	695	11	27.0	170
MTF 312-8	15.0	680	13.0	695	11.0	705	15.5	43.0	210
MTF 411-8	22.0	685	18.0	700	15.0	710	21.5	58.0	260
MTF 412-8	30.0	705	26.0	715	22.0	720	30	90.0	345
MTH 511-8	-	-	34.0	695	28.0	705	43	103.0	470
MTH 512-8	-	-	45.0	695	37.0	705	57	140.0	570
MTH 611-10	-	-	53.0	560	45.0	570	170	236.0	900
MTH 612-10	-	-	70.0	560	60.0	565	210	320.0	1070
MTH 613-10	-	-	90.0	570	75.0	575	250	420.0	1240
MTH 711-10	155.0	-	125.0	580	100.0	584	410	465.0	1550
MTH 712-10	-	-	155.0	580	125.0	585	510	580.0	1700
MTH 713-10	-	-	200.0	582	160.0	586	600	745.0	1900

Приложение И

(справочное)

Примеры оформления рабочих чертежей тормозного шкива-полууфты МУВП



Приложение К

(справочное)

Примеры оформления чертежей и размеры тормозных колодок

