

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

А. Ф. Дулевич, С. А. Осоко, А. М. Лось

ДЕТАЛИ МАШИН

ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Рекомендовано
учебно-методическим объединением по образованию
в области природопользования и лесного хозяйства
и учебно-методическим объединением
по химико-технологическому образованию
в качестве учебно-методического пособия для студентов
учреждений высшего образования заочной формы обучения
по специальностям 1-36 05 01 «Машины и оборудование
лесного комплекса», 1-46 01 01 «Лесоинженерное дело»,
1-46 01 02 «Технология деревообрабатывающих производств»,
1-36 07 01 «Машины и аппараты химических
производств и предприятий строительных материалов»

Минск 2014

УДК 621.81(076.5)

ББК 34.44я73

Д81

Рецензенты:

кафедра механики материалов и деталей машин БГАТУ

(кандидат технических наук, доцент,

заведующий кафедрой *В. Н. Основин*);

кандидат технических наук, доцент кафедры деталей машин,
подъемно-транспортных машин и механизмов БНТУ *Г. В. Тилигузов*

Все права на данное издание защищены. Воспроизведение всей книги или ее части не может быть осуществлено без разрешения учреждения образования «Белорусский государственный технологический университет».

Дулевич, А. Ф.

Д81 Детали машин. Лабораторный практикум : учеб.-метод. пособие для студентов заочной формы обучения по специальностям 1-36 05 01 «Машины и оборудование лесного комплекса», 1-46 01 01 «Лесоинженерное дело», 1-46 01 02 «Технология деревообрабатывающих производств», 1-36 07 01 «Машины и аппараты химических производств и предприятий строительных материалов» / А. Ф. Дулевич, С. А. Осоко, А. М. Лось. – Минск : БГТУ, 2014. – 181 с.

978-985-530-315-3.

Учебно-методическое пособие содержит 15 лабораторных работ, охватывающих основные разделы курсов «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Детали машин и ПТМ отрасли», в которых рассматриваются механические передачи, резьбовые соединения, простейшие грузоподъемные машины, полиспастные системы, гибкие органы, грузозахватные приспособления, крюковые подвески, тормоза и остановы, транспортирующие машины с тяговым органом и без него. В каждой работе приведены сведения об изучаемом материале, справочные данные, порядок выполнения работ, содержание отчета, а также контрольные вопросы.

УДК 621.81(076.5)

ББК 34.44я73

ISBN 978-985-530-315-3 © УО «Белорусский государственный технологический университет», 2014
© Дулевич А. Ф., Осоко С. А.,
Лось А. М., 2014

ПРЕДИСЛОВИЕ

Научно-технический прогресс во всех отраслях промышленности требует высокого уровня подготовки инженерных кадров, поэтому очень важными являются курсы «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Детали машин и подъемно-транспортные машины отрасли», «Подъемно-транспортные машины». Они завершают цикл общеинженерных дисциплин и создают основу для изучения специальных предметов.

Основными задачами лабораторных работ являются: экспериментальное подтверждение теоретических выводов, полученных при изучении лекционного материала; развитие навыков работы с приборами и установками; приобретение умения практически оценивать результаты опытов; изучение физической сущности работы различных деталей и узлов машин, подъемно-транспортных машин и устройств; обобщение полученных результатов.

В пособии приведено 15 лабораторных работ, охватывающих основные разделы указанных дисциплин. В лабораторных работах содержится методика и порядок их выполнения, описание и чертежи установок, кратко рассматривается теоретический материал, приведены контрольные вопросы для самоподготовки.

Порядок выполнения лабораторных работ

Лабораторные работы выполняются группами по 2–3 человека. Все расчеты, замеры и обработка результатов осуществляются студентами самостоятельно с обязательным оформлением индивидуального отчета.

Преподаватель сообщает графики выполнения работ на весь период. Студенты должны самостоятельно готовиться к выполнению лабораторной работы (согласно графику), используя настоящий практикум и рекомендуемую литературу.

К выполнению лабораторной работы допускаются студенты, успешно прошедшие собеседование с преподавателем. После выполнения работы каждый студент оформляет отчет и представляет его на подпись преподавателю.

Отработка лабораторных работ, пропущенных по уважительной причине, производится в специально установленное кафедрой время.

ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

До начала выполнения лабораторных работ студенты должны ознакомиться с правилами техники безопасности и получить необходимый инструктаж, после чего расписаться в соответствующем журнале.

При выполнении разборки редуктора запрещается располагать детали цилиндрической формы на плоской поверхности, что может привести к ее скатыванию и падению на пол. Для предотвращения этого необходимо устанавливать плоскую поверхность детали на плоскую поверхность рабочего места.

Чтобы предотвратить захват одежды, пальцев, предметов элементами зацепления, запрещается производить подсчет количества зубьев на колесе, не достав его из корпуса редуктора.

Категорически запрещается включать установки в электрическую сеть и начинать выполнение работы без разрешения преподавателя. Перед включением установки необходимо проверить ее заземление; при работе нельзя прикасаться к электрооборудованию и клеммам.

При обнаружении неисправностей оборудования, инструментов необходимо поставить в известность преподавателя, проводящего занятия. Студенту в случае получения травмы необходимо оказать первую помощь, известить преподавателя и отправить пострадавшего в медпункт.

После выполнения заданий установки следует отключить от электрической сети, убрать рабочее место.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА КОНСТРУКЦИЮ РЕДУКТОРА

Цель работы: изучение основных параметров цилиндрического зубчатого зацепления; экспериментальное определение основных параметров зацепления и размеров зубчатых колес; изучение устройства двухступенчатого цилиндрического редуктора; анализ конструктивного исполнения отдельных узлов; ознакомление с основными требованиями, предъявляемыми к сборке и регулировкам радиального зазора в зацеплении и в подшипниках качения; определение параметров подшипников качения.

Инструменты: ключ 17×19; штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм; набор пластинчатых щупов.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по цилиндрическим зубчатым передачам [1, с. 151–160; 2, с. 123–129; 3, с. 53–68].

Общие сведения

При работе зубчатых колес зубья одного колеса входят во впадины другого, при этом боковая поверхность зуба ведущего колеса давит на боковую поверхность зуба ведомого колеса (рис. 1.1).

Профили зубьев пары колес должны быть сопряженными, т. е. заданному профилю зуба одного колеса должен соответствовать вполне определенный профиль зуба другого колеса. Чтобы обеспечить постоянство передаточного отношения, профили зубьев нужно очертить такими кривыми, которые удовлетворяли бы требованиям **основной теоремы зацепления**, формулирующейся следующим образом: для обеспечения постоянного передаточного

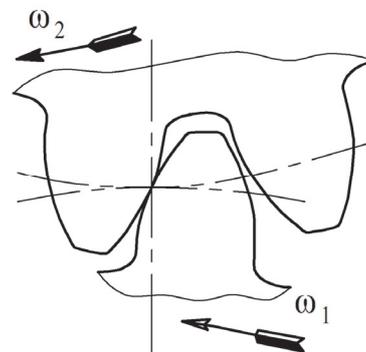


Рис. 1.1. Эвольвентная форма профиля зуба

отношения зубчатых колес профили их зубьев должны очерчиваться по кривым, у которых общая нормаль NN , проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами на части, обратно пропорциональные угловым скоростям:

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{\omega 2}}{d_{\omega 1}} = \text{const.} \quad (1.1)$$

Эти отношения позволяют найти *передаточное число* U передачи.

Эвольвентой окружности называют кривую (рис. 1.2), которую описывает точка S прямой NN , перекатываемой без скольжения по окружности радиусом r_b .

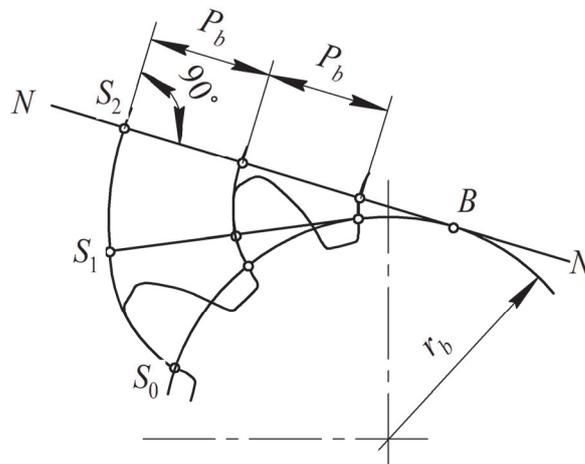


Рис. 1.2. Параметры эвольвенты

Эта окружность называется *эволютой*, или *основной окружностью* d_b , а перекатываемая прямая NN – *производящей прямой* при формировании боковой поверхности зуба и *линией зацепления* при рассмотрении зацепления колес.

Достоинствами эвольвенты окружности являются: возможность сравнительно просто и точно получить профиль зуба в процессе нарезания; без нарушения правильности зацепления допускается некоторое изменение межосевого расстояния (это изменение может возникнуть в результате неточностей изготовления и сборки).

Зубчатые колеса имеют следующие окружности: основную, начальную, делительную, окружность вершин зубьев и окружность впадин зубьев.

Основная окружность d_b (рис. 1.3) – это окружность, по которой перекачивается производящая прямая NN и точка на этой прямой описывает боковую поверхность зуба – эвольвенту.

Начальная окружность d_{ω} (рис. 1.3) – это окружность, по которой обкатываются два колеса без скольжения.

Делительная окружность d (рис. 1.3) – это окружность, которая делит зуб на ножку и головку.

При нарезании зубьев без смещения начальная и делительная окружности совпадают.

Окружность вершин зубьев d_a (рис. 1.3) – окружность, проходящая по вершинам зубьев.

Окружность впадин зубьев d_f (рис. 1.3) – окружность, которая проходит по впадинам зубьев.

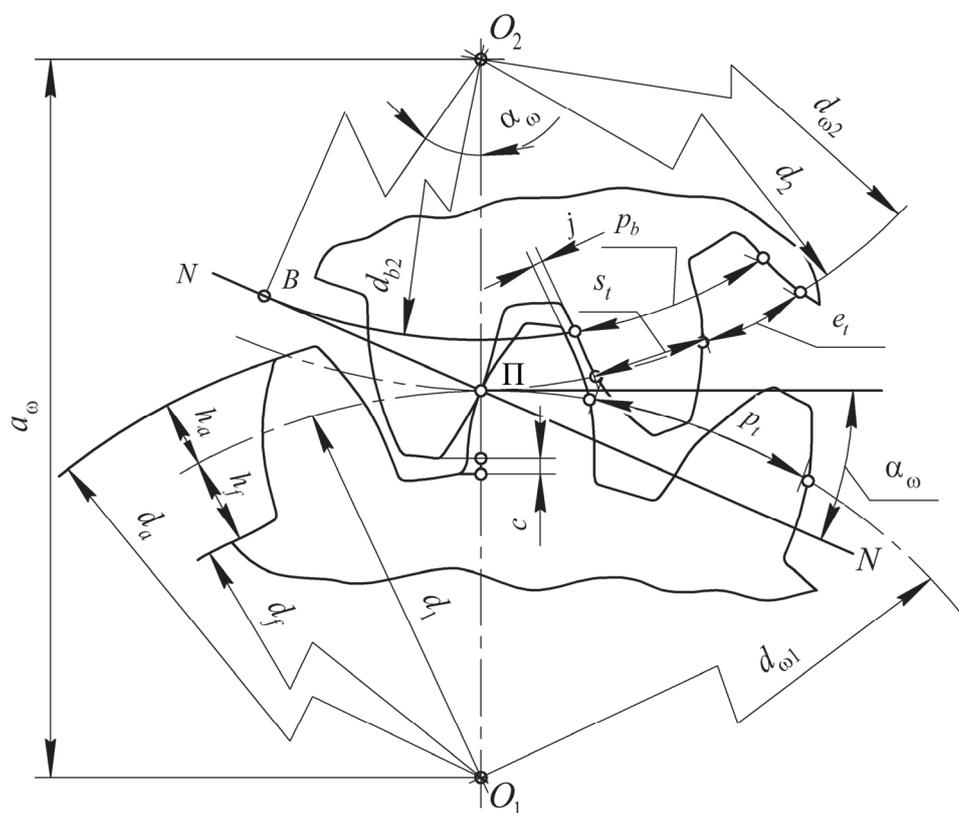


Рис. 1.3. Параметры эвольвентного зацепления

Межосевое расстояние (рис. 1.3) – расстояние между осями валов по начальным d_{ω} или делительным диаметрам d :

$$a_{\omega} = \frac{d_{\omega 1}}{2} + \frac{d_{\omega 2}}{2} = \frac{d_{\omega 1} + d_{\omega 2}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (1.2)$$

Толщина зуба s_t (рис. 1.3) – расстояние между боковыми поверхностями зуба по делительному диаметру.

Ширина впадины e_t (рис. 1.3) – расстояние между боковыми поверхностями соседних зубьев по делительному диаметру.

Зуб состоит из ножки и головки. **Высота ножки** h_f (рис. 1.3) находится по формуле

$$h_f = \frac{d - d_f}{2}. \quad (1.3)$$

Высота головки h_a (рис. 1.3) находится из соотношения

$$h_a = \frac{d_a - d}{2}. \quad (1.4)$$

Высота зуба h – расстояние между впадиной и вершиной зуба, определяемое по формуле

$$h = h_a + h_f = \frac{d_a - d}{2} + \frac{d - d_f}{2} = \frac{d_a - d_f}{2}. \quad (1.5)$$

Радиальный зазор c (рис. 1.3) – расстояние между вершиной зуба колеса и впадиной зуба шестерни:

$$c = h_f - h_a. \quad (1.6)$$

Боковой зазор j (рис. 1.3) находится по формуле

$$j = e_t - s_t. \quad (1.7)$$

Угол зацепления α_ω (рис. 1.3) – угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной межосевой линии.

Окружной шаг зубьев p_t (рис. 1.3) – расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев, взятое по дуге делительной окружности. Окружной шаг рассчитывается по формуле

$$p_t = s_t + e_t. \quad (1.8)$$

Основной шаг p_b (рис. 1.3) измеряется по основной окружности и вычисляется из выражения

$$p_b = p_t \cos \alpha_\omega. \quad (1.9)$$

У пары сопряженных зубчатых колес окружные шаги равны.

Основным параметром зацепления по значению которого находятся остальные параметры является **модуль** зацепления m , определяемый из соотношения

$$m = \frac{p_t}{\pi}. \quad (1.10)$$

Редуктором называется механическая передача, установленная в закрытом корпусе и служащая для повышения крутящего (вращательного) момента на ведомом валу за счет снижения его угловой скорости. Эта зависимость описывается формулой

$$T = \frac{P \cdot 10^3}{\omega}, \quad (1.11)$$

где T – крутящий момент, Н · м; P – мощность на валу, кВт; ω – угловая скорость вала, с⁻¹.

Зубчатые редукторы имеют широкое применение во всех отраслях промышленности. Это связано с тем, что в целях экономической целесообразности электротехническая промышленность выпускает асинхронные электродвигатели с определенной синхронной частотой вращения (750, 1000, 1500, 3000 мин⁻¹), в то время как для совершения работы необходимо получить различные значения тяговой (окружной) силы и окружной скорости на рабочем органе в зависимости от требуемой производительности.

Окружная сила связана с крутящим моментом выражением

$$F_t = \frac{2T}{d}, \quad (1.12)$$

где T – крутящий момент на валу, Н · м; d – диаметр, на котором приложена окружная сила, м.

Основной кинематической характеристикой редуктора является передаточное число U . Оно влияет на значение крутящего момента на выходном валу. С увеличением передаточного числа повышается крутящий момент на выходном валу. Крутящие моменты на ведущем и ведомом валах связаны зависимостью

$$T_2 = T_1 U \eta_{1-2}, \quad (1.13)$$

где T_1 и T_2 – соответственно крутящий момент на первом и втором валу; U – передаточное число передачи; η_{1-2} – коэффициент полезного действия при передаче движения от первого (ведущего) ко второму (ведомому) валу.

Таким образом, чем больше передаточное число редуктора, тем больше увеличивается крутящий момент на выходном валу и тем самым увеличивается тяговая сила на рабочем органе машины.

Однако увеличение передаточного числа приводит к увеличению размеров зубчатых колес в соответствии с зависимостью (1.11), откуда следует, что $d_2 = d_1 U$.

Широкое распространение получили цилиндрические, конические и комбинированные редукторы, представленные на рис. 1.4.

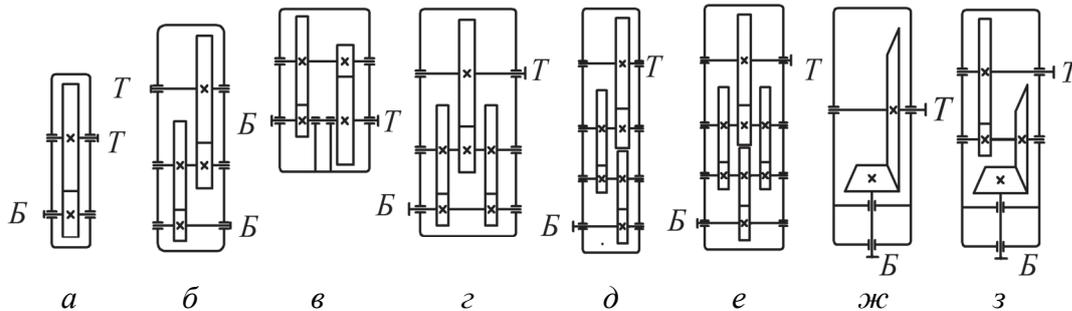


Рис. 1.4. Кинематические схемы цилиндрических и конических редукторов:
а – цилиндрический одноступенчатый; *б* – цилиндрический двухступенчатый по развернутой схеме; *в* – цилиндрический двухступенчатый соосный; *г* – цилиндрический двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью; *д* – цилиндрический трехступенчатый по развернутой схеме; *е* – цилиндрический трехступенчатый с раздвоенной промежуточной ступенью; *ж* – конический одноступенчатый; *з* – двухступенчатый коническо-цилиндрический

Одноступенчатые редукторы (рис. 1.4, *а*) простые и дешевые в изготовлении, но имеют передаточные числа не более 8. Поэтому для увеличения передаточного числа без резкого увеличения габаритов применяются многоступенчатые редукторы (чаще двухступенчатые (рис. 1.4, *б*, *в*, *г*, *з*) и трехступенчатые (рис. 1.4, *д*, *е*). Передаточное число многоступенчатого редуктора равно $U_{ред} = U_{1-2}U_{2-3} \dots U_{i-(i+1)}$, где U_{1-2} – передаточное число передачи от первого ко второму валу; U_{2-3} – передаточное число от второго к третьему валу и т. д.

Двухступенчатые редукторы характеризуются передаточным числом до 40, трехступенчатые имеют передаточное число свыше 100. С целью получения более компактного двухступенчатого редуктора используют соосный цилиндрический редуктор (рис. 1.4, *в*), в котором ведущий и ведомые валы располагаются на одной оси (соосно). Трехступенчатые редукторы могут быть выполнены по схеме с раздвоенной промежуточной ступенью (рис. 1.4, *е*), которая является более совершенной, так как в таких редукторах обеспечиваются более благоприятные условия для работы быстроходной и тихоходной ступеней.

При необходимости передать крутящий момент под углом от 10 до 170° применяют конические редукторы (рис. 1.4, *ж*). Наиболее широкое распространение получили редукторы с углом 90° (рис. 1.4, *ж*).

Когда необходимо по условиям компоновки привода, чтобы ведущий и ведомый валы располагались перпендикулярно, а также для получения больших передаточных чисел используют коническо-цилиндрические редукторы (рис. 1.4, *ж*).

Зубчатые редукторы изготавливаются с прямозубыми (рис. 1.5, *а, г*), косозубыми (рис. 1.5, *б*), шевронными (рис. 1.5, *в*) и круговыми (рис. 1.5, *д*) колесами.

Прямозубые редукторы предназначены для работы с более низкими скоростями, чем редукторы с косозубыми, шевронными и круговыми зубьями. От окружной скорости колес зависит степень точности изготовления элементов передачи. Наиболее распространены в общем машиностроении колеса 6, 7, 8 и 9-й степени точности, требования и допуски для которых регламентированы стандартами. Корпуса редукторов обычно выполняются литыми из серого чугуна или сплавов алюминия, а тяжело нагруженных редукторов, работающих при ударных нагрузках, – из высокопрочного чугуна или стального литья.

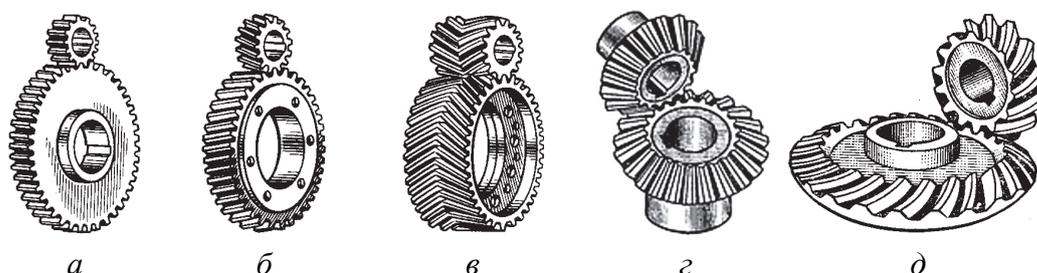


Рис. 1.5. Зубчатые передачи внешнего зацепления:

- а* – прямозубая цилиндрическая; *б* – косозубая цилиндрическая;
в – шевронная цилиндрическая; *г* – прямозубая коническая;
д – коническая с круговым зубом

Зубчатое зацепление и подшипники, установленные на валах, необходимо смазывать. Смазка зацепления в редукторе должна выполнять четыре функции:

- 1) уменьшать коэффициент трения и тем самым снижать силу трения и повышать КПД;
- 2) отводить продукты износа из зоны контакта зубьев;

- 3) отводить тепло от зоны контакта зубьев;
- 4) защищать от коррозии.

Она осуществляется окунанием колес в масляную ванну (картерная смазка), струей (циркуляционная) или разбрызгиванием. В редукторах при окружных скоростях до 15 м/с применяют преимущественно картерную смазку, как наиболее простую. Объем масла в картере редуктора в этом случае должен составлять 0,4–0,8 л на 1 кВт передаваемой мощности. При этом шестерни не должны погружаться более чем на 3–4 модуля зацепления, тихоходные зубчатые колеса – не более $1/3$ радиуса делительной окружности. При высоких скоростях применяют струйную (циркуляционную) смазку или смазку разбрызгиванием.

Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, обязательно должен контролироваться различными маслоуказателями или контрольными отверстиями.

Для слива масла из корпуса редуктора предусматривается маслосливное отверстие, размещаемое в нижней части корпуса и закрытое специальной резьбовой пробкой. Для полного слива масла дно корпуса выполняется с уклоном ($1\text{--}2^\circ$) в сторону маслосливного отверстия.

Смазывание подшипников качения редукторов общего назначения осуществляют жидкими маслами или пластичными мазями. Наиболее благоприятные условия для работы подшипников обеспечивают жидкие масла. Преимущества их заключаются в высокой стабильности смазывания, меньшем сопротивлении вращению, способности отводить теплоту и очищать подшипник от продуктов износа. Жидкое масло легче заменить без разборки узла. Недостаток жидких масел связан с необходимостью применения сложных уплотнений.

На практике подшипники и зубчатое зацепление стремятся смазывать одним маслом. При этом смазывание подшипников обычно осуществляется за счет разбрызгивания масла зубчатыми колесами, в результате чего масло попадает в подшипниковые узлы. Однако такое смазывание эффективно при окружной скорости колес $V_{\text{окр}} > 2\text{--}3$ м/с. При меньших скоростях смазывание подшипников производят индивидуально пластичными мазями.

Пластичные мази лучше, чем жидкие масла защищают подшипник от коррозии, особенно при длительных перерывах в работе. Для их удержания в подшипнике и корпусе не требуются сложные уплотнения. В то же время, для того чтобы пластичная смазка оставалась в полости подшипника, устанавливают мазе-

удерживающие или маслоотражающие кольца. При выборе пластичной мази учитывают рабочую температуру подшипникового узла и наличие в окружающей среде влаги. В узлах с интенсивным тепловыделением пластичные мази не применяют из-за недостаточного отвода теплоты трущихся поверхностей.

Для защиты от загрязнения извне и предупреждения вытекания смазки подшипниковые узлы снабжаются уплотняющими устройствами.

Во время работы механическая энергия в зацеплении и подшипниках превращается в тепловую, в результате внутри корпуса редуктора повышается давление воздуха. Это приводит к выдавливанию масла из корпуса через уплотнения. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость редуктора соединяют с внешней средой путем установки отдушин (обычно в смотровой крышке).

Валы в редукторах устанавливаются в подшипниках качения. В зависимости от тел качения подшипники могут быть шариковые и роликовые. Исходя из соотношения осевой и радиальной сил подшипники делятся на типы: радиальные, радиально-упорные и упорные. При использовании роликовых радиально-упорных подшипников, у которых в стадии поставки наружное кольцо не фиксируется относительно внутреннего кольца, необходимо в процессе сборки редуктора регулировать радиальный зазор в подшипниках. Радиальный зазор в подшипниках – это общий зазор между телами качения и дорожками качения. Для повышения долговечности подшипника необходимо добиваться минимального радиального зазора, но достаточного, чтобы не произошло заклинивания подшипника. У шариковых и роликовых радиальных подшипников и шариковых радиально-упорных подшипников величина радиального зазора устанавливается при сборке самого подшипника и во время сборки редуктора его не регулируют.

Описание конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора с косозубыми зубчатыми колесами

Редуктор (рис. 1.6) собран в корпусе, состоящем из основания корпуса 7 и крышки корпуса 38. Основание 7 и крышка 38 соединены с помощью болтов 35. Для предотвращения их взаимного смещения установлены конические штифты 6 и 21.

В корпусе установлены валы: ведущий (быстроходный, входной) вал-шестерня 1, промежуточный вал-шестерня 2 и ведомый (тихоходный, выходной) 30.

Ведущий вал-шестерня 1 установлен на роликовых радиально-упорных конических подшипниках 5 и 12. Для предотвращения осевого перемещения вала под действием осевой силы зацепления внешние кольца подшипников упираются в упорные шайбы 4 и 9. Шайбы, в свою очередь, удерживаются закладными крышками подшипников глухой 10 и сквозной 3. В глухой крышке подшипника 10 установлена резьбовая регулировочная пробка 11. Она предназначена для регулирования радиального зазора в подшипниках. Стопорение пробки 11 осуществляется фиксирующей планкой 45, усик которой входит в отверстие в пробке 11, а планка болтом 44 прикручена к крышке подшипника 10. Для передачи крутящего момента на вал установлена призматическая шпонка 47. На конце вала нарезана резьба для крепления насаживаемого элемента открытой передачи или муфты.

Промежуточный вал-шестерня 2 установлен на роликовых радиально-упорных конических подшипниках 16 и 27. Чтобы вал под действием осевой силы не перемещался, внешнее кольцо подшипника 27 упирается в глухую врезную крышку подшипника 29, а кольцо подшипника 16 – в упорную шайбы 15, которую удерживает врезная глухая крышка подшипника 14 с резьбовой регулировочной пробкой 13.

Эта пробка предназначена для регулирования радиального зазора в подшипниках. На вал 2 насажено косозубое цилиндрическое колесо 8. Для передачи крутящего момента с колеса 8 на вал 2 установлена призматическая шпонка 42.

Выходной вал 30 установлен на шариковых радиальных однорядных подшипниках 20 и 26. Для предотвращения осевого перемещения вала установлены упорные шайбы 19 и 28. Шайба 19 одним торцом упирается в наружное кольцо подшипника 20, а другим торцом в закладную сквозную крышку подшипника 18. Один торец шайбы 28 соприкасается с наружным кольцом подшипника 26, другой с резьбовой регулировочной пробкой 25, установленной в глухой врезной крышке подшипника 24. Фиксирование пробки 25 от самопроизвольного поворота осуществляется с помощью фиксирующей планки 36, усик которой вставлен в отверстие в пробке, а сама планка с помощью болта 37 закреп-

лена на крышке подшипника 24. На вал 30 установлено цилиндрическое косозубое колесо 23. Крутящий момент с колеса 23 на вал 30 передается с помощью призматической шпонки 41. На конце вала нарезана резьба на которую накручена гайка 43, предназначенная для закрепления насаживаемых на вал элементов открытой передачи.

Для выравнивания давления внутри и снаружи корпуса в крышке корпуса 38 просверлено отверстие, в котором установлена отдушина 32. На верхней грани крышки корпуса закреплена табличка 34 с техническими характеристиками редуктора. Для подъема редуктора на крышке корпуса изготовлены проушины 46.

В основании корпуса 7 выполнено отверстие, расположенное у дна и предназначенное для слива масла. Отверстие закрыто резьбовой пробкой 31. Второе отверстие закрыто резьбовой пробкой 33, оно предназначено для контроля уровня масла.

Порядок выполнения работы

Разборка редуктора, измерение параметров и составление его кинематической схемы:

1. Отвернуть болты 35 (рис. 1.6) и снять крышку 38 редуктора.
2. Сделать визуальный осмотр зубчатого зацепления. Установить тип зубчатых передач, направление подъема линии зуба (на рис. 1.7, б показано левое). Определить число ступеней редуктора.
3. Вынуть глухие крышки подшипников 10, 14, 24, 29 (рис. 1.6).
4. Замерить межосевые расстояния a_{w1} и a_{w2} между осями центровых отверстий (рис. 1.7).
5. Вынуть валы 1 и 2 в сборе с зубчатыми колесами, изучить их конструкции (рис. 1.6).
6. Снять с валов 1, 30 сквозные крышки 3, 18 (рис. 1.6) с уплотнениями и определить тип уплотнений. Составить кинематическую схему редуктора в строгом соответствии с требованиями стандартов (см. прил. 1) с нумерацией зубчатых колес, начиная от входного вала.
7. Подсчитать число зубьев колес Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 .
8. Замерить ширину венцов зубчатых колес b_2, b_4 , и длину зуба l_2, l_4 , а также диаметры окружностей вершин зубьев колес $d_{a1}, d_{a2}, d_{a3}, d_{a4}$. Результаты занести в табл. 1.1.

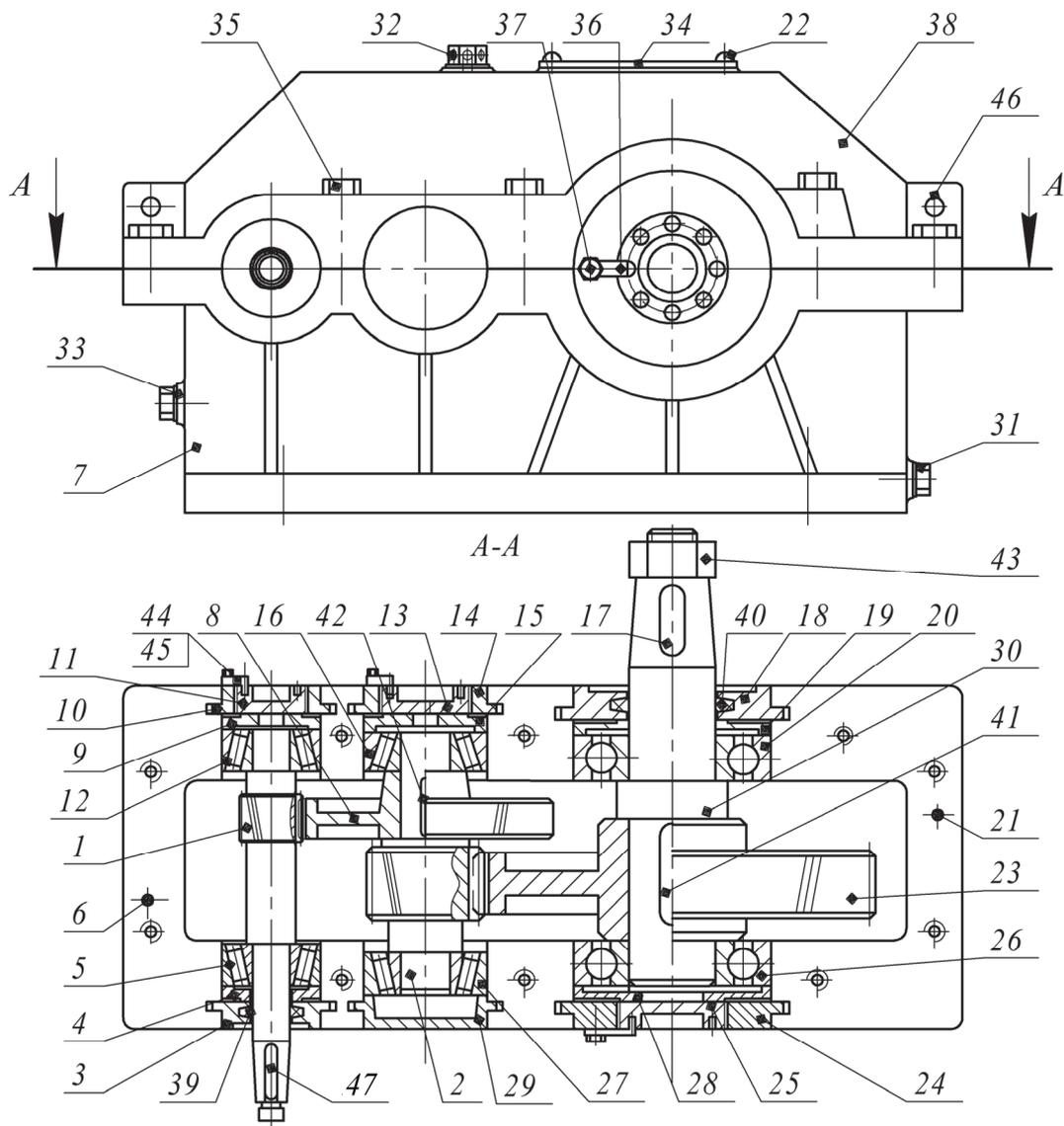


Рис. 1.6. Конструкция цилиндрического двухступенчатого редуктора:
 1 – вал-шестерня ведущий; 2 – вал-шестерня промежуточный;
 3, 18 – крышки подшипников сквозные; 4, 9, 15, 19, 28 – шайбы упорные;
 5, 12, 16, 27 – подшипники роликовые конические радиально-упорные;
 6, 21 – штифты установочные; 7 – основание корпуса;
 8, 23 – колеса зубчатые; 10, 14, 24, 29 – крышки подшипников глухие;
 11, 13, 25 – пробки регулировочные резьбовые; 17, 47, 41, 42 – шпонка
 призматическая; 20, 26 – подшипники шариковые радиальные;
 22 – винт; 30 – вал выходной; 31 – пробка резьбовая; 32 – отдушина;
 33 – пробка резьбовая проверки уровня масла; 34 – табличка
 технических характеристик редуктора; 35 – болт (10 шт.);
 36, 45 – планка фиксирующая с усиком; 37, 44 – болт;
 38 – крышка корпуса; 39, 40 – кольца войлочные
 уплотнительные; 43 – гайка; 46 – проушина

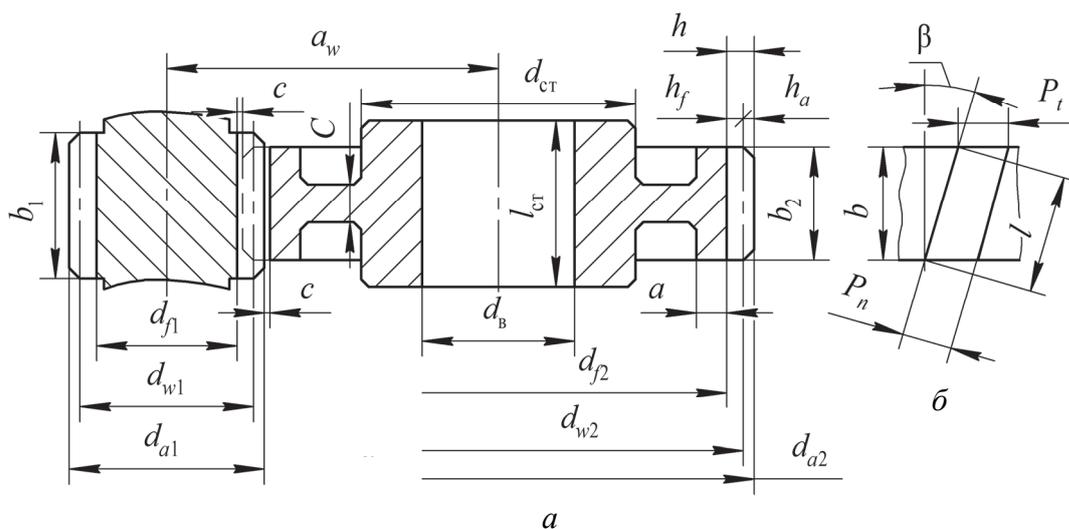


Рис. 1.7. Эскиз зубчатого зацепления:
 а – общий вид зацепления; б – параметры зуба

Таблица 1.1

Измеренные параметры

Параметры и обозначения	1-я ступень	2-я ступень
Вид зубчатой передачи		
Направление подъема линии зуба		
Межосевое расстояние передачи	$a_{w1} =$	$a_{w2} =$
Количество зубьев, шт.:		
– шестерни	$Z_1 =$	$Z_3 =$
– колеса	$Z_2 =$	$Z_4 =$
Ширина венца зубчатого колеса, мм	$b_2 =$	$b_4 =$
Длина зуба колеса, мм	$l_2 =$	$l_4 =$
Диаметр вершин зубьев, мм:		
– шестерни	$d_{a1} =$	$d_{a3} =$
– колеса	$d_{a2} =$	$d_{a4} =$

Определение основных параметров зацепления. На основании выполненных замеров вычислить основные параметры зубчатого зацепления. Результаты записать в табл. 1.2.

1. Передаточные числа первой U_1 и второй U_2 ступеней рассчитать по формулам

$$U_1 = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ и } U_2 = \frac{Z_4}{Z_3}. \tag{1.14}$$

Общее передаточное число редуктора будет равно $U_{\text{общ}} = U_1 U_2$.

Таблица 1.2

Рассчитанные параметры зацепления

Параметры и обозначения	1-я ступень	2-я ступень
Передаточное число ступени	$U_1 =$	$U_2 =$
Общее передаточное число редуктора	$U_{\text{общ}} =$	
Угол наклона линии зуба, град.	$\beta_1 =$	$\beta_2 =$
Расчетные модули, мм:		
– окружной m_t	$m_{t1} =$	$m_{t2} =$
– нормальный m_n	$m_{n1} =$	$m_{n2} =$
Стандартный нормальный модуль $m_n^{\text{СТ}}$, мм	$m_{n1}^{\text{СТ}} =$	$m_{n2}^{\text{СТ}} =$
Высота зуба h , мм	$h_1 =$	$h_2 =$
Диаметр делительной окружности, мм:		
– шестерни	$d_1 =$	$d_3 =$
– колеса	$d_2 =$	$d_4 =$
Диаметр вершин зубьев, мм:		
– шестерни	$d_{a1} =$	$d_{a3} =$
– колеса	$d_{a2} =$	$d_{a4} =$
Диаметр впадин колеса, мм:		
– шестерни	$d_{f1} =$	$d_{f3} =$
– колеса	$d_{f2} =$	$d_{f4} =$
Межосевое расстояние a , мм	$a_1 =$	$a_2 =$
Коэффициент ширины зуба по межосевому расстоянию	$\Psi_{ba1} =$	$\Psi_{ba2} =$
Коэффициент ширины зуба по диаметру делительной окружности	$\Psi_{bd1} =$	$\Psi_{bd2} =$
Коэффициент ширины зуба по модулю	$\Psi_{bm1} =$	$\Psi_{bm2} =$

2. Углы наклона линии зубьев первой β_1 и второй β_2 ступени вычислить по следующим формулам (рис. 1.7):

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{b_2}{l_2}\right), \quad \beta_2 = \arccos\left(\frac{b_4}{l_4}\right). \quad (1.15)$$

3. Окружные модули зубчатых колес первой m_{t1} и второй m_{t2} ступеней найти по формулам

$$m_{t1} = \frac{2a_{w1}}{(Z_1 + Z_2)}, \quad m_{t2} = \frac{2a_{w2}}{(Z_3 + Z_4)}. \quad (1.16)$$

4. Нормальный модуль первой m_{n1} и второй m_{n2} ступеней рассчитать по следующим формулам:

$$m_{n1} = m_{t1} \cos\beta_1, \quad m_{n2} = m_{t2} \cos\beta_2. \quad (1.17)$$

Полученные значения модуля необходимо округлить до ближайшего стандартного $m_{n1}^{ст}$ и $m_{n2}^{ст}$ (табл. 1.3). Дальнейшие расчеты ведутся по стандартному значению модуля.

Таблица 1.3

Стандартные значения модулей

Ряд	Модуль m , мм												
1-й	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16
2-й	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18

Примечание. Значения модулей 1-го ряда следует предпочитать значениям модулей 2-го ряда.

5. Определить диаметры делительных окружностей колес по соотношениям

$$d_{1,2} = \frac{m_{n1}^{ст} Z_{1,2}}{\cos \beta_1}, \quad d_{3,4} = \frac{m_{n2}^{ст} Z_{3,4}}{\cos \beta_2}. \quad (1.18)$$

6. Вычислить диаметры вершин d_a и впадин d_f зубьев колес по следующим формулам:

$$d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2h_{a1}, \quad d_{a3(4)} = d_{3(4)} + 2h_{a2}; \quad (1.19)$$

$$d_{a1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{f1}, \quad d_{a3(4)} = d_{3(4)} - 2h_{f2}, \quad (1.20)$$

где $h_{a1(2)}$ и $h_{f1(2)}$ – соответственно высоты головки и ножки зуба на первой и второй ступенях, которые определяются по формулам

$$h_a = m_n^{ст}; \quad (1.21)$$

$$h_f = h_a + c, \quad (1.22)$$

где c – радиальный зазор в зацеплении:

$$c = 0,25m_n^{ст}. \quad (1.23)$$

Подставив формулы (1.10) и (1.12) в формулу (1.11), получим

$$h_f = 1,25m_n^{ст}. \quad (1.24)$$

7. Уточнить полученные расчетным путем значения d_a с замеренными (см. табл. 1.1).

Высота зуба будет равна суммарной высоте ножки и головки зуба

$$h = h_f + h_a = 2,25m_n^{ст}. \quad (1.25)$$

8. Межосевые расстояния для первой a_1 и второй a_2 ступеней уточним по формулам

$$a_1 = \frac{d_1 + d_2}{2}, \quad a_2 = \frac{d_3 + d_4}{2}. \quad (1.26)$$

9. Рассчитанные значения (табл. 1.2) необходимо сравнить с ранее замеренными (табл. 1.1) и объяснить расхождение, если оно имеется.

10. Вычислить коэффициенты ширины венцов колес по межосевому расстоянию для первой ψ_{ba1} и второй ψ_{ba2} ступеней по формуле

$$\psi_{ba1(2)} = \frac{b_{2(4)}}{a_{1(2)}}. \quad (1.27)$$

11. Определить коэффициенты ширины венцов колес по делительному диаметру для первой ψ_{bd1} и второй ψ_{bd2} ступеней по формуле

$$\psi_{bd1(2)} = \frac{b_{2(4)}}{d_{1(3)}}. \quad (1.28)$$

12. Уточнить коэффициенты ширины венцов колес по модулю для первой ψ_{bm1} и второй ψ_{bm2} ступеней по формуле

$$\psi_{bm1(2)} = \frac{b_{2(4)}}{m_{1(2)}^{ст}}. \quad (1.29)$$

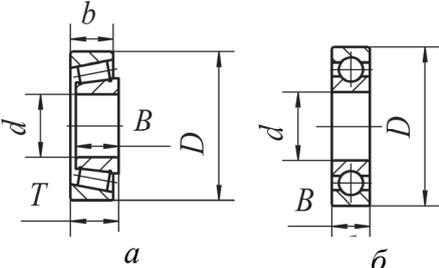
Определение основных параметров подшипников. Замерить основные параметры всех подшипников: внутренний d и наружный D диаметры и ширину подшипника B или T . По измеренным параметрам в каталоге (прил. 2) определить тип подшипника и его грузоподъемность. Результаты занести в табл. 1.4.

Сборка редуктора, регулирование радиального зазора в радиально-упорных конических подшипниках и осевого положения валов. Сборка редуктора производится в порядке, обратном разборке. После установки валов в сборе с подшипниковыми узлами в основание корпуса необходимо проверить, чтобы венцы сопряженных зубчатых колес (колесо и шестерня) располагались приблизительно симметрично друг другу (рис. 1.6). Установка зубчатых колес обеспечивается перемещением валов в осевом направлении вместе с подшипниками с помощью упорных шайб 4, 9, 15, 19, 28 и резьбо-

вых пробок 11, 13, 25, которые фиксируются планками с усиками 36, 45. Для перемещения вала в осевом направлении следует освободить болт 37, фиксирующий планку с усиком 36, и, заворачивая и отворачивая специальным ключом резьбовые пробки 11, 13, 25, установить вал в необходимое положение.

Таблица 1.4

Параметры подшипников



Виды подшипников:
a – роликовый конический радиально-упорный; *б* – шариковый радиальный

Тип подшипника	Размеры подшипника, мм			Номер подшипника по каталогу	Грузоподъемность, кН	
	диаметр		ширина <i>T (B)</i>		динамическая <i>C</i>	статическая <i>C₀</i>
	внутренний <i>d</i>	наружный <i>D</i>				

Накрыть основание корпуса 7 крышкой 38 и равномерно по всему периметру закрутить все болты динамометрическим ключом с определенным крутящим моментом.

Последней стадией сборки редуктора является регулирование радиального зазора в радиально-упорных конических подшипниках 5, 12, 16, 27, который должен составлять 0,08–0,15 мм. Для этого необходимо на один оборот отвернуть резьбовые пробки 11 и 13. Валы 1 и 2 должны свободно вращаться от руки. С небольшим усилием завернуть резьбовые пробки 11 и 13 до тех пор, пока валы 1 и 2 не перестанут проворачиваться от руки (отсутствует радиальный зазор в подшипниках). После этого пробки отвернуть на 1/6 оборота, что будет соответствовать примерно радиальному зазору (0,08–0,15 мм). Застопорить это положение усиком фиксирующей планки 45 и зажать болт 44.

В правильно собранном редукторе валы должны свободно проворачиваться при вращении входного вала от руки и не иметь радиальных и осевых люфтов.

Кинематический и силовой расчет редуктора:

1. Измерить диаметр выходного конца ведущего вала d_v редуктора.

2. По согласованию с преподавателем выбрать допускаемые пониженные напряжения кручения $[\tau_{кр}]$.

3. Определить крутящий момент передаваемый валом по формуле

$$T_1 = \frac{d_v^3 \pi [\tau_{кр}]}{16000}, \quad (1.30)$$

где d_v – диаметр вала, мм; $[\tau_{кр}]$ – допускаемые пониженные напряжения кручения, МПа.

4. По согласованию с преподавателем выбрать окружную скорость шестерни на ведущем валу V , м/с.

5. Вычислить угловую скорость ведущего вала из соотношения

$$\omega_1 = \frac{2V}{d_{\omega 1}}, \quad (1.31)$$

где V – окружная скорость шестерни, м/с; d_{ω} – начальный диаметр шестерни первой ступени редуктора, мм.

7. Мощность на ведущем валу определить по формуле

$$P_1 = T_1 \omega_1. \quad (1.32)$$

Мощность на других валах редуктора найти из условия

$$P_i = P_{i-1} \eta_{зп} \eta_{пп}, \quad (1.33)$$

где P_{i-1} – мощность на предыдущем валу, Вт; $\eta_{зп}$ – КПД закрытой зубчатой передачи ($\eta_{зп} = 0,97$); $\eta_{пп}$ – КПД одной пары подшипников ($\eta_{пп} = 0,99$).

8. Вычислить угловую скорость на промежуточном ω_2 и выходном ω_3 валах редуктора по формулам

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_1}; \quad (1.34)$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{U_1 U_2}, \quad (1.35)$$

где U_1 и U_2 – передаточное число первой и второй ступеней редуктора соответственно.

9. Рассчитать частоты вращения валов редуктора по соотношению

$$n_i = \frac{30\omega_i}{\pi}. \quad (1.36)$$

10. Найти крутящие моменты на каждом валу редуктора из условия

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i}. \quad (1.37)$$

Таблица 1.5

Результаты кинематического расчета

Номер вала	Мощность на валу P , Вт	Угловая скорость вала ω , с^{-1}	Частота вращения вала n , мин^{-1}	Крутящий момент на валу T , $\text{Н} \cdot \text{м}$

Содержание отчета

Название и цель работы; краткое описание конструкции цилиндрического редуктора и его основных элементов; кинематическая схема редуктора; типы и номера подшипников (табл. 1.4); схема зацепления цилиндрической передачи (рис. 1.7); параметры зубчатого зацепления измеренные (табл. 1.1) и рассчитанные (табл. 1.2); кинематический расчет (табл. 1.5).

Контрольные вопросы

1. Назначение редуктора.
2. Зачем увеличивается количество ступеней в редукторе?
3. Чем отличается цилиндрический редуктор от конического?
4. Преимущества и недостатки косозубой передачи перед прямозубой.
5. Почему у косозубой передачи два модуля: окружной и нормальный и какой из них стандартный?
6. Почему прочность зуба в косозубой передаче выше, чем колеса с прямым зубом?
7. Как влияет угол наклона зуба на плавность работы зубчатой передачи?
8. Как производится смазка зацепления и подшипников качения?
9. Зачем и как регулируются радиальные зазоры в зацеплении и в радиально-упорных роликовых конических подшипниках?

Лабораторная работа № 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА КОНСТРУКЦИЮ РЕДУКТОРА

Цель работы: определение основных параметров конического зацепления и размеров зубчатых колес; изучение устройства одноступенчатого конического редуктора; анализ конструктивного исполнения отдельных узлов; ознакомление с основными требованиями, предъявляемыми к сборке и регулировкам радиально-го зазора в зацеплении и в подшипниках качения.

Инструменты: ключ 17×19; штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм; набор пластинчатых щупов.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по коническим зубчатым передачам [1, с. 129–137; 2, с. 160–162; 3, с. 74–78].

Общие сведения

Конические зубчатые передачи (см. рис. 1.5, *з*, *д* на с. 11) состоят из двух зубчатых колес, которые установлены на валах, расположенных под углом. Угол может находиться в пределах от 10 до 170°. Обычно угол составляет 90°. Такие передачи называют – **ортогональными**.

Пересечение осей валов у конических передач затрудняет размещение опор и вызывает, как правило, необходимость консольного расположения шестерни, уменьшая тем самым жесткость вала. Диаметр делительной окружности зубчатого колеса имеет различные значения, что вызывает неравномерное распределение нагрузки по длине зуба и приводит к повышенному шуму при высоких скоростях в прямозубом зацеплении. Несмотря на это, конические передачи находят широкое применение в машиностроении.

Если в цилиндрических передачах обкатываются цилиндры по начальным диаметрам, то в коническом зацеплении обкаты-

вание без скольжения происходит по начальным или делительным конусам. При сборке необходимо обеспечить совпадение вершин конусов.

Конические колеса бывают с **прямыми** (рис. 2.1, *а*), **тангенциальными** (косыми) (рис. 2.1, *б*), **круговыми зубьями** (рис. 2.1, *в*). Конические колеса с прямыми зубьями нашли применение во всех областях машино- и приборостроения, входя в состав силовых и кинематических передач различных размеров при окружных скоростях до 3 м/с (для шлифовальных колес – до 8 м/с).

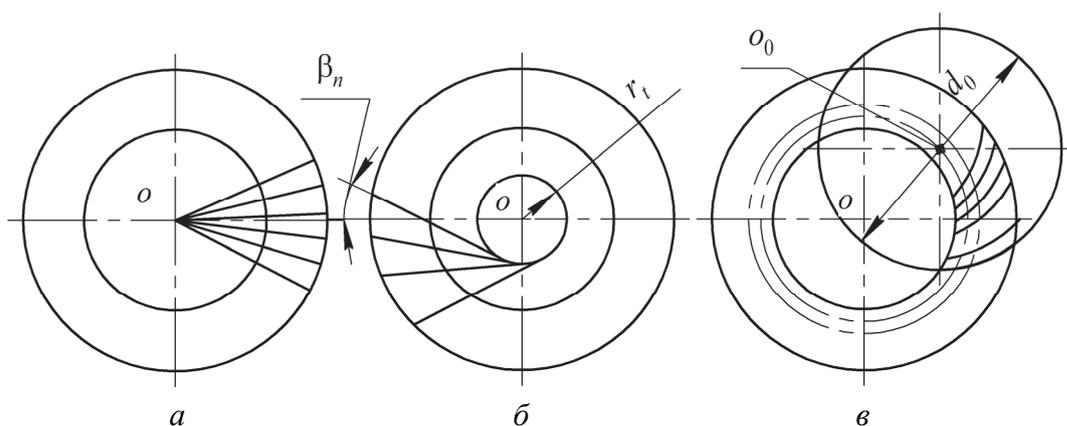


Рис. 2.1. Виды зубьев конических колес:
а – прямые; *б* – тангенциальные (косые); *в* – круговые

Колеса с тангенциальными (косыми) зубьями при наличии оборудования для изготовления целесообразно использовать взамен прямозубых, при этом окружная скорость может быть доведена до 15 м/с. Наиболее эффективны колеса при $m \geq 8$ мм.

Колеса с круговым зубом используют в силовых передачах машин, станков, в быстроходных приборах. Обычно в данных передачах применяют колеса с поверхностным упрочнением зубьев, чем достигается высокая нагрузочная способность последних. Такие колеса работают при окружных скоростях до 30 м/с (иногда до 100 м/с).

В зависимости от назначения и способа изготовления зубья конического колеса могут быть трех форм.

Форма I – пропорционально понижающиеся зубья (рис. 2.2, *а*). Вершины конусов, делительного и впадин, совпадают. Эта форма зуба применяется для зубчатых колес с прямыми зубьями, а также с круговыми зубьями при $m_n = 2-2,5$ мм; $R_e = 60-650$ мм.

Форма II – понижающиеся зубья (рис. 2.2, б, в). Вершины конусов, делительного и впадин, не совпадают. Используются при изготовлении зубчатых колес с тангенциальными зубьями, а также для колес с круговыми зубьями, когда $m_n = 0,4–25$ мм; $R_e = 60–650$ мм; $\beta_n = 0–15^\circ$ (допускается β_n до 45°).

Форма III – равновысокие зубья (рис. 2.2, г). Образующие конусов делительного, вершин и впадин параллельны. Высота зуба постоянна по всей длине. Применяются при изготовлении зубчатых колес с круговыми зубьями, когда $m_n = 2–25$ мм; $R_e = 75–750$ мм; $\beta_n = 25–45^\circ$.

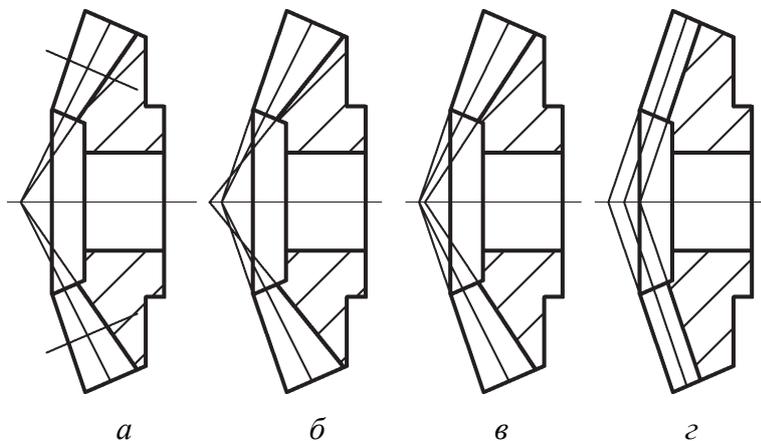


Рис. 2.2. Форма зубьев конических колес:

a – форма I (пропорционально понижающиеся зубья); *б, в* – форма II (понижающиеся зубья); *г* – форма III (равновысокие зубья)

Наиболее широкое применение получили колеса формы I. Рассмотрим его основные параметры (рис. 2.3): δ – угол делительного конуса; Σ – межосевой угол ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2$); δ_f – угол конуса впадин; δ_a – угол конуса вершин; d_e – внешний делительный диаметр; d_m – средний делительный диаметр; d_i – внутренний делительный диаметр; d_{ae} – внешний диаметр вершин зубьев; d_{fe} – внешний диаметр впадин зубьев; R_e – внешнее конусное расстояние; R_m – среднее конусное расстояние; b – ширина венца; h_e – внешняя высота зуба; h_{ae} – внешняя высота головки зуба; h_{fe} – внешняя высота ножки зуба; θ_a – угол головки зуба; θ_f – угол ножки зуба; β_n – угол наклона зуба (рис. 2.1, б).

При изготовлении конических колес не применяется исправление высоты зубьев. Поэтому начальный и делительный конусы совпадают.

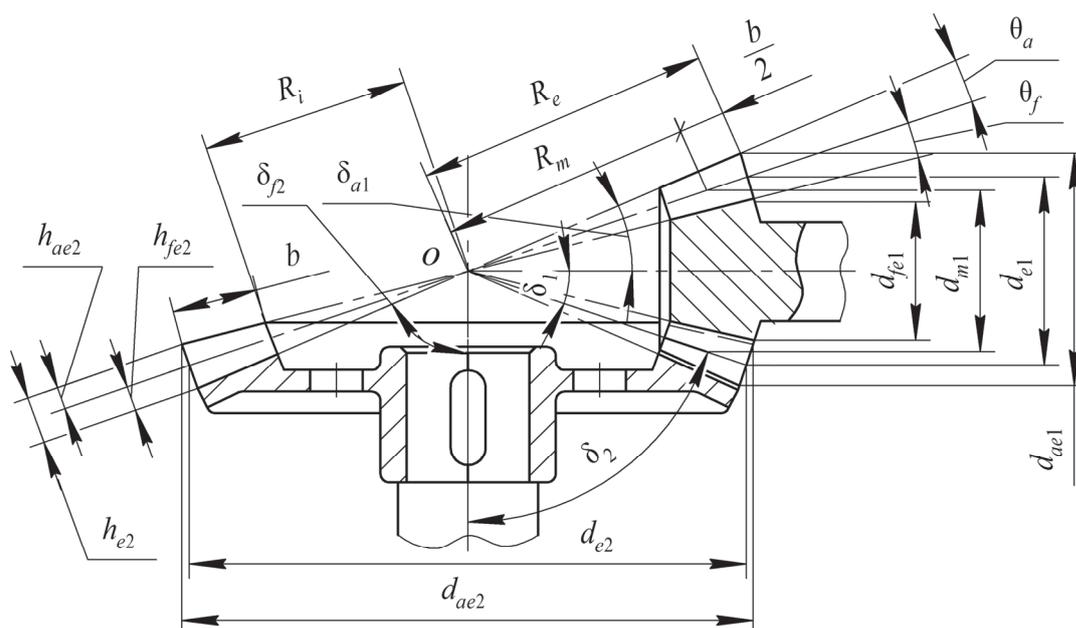


Рис. 2.3. Эскиз конического зацепления

Так как высота зуба по ширине венца меняется, то изменяется и значение модуля. Принято для определения параметров прямозубого зацепления использовать внешний модуль m_e , а для других – средний модуль m_m .

Описание конструкции одноступенчатого конического редуктора с прямозубыми зубчатыми колесами

Редуктор (рис. 2.4) состоит из корпуса 17, корпусных крышек подшипников: глухой 12 и сквозной 25, крышки подшипника 7, ведущего вала-шестерни 10, установленного в стакане 2, ведомого вала 16, на котором с помощью шпонки 11 зафиксировано зубчатое колесо 19, подшипников качения 9 и 13, маслоотражающих колец 14, регулировочных тонких металлических прокладок 15, 21 и 26, смотровой крышки 4, сливных резьбовых пробок 18 и 23, маслоуказателя 20, регулировочной гайки 22 с лапчатой шайбой 8, крепежных болтов 1, 3, 5. Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в корпусной крышке 25 и крышке подшипника 7 устанавливаются манжетные уплотнения 6 и 24.

Ведомый вал 16 устанавливается на радиальных шариковых подшипниках 13 в корпусных крышках подшипников 12 и 25.

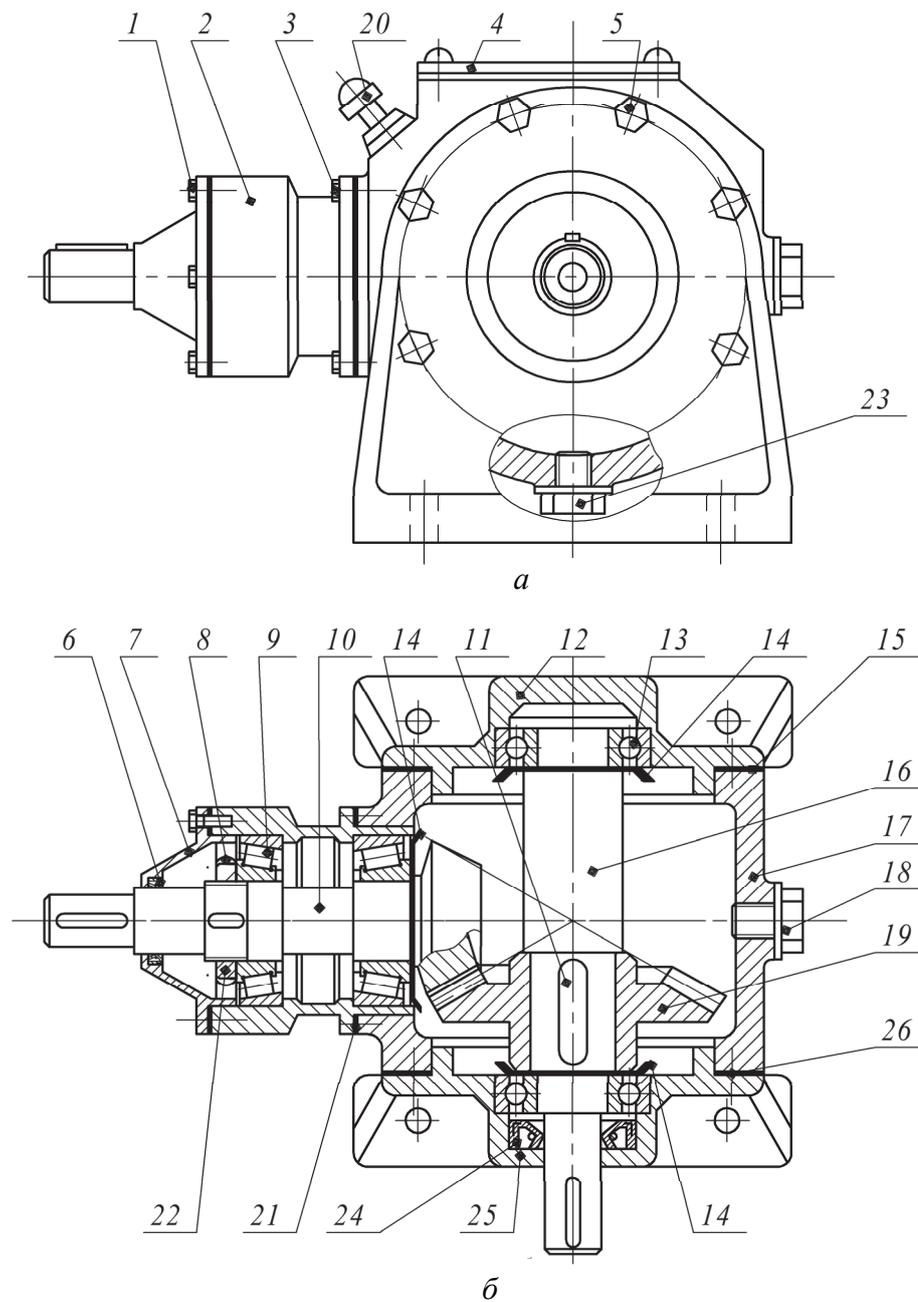


Рис. 2.4. Конструкция конического редуктора:

a – главный вид; *б* – вид сверху в разрезе;

- 1, 3, 5 – болт крепежный; 2 – стакан; 4 – крышка смотровая;
 6, 24 – уплотнения (манжеты); 7 – крышка подшипника; 8 – шайба лапчатая;
 9 – подшипники роликовые конические радиально-упорные; 10 – вал-шестерня
 ведущий; 11 – шпонка; 12, 25 – крышки подшипников корпусные;
 13 – подшипники шариковые радиальные; 14 – кольцо маслоотражающее;
 15, 21, 26 – прокладки регулировочные металлические; 16 – вал ведомый;
 17 – корпус; 18, 23 – пробки резьбовые сливные; 19 – колесо зубчатое;
 20 – маслоуказатель жезловый; 22 – гайка регулировочная

Корпус *17* вместе с ведущим валом *10* и стаканом *2* относительно корпусных крышек подшипников *12* и *25* может принимать два положения: вертикальное и горизонтальное.

При сборке редуктора такой конструкции выполняют три регулировки: радиального зазора в подшипниках ведущего вала; осевого положения ведомого вала; радиального зазора в зубчатом зацеплении.

Регулировка радиального зазора в подшипниках ведущего вала *10* вызвана использованием радиально-упорных конических роликовых подшипников *9* и осуществляется перемещением гайки *22* с последующей фиксацией ее лапчатой шайбой *8*. При закручивании торец гайки *22* упирается во внутреннее кольцо левого подшипника *9*, а с другой стороны буртик вала-шестерни *10* воздействует на внутреннее кольцо правого подшипника и, тем самым, радиальный зазор в подшипнике уменьшается.

Регулировка осевого положения ведомого вала *16* выполняется с помощью набора тонких металлических прокладок *15*, *26*, расположенных между корпусом редуктора *17* и корпусными крышками подшипников *12* и *25*.

Переставляя часть прокладок *15* к прокладкам *26*, или наоборот, выполняется перемещение вала в осевом направлении, обеспечивая совпадение вершин делительных корпусов шестерни и колеса в точке *O* после сборки редуктора (рис. 2.3).

Регулировка радиального зазора в зацеплении осуществляется с помощью набора металлических регулировочных прокладок *21* между стаканом *2* и корпусом редуктора *17*, что позволяет перемещать вал в осевом направлении, регулируя величину радиального зазора.

Правильность сборки редуктора проверяется поворотом ведущего и ведомого валов. В правильно собранном редукторе валы должны легко проворачиваться рукой без ощутимых осевых и радиальных люфтов.

Порядок выполнения работы

Разборка редуктора, замер параметров и составление его кинематической схемы:

1. Отвернуть болты *3* и вынуть узел шестерни – стакан *2* в сборе с валом-шестерней *10*, подшипниками *9* и крышкой *7* (рис. 2.4).

2. Разобрать узел шестерни, отвернуть болты 1, снять крышку 7, открутить регулировочную гайку 22, предварительно отогнув лапку стопорной шайбы 8, а затем вынуть из стакана 2 вал 10 с шестерней и внутренними кольцами конических подшипников 9.

3. Отвернуть болты 5 и снять корпусные крышки подшипников 12 и 25. Достать вал 16 в сборе с колесом 19 и подшипниками 13.

4. Изучить конструкцию корпуса, крышек, стакана, подшипников, валов, зубчатых колес и уплотнений.

5. Подсчитать число зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 .

6. Замерить штангенциркулем внешнюю высоту зуба h_e (рис. 2.3) и ширину венца колеса b . Измеренные параметры занести в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Измеренные параметры

Параметры	Значения
Число зубьев, шт.:	
– шестерни Z_1	
– колеса Z_2	
Внешняя высота зуба h_e , мм	
Ширина венца колеса b , мм	

7. Выполнить кинематическую схему редуктора в строгом соответствии с требованиями стандартов (см. прил. 1) с нумерацией валов и зубчатых колес, начиная от быстроходного вала.

Определение основных параметров зацепления. На основании выполненных замеров рассчитать основные параметры зубчатого конического зацепления и записать результаты в табл. 2.2.

1. Рассчитать внешний окружной модуль зацепления по следующей формуле:

$$m_e = \frac{h_e}{2,2}. \quad (2.1)$$

Полученное значение необходимо округлить до ближайшего стандартного значения (табл. 1.3). Дальнейшие расчеты ведутся по стандартному значению модуля.

2. Найти передаточное число редуктора по формуле

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (2.2)$$

Таблица 2.2

Рассчитанные параметры зацепления

Параметры	Шестерня	Колесо
Внешний модуль m_e , мм: – расчетный	$m_e =$	
– стандартный	$m_e^{CT} =$	
Средний модуль m_m , мм	$m_m =$	
Передаточное число редуктора U	$U =$	
Угол делительного конуса δ , град	$\delta_1 =$	$\delta_2 =$
Средний делительный диаметр d_m , мм	$d_{m1} =$	$d_{m2} =$
Внешний делительный диаметр d_e , мм	$d_{e1} =$	$d_{e2} =$
Внешний диаметр вершин зубьев d_{ae} , мм	$d_{ae1} =$	$d_{ae2} =$
Внешний диаметр впадин зубьев d_{fe} , мм	$d_{fe1} =$	$d_{fe2} =$
Внешнее конусное расстояние R_e , мм	$R_e =$	
Среднее конусное расстояние R_m , мм	$R_m =$	
Коэффициент ширины венца ψ_{Re}	$\psi_{Re} =$	
Угол головки зуба θ_a , град	$\theta_a =$	
Угол ножки зуба θ_f , град	$\theta_f =$	

3. Вычислить углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 по следующим формулам:

$$\delta_2 = \arctg U, \delta_1 = 90 - \delta_2. \quad (2.3)$$

4. Определить внешние делительные диаметры шестерни и колеса по формулам

$$d_{e1} = m_e Z_1, d_{e2} = m_e Z_2. \quad (2.4)$$

5. Рассчитать внешние диаметры вершин зубьев по следующим формулам:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1, d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2. \quad (2.5)$$

6. Найти внешние диаметры впадин зубьев по формулам

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_e \cos \delta_1, d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_e \cos \delta_2. \quad (2.6)$$

7. Вычислить внешнее конусное расстояние из следующего соотношения:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}. \quad (2.7)$$

8. Определить среднее конусное расстояние по формуле

$$R_m = R_e - 0,5b. \quad (2.8)$$

9. Рассчитать коэффициент ширины венца колеса из следующего выражения:

$$\Psi_{Re} = \frac{b}{R_e}. \quad (2.9)$$

10. Найти углы головки θ_a и ножки θ_f зуба по формулам

$$\theta_{ae} = \arctg\left(\frac{m_e}{R_e}\right), \quad \theta_{fe} = \arctg\left(\frac{1,2m_e}{R_e}\right). \quad (2.10)$$

Причем $\theta_{a1} = \theta_{f2}$ и $\theta_{a2} = \theta_{f1}$.

11. Вычислить средний модуль зубьев из следующего выражения:

$$m_m = m_e - b \sin\left(\frac{\delta_1}{Z_1}\right). \quad (2.11)$$

12. Рассчитать средний делительный диаметр шестерни и колеса по формулам

$$d_{m1} = m_m Z_1, \quad d_{m2} = m_m Z_2. \quad (2.12)$$

Сборка редуктора, регулирование радиального зазора в радиально-упорных подшипниках и в зубчатом зацеплении. Особенность сборки конического редуктора заключается в том, что отдельно собираются узлы ведущего и ведомого валов и после этого производятся их монтаж и регулировка.

Сборка узлов ведущего и ведомого валов выполняется в последовательности, обратной разборке. Перед установкой в корпус ведущего узла необходимо отрегулировать радиальный зазор в подшипниках 9 с помощью гайки 22 и лапчатой шайбы 8 (рис. 2.4).

Ведомый вал 16 в сборе вставляется в корпус 17 и устанавливается в корпусных крышках подшипников 12 и 25 на предварительно подобранные регулировочные прокладки 15 и 26.

Установить ведущий узел в корпус 17 и отрегулировать радиальный зазор в зацеплении с помощью подбора толщины набора металлических прокладок 21.

Правильность сборки редуктора проверяется поворотом ведущего и ведомого валов. В правильно собранном редукторе валы должны легко проворачиваться рукой и не иметь ощутимых радиальных и осевых люфтов.

Содержание отчета

Название и цель работы; краткое описание конструкции редуктора и его основных элементов; кинематическая схема редуктора с необходимыми обозначениями; схема зацепления конической передачи (рис. 2.3); параметры зубчатого зацепления измеренные (табл. 2.1) и рассчитанные (табл. 2.2).

Контрольные вопросы

1. Назначение редуктора.
2. Зачем увеличивается количество ступеней в редукторе?
3. Чем отличается конический редуктор от цилиндрического?
4. Как производится смазка зацепления и подшипников качения?
5. Зачем и как регулируются радиальные зазоры в зацеплении и в радиально-упорных роликовых конических подшипниках?
6. Почему в коническом зацеплении неравномерно распределяется нагрузка по длине зуба?
7. Сколько модулей в коническом зацеплении?
8. Какой модуль в конической передаче имеет стандартное значение?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ПЛАНЕТАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Цель работы: изучение устройства и принципа работы планетарного редуктора; определение передаточного отношения и КПД планетарного редуктора.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с планетарными передачами [1, с. 96–164; 2, с. 112–113, 151–195, 200–218].

Общие сведения

Зубчатые передачи, которые имеют зубчатые колеса с перемещающимися в пространстве геометрическими осями, называются планетарными (рис. 3.1).

Зубчатые колеса (рис. 3.1) с перемещающимися в пространстве геометрическими осями называются сателлитами или планетарными 2, 2', 3 и 3' (по аналогии с движением планет Солнечной системы). Планетарные передачи могут иметь два и более сателлитов. Колеса, по которым обкатываются сателлиты, – центральные 1 и 4. Ведущее зубчатое колесо 1 называется солнечным. Деталь, в которой закреплены валы сателлитов, называется водилом (H).

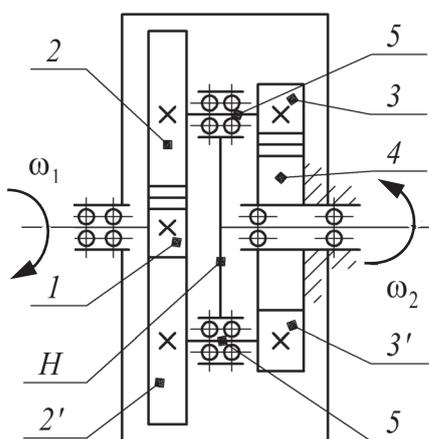


Рис. 3.1. Кинематическая схема планетарного редуктора:

1, 4 – колесо центральное;
2, 2', 3, 3' – сателлит;
5 – вал сателлитов; H – водило

В отличие от цилиндрических передач, где ведомый вал только один, в планетарной передаче имеются два ведомых вала: вал центрального колеса 4 и вал водила H (рис. 3.1). Это позволяет значительно расширить кинематические воз-

возможности, что является одним из ее достоинств. Планетарную передачу можно использовать: как редуктор, когда одно из ведомых звеньев постоянно неподвижно; коробку перемены передач, когда поочередно тормозится одно из ведомых звеньев; дифференциал, когда оба ведомых звена остаются подвижными.

Достоинствами планетарной передачи являются: малые габаритные размеры и масса (это объясняется тем, что мощность передается по нескольким потокам, численно равным количеству сателлитов, поэтому нагрузка на зубья в каждом зацеплении уменьшается); удобство компоновки машин вследствие расположения ведущего и ведомого валов передачи на одной оси; меньший шум при работе, чем у обычных зубчатых, что связано со взаимным уравновешиванием сил при симметричном расположении сателлитов; малые нагрузки на опоры, что позволяет упростить их конструкцию и снизить в них потери; возможность получить большие передаточные числа (до 500).

К **недостаткам планетарной передачи** следует отнести пониженные значения КПД (увеличивается количество пар зубьев в зацеплении); повышенные требования к точности изготовления и монтажа (существует двупарное зацепление сателлитов с двумя центральными колесами).

При определении **передаточного отношения** планетарного механизма применяют метод остановки водила H (метод Виллиса). Звеньям планетарной передачи мысленно сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью, равной скорости водила H , но направленной в противоположную сторону. В полученном так называемом приведенном механизме водило окажется неподвижным. Планетарная передача превращается в обычную зубчатую, у которой все геометрические оси неподвижны, а сателлиты превращаются в паразитные зубчатые колеса, которые не влияют на передаточное число, а только изменяют направление вращения ведомого вала.

В планетарной передаче существенное значение имеет знак передаточного числа. При $U > 0$ направление вращения ведущего и ведомого звеньев совпадают, а при $U < 0$ – не совпадают.

Принято обозначать угловые скорости индексом звена (ω_1, ω_H и т. д.), а передаточное число сопровождать индексами в направлении движения и индексом неподвижного звена. Например, U_{1H}^4 – означает передаточное число от центрального колеса 1 к водилу H при неподвижном зубчатом колесе 4 (рис. 3.1).

Определим передаточные отношения для исследуемого редуктора методом остановки водила при неподвижном колесе 4 (табл. 3.1).

Таблица 3.1

Кинематические характеристики элементов планетарной передачи

Звенья редуктора	Фактические угловые скорости	Угловые скорости после прибавления дополнительной скорости водила
Зубчатые колеса: центральное $Z_1 =$	$\omega_1 =$	$\omega_{1H} = \omega_1 - \omega_H$
сателлит $Z_2 =$	$\omega_2 =$	$\omega_{2H} = \omega_2 - \omega_H$
сателлит $Z_3 =$	$\omega_3 = \omega_2$	$\omega_{3H} = \omega_3 - \omega_H$
центральное $Z_4 =$	$\omega_4 = 0$	$\omega_{4H} = 0 - \omega_H$
Водило H	$\omega_H =$	$\omega_{HH} = \omega_H - \omega_H = 0$

Мысленно сообщая всем звеньям планетарного редуктора дополнительную скорость $(-\omega_H)$, получаем обыкновенный зубчатый редуктор с неподвижными осями валов. В приведенном механизме передаточное отношение будет равно

$$U_{1H}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{-\omega_H} = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}.$$

Числитель и знаменатель левой части полученного равенства разделим на $(-\omega_H)$:

$$\frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}.$$

С учетом того, что $\frac{\omega_1}{\omega_H} = U_{1H}^4$, передаточное число рассматриваемого редуктора

$$U_{1H}^4 = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}. \quad (3.1)$$

КПД планетарной передачи. Потери энергии в планетарной передаче складываются из потерь на трение в зацеплении и подшипниках, гидродинамических потерь на разбрызгивание и перемешивание масла и определяется по формуле

$$\eta_{\text{пл.ред}} = \eta_{\text{зац}} \eta_{\text{п.п}}^n \eta_{\text{гидр}}, \quad (3.2)$$

где $\eta_{\text{зац}}$ – КПД, учитывающий потери в зацеплении; $\eta_{\text{п.п}}$ – КПД, учитывающий потери в подшипниках; n – число пар подшипников; $\eta_{\text{гидр}}$ – КПД, учитывающий потери на разбрызгивание масла.

Основную часть потерь составляют потери в зацеплении, зависящие от схемы, параметров передачи, точности изготовления и монтажа. Это является одной из особенностей планетарных передач. Потери в зацеплении планетарных передач могут быть как меньше, так и больше, чем в обычных передачах, в зависимости от схемы передачи.

При симметричном расположении сателлитов входные и выходные валы планетарных передач нагружены только вращающим моментом и опоры этих валов разгружены от радиальных нагрузок, что позволяет несмотря на увеличение пар зацеплений уменьшать потери в подшипниках.

Гидродинамические потери в планетарной передаче при смазке погружением сателлитов в масляную ванну могут быть значительно больше, чем у обычной зубчатой. Вращающиеся сателлиты входят в масляную ванну с ударом и проходят через нее. Поэтому рекомендуется неглубокое погружение колес в масляную ванну, а при больших скоростях – применение циркуляционной смазки разбрызгиванием или струйной.

В механических передачах между мощностью, вращающим моментом, передаточным отношением и КПД существует следующая зависимость:

$$\eta_{\text{пл.ред}} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1 U}, \quad (3.3)$$

где P_1 , T_1 , P_2 , T_2 – мощность и крутящий момент на валу ведущего и ведомого валов редуктора соответственно; U – передаточное отношение редуктора.

Описание лабораторной установки

Установка ДП-5К (рис. 3.2) смонтирована на литой металлической станине и состоит из трех основных узлов: электродвигателя 1 с тахометром 2, исследуемого планетарного редуктора 3 и нагрузочного устройства 4.

Узел электродвигателя смонтирован на литом кронштейне 5, установленном на станине 19. Статор электродвигателя установлен

в двух подшипниках на валу ротора и может вращаться вместе с ротором вокруг общей оси (балансирный электродвигатель).

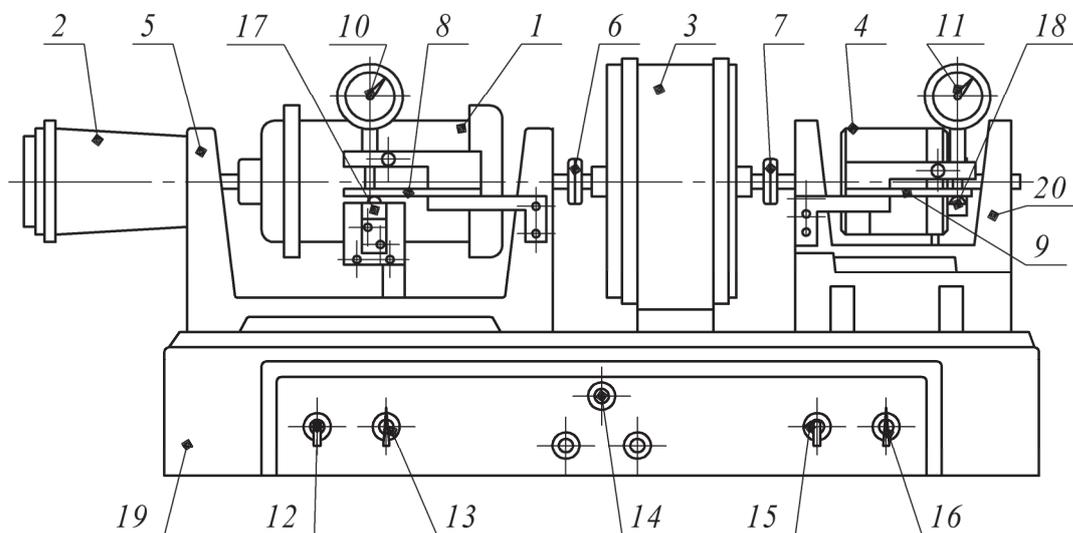


Рис. 3.2. Установка ДП-5К:

- 1 – электродвигатель; 2 – тахометр; 3 – редуктор; 4 – устройство нагрузочное;
 5, 20 – кронштейн; 6, 7 – муфта упругая; 8, 9 – пружина плоская;
 10, 11 – индикатор часового типа; 12 – тумблер электродвигателя;
 13 – потенциометр электродвигателя; 14 – лампа сигнальная;
 15 – тумблер нагрузочного устройства; 16 – потенциометр
 нагрузочного устройства; 17, 18 – рычаг; 19 – станина

Тахометр 2 соединен с валом ротора электродвигателя 1 эластичной муфтой и показывает частоту вращения вала электродвигателя.

Редуктор 3 установлен на станине 19 и соединен муфтой 6 с валом ротора электродвигателя и муфтой 7 с валом ротора нагрузочного устройства.

Крутящий момент подается на входной вал редуктора, на котором закреплено центральное колесо 1 (рис. 3.1). Колесо вступает в зацепление с парой сателлитов (планетарных колес) 2 и 2', в результате чего они начинают вращаться вокруг собственной оси. Крутящий момент с сателлитов 2 и 2' посредством валов 5 передается на сателлиты 3 и 3', которые находятся в зацеплении с неподвижным центральным колесом 4. Таким образом, сателлиты одновременно обкатываются по двум центральным колесам. В результате оси валов 5, которые соединены между собой водилом *H*, начинают перемещаться в пространстве и приводит во вращение выходной вал редуктора.

Число зубьев подвижного центрального колеса 1 ($Z_1 = 17$), сателлитов 2 и $2'$ ($Z_2 = 87$), сателлитов 3 и $3'$ ($Z_3 = 17$), неподвижного центрального колеса 4 ($Z_4 = 87$).

Корпус редуктора имеет съемную крышку из органического стекла для осмотра и смазки зубчатых зацеплений.

Нагрузочное устройство 4 смонтировано на литом кронштейне 20 и закреплено на станине 19 (рис. 3.2). Оно имитирует рабочую нагрузку редуктора и служит для создания тормозного момента на ведомом валу редуктора. Нагрузочное устройство 4 представляет собой магнитный порошковый тормоз (рис. 3.3), принцип действия которого основан на способности намагниченной среды оказывать сопротивление перемещению в ней ферромагнитных тел.

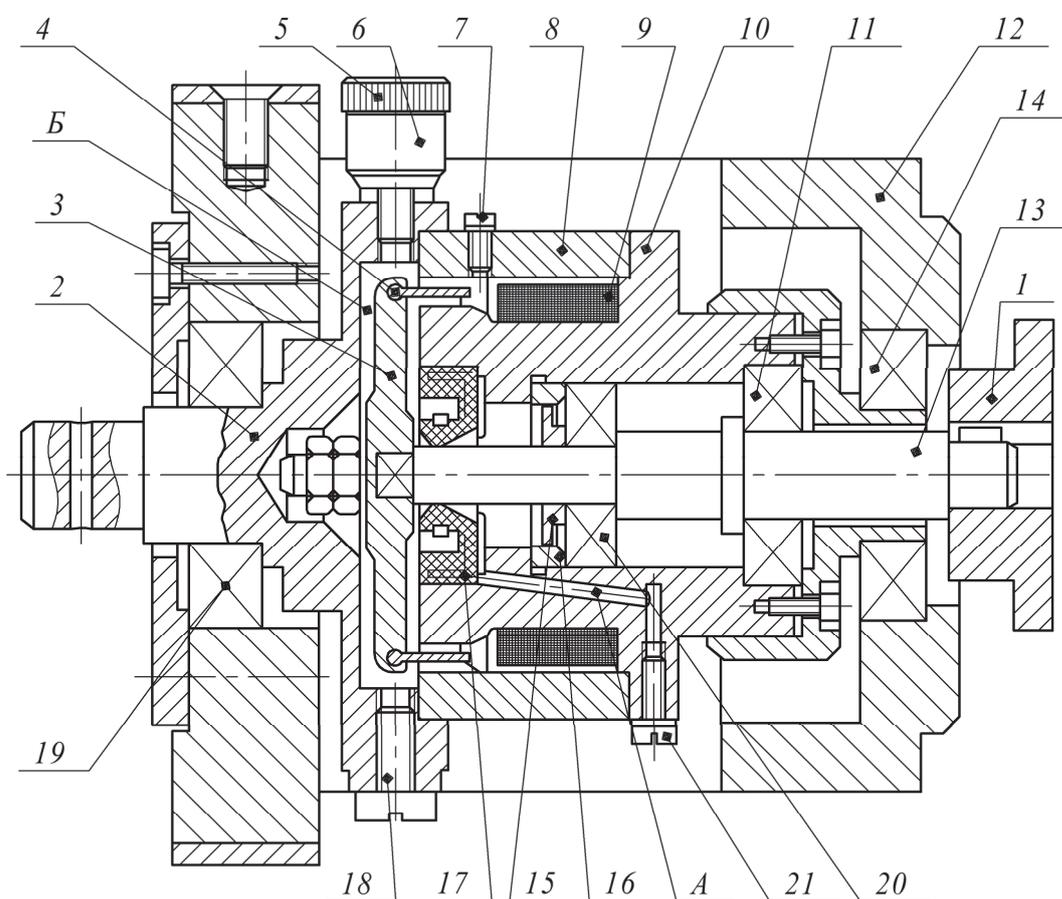


Рис. 3.3. Нагрузочное устройство:

- 1 – муфта упругая; 2 – крышка; 3 – ротор; 4 – барабан; 5 – крышка масленки;
 6 – масленка; 7, 21 – пробка винтовая; 8 – ярмо электрообмотки;
 9 – электрообмотка; 10 – корпус статора (сердечник); 11, 14, 19, 20 – подшипник;
 12 – корпус; 13 – вал; 15 – кольцо маслоотбойное; 16 – кольцо упорное;
 17 – манжета; 18 – пробка сливная; A – канал; B – полость

В качестве намагниченной среды применена жидкая смесь минерального масла и железного порошка. Основными узлами нагрузочного устройства являются: неподвижная опора 12 (рис. 3.3), в которой на подшипниках 14 и 19 устанавливается узел статора, а также узел ротора, вращающийся в подшипниках 11 и 20 внутри узла статора. Узел статора состоит из корпуса 10, который одновременно является сердечником электрообмотки 9; крышки 2 (в нее вкручена масленка 6 для залива магнитной смеси в полость *Б*), и винтовой пробки 18 для ее слива; ярмо 8 электрообмотки 9 с винтовой пробкой 7 для контроля уровня магнитной смеси.

Узел ротора состоит из вала 13, на одном конце которого крепится ротор 3 с барабаном 4, вращающимся в зазоре между ярмом 8, сердечником 10 и электрообмоткой 9, а другой конец вала с помощью упругой муфты 1 соединяется с выходным валом редуктора. Для предотвращения вытекания магнитной среды из полости *Б* в корпусе статора 10 установлены манжета 17 и два кольца – маслоотбойное 15 и упорное 16. В корпусе статора 10 выполнены каналы *А*, предназначенные для сбора магнитной смеси, малые утечки которой возможны в процессе эксплуатации, а винтовая пробка 21 служит для слива этой жидкости. В зависимости от силы тока, подаваемого в обмотку 9, изменяется вязкость магнитной смеси в полости *Б* и тем самым изменяется сопротивление вращения ротора с барабаном 4, что приводит к возникновению реактивного момента на статоре и его вращению в подшипниках 14, 19 (рис. 3.3).

На кронштейнах 5 и 20 (рис. 3.2), электродвигателя и нагрузочного устройства, установлены измерительные устройства динамометрического типа, состоящие из плоских пружин 8 и 9 и индикаторов часового типа 10 и 11, упирающихся своими штоками в пружины.

Пружины, упираясь в рычаги 17 и 18, расположенные на статорах электродвигателя 1 и нагрузочного устройства 4, удерживают их от проворачивания. При возникновении реактивных крутящих моментов на статорах рычаги изгибают плоские пружины, величина деформации которых прямо пропорциональна реактивным моментам.

Таким образом, величины реактивных крутящих моментов на входном T_1 и выходном T_2 валах редуктора определяются по следующим формулам:

– для электродвигателя

$$T_1 = i_{\text{эл.двиг}} k_{\text{эл.двиг}} ; \quad (3.4)$$

– для нагрузочного устройства

$$T_2 = i_{\text{нагр}} k_{\text{нагр}}, \quad (3.5)$$

где $i_{\text{эл.двиг}}$ и $i_{\text{нагр}}$ – число делений соответственно на индикаторах электродвигателя и нагрузочного устройства; $k_{\text{эл.двиг}}$ и $k_{\text{нагр}}$ – торировочные коэффициенты соответственно на индикаторах электродвигателя и нагрузочного устройства ($k_{\text{эл.двиг}} = 5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ на одно деление индикатора; $k_{\text{нагр}} = 27,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ на одно деление индикатора).

Панель управления. На лицевой части станины (рис. 3.2) установлена панель, на которой размещены тумблер 12, включающий и выключающий электродвигатель, ручка 13 потенциометра, позволяющего бесступенчато регулировать частоту вращения вала электродвигателя, контрольная лампочка 14, тумблер 15, включающий нагрузочное устройство, и рукоятка потенциометра 16, позволяющего регулировать тормозной момент нагрузочного устройства. На задней стороне станины имеется шнур с вилкой для подключения установки к выпрямителю.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и работой установки ДП-5К и исследуемого планетарного редуктора. Выполнить их кинематические схемы с использованием условных обозначений, представленных в прил. 1.

2. Проверить уровень масла в редукторе (сателлит в нижнем положении должен погружаться на половину высоты зуба).

3. Определить передаточное число редуктора по формуле (3.1).

4. Для заданных преподавателем значений показаний индикатора ($i_{\text{нагр}1}$, $i_{\text{нагр}2}$, $i_{\text{нагр}3}$) на валу нагрузочного устройства по формуле (3.5) определить величину тормозного момента нагрузочного устройства T_{2-1} , T_{2-2} , T_{2-3} .

5. Включить установку в сеть.

Внимание! Установку подключать только через понижающий трансформатор с выпрямителем к сети постоянного тока напряжением 110 В. Запрещается включать в электросеть напряжением 220 В.

6. Ручки потенциометров для регулирования частоты вращения вала электродвигателя 13 (рис. 3.2) и крутящего момента

нагрузочного устройства 16 поворотом против часовой стрелки установить в крайнее левое положение.

7. Включить электродвигатель тумблером 12 и нагрузочное устройство тумблером 15.

8. Поворотом ручки потенциометра 13 по часовой стрелке установить минимальную заданную преподавателем частоту вращения n_{1-1} вала электродвигателя, контролируя ее на тахометре 2.

9. Выставить на ноль стрелки индикаторов 10 и 11, вращая внешние кольца вместе со шкалой.

10. Поддерживая ручкой потенциометра 13 заданную частоту вращения, ручкой потенциометра 16 нагрузочного устройства установить минимальный заданный преподавателем тормозной момент T_{2-1} , контролируя его величину по числу делений i_{2-1} индикатора 11. Снять показание с индикатора 10 и занести его в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Результаты замеров

Крутящий момент на ведомом валу T_2 , Н · мм	Число делений индикатора		Крутящий момент на ведущем валу T_1 , Н · мм	Значение КПД
	нагрузочного устройства $i_{нагр}$	электродвигателя $i_{эл.двиг}$		
Частота вращения вала электродвигателя $n_1 =$ мин ⁻¹				
Частота вращения вала электродвигателя $n_2 =$ мин ⁻¹				
Частота вращения вала электродвигателя $n_3 =$ мин ⁻¹				

11. Повторить п. 10 и для других заданных значений крутящих моментов T_{2-2} , T_{2-3} на тихоходном валу редуктора.

12. Повторить п. 8–11 для других заданных частот вращения n_{1-2} , n_{1-3} .

13. По формуле (3.4) рассчитать значение крутящего момента на ведущем валу редуктора T_1 .

14. По формуле (3.3) определить значение КПД планетарного редуктора $\eta_{ред.}$

Результаты расчетов занести в табл. 3.2.

15. Построить график зависимости КПД исследуемого планетарного редуктора от крутящих моментов T_2 на выходном валу редуктора при заданных частотах вращения входного редуктора.

16. Построить график зависимости КПД исследуемого планетарного редуктора от частоты вращения входного вала редуктора n_1 при заданных крутящих моментах на выходном валу редуктора.

Содержание отчета

Название и цель работы; кинематическая схема установки ДП-5К; краткое описание устройства и принципа работы установки ДП-5К; кинематическая схема и описание устройства исследуемого планетарного редуктора; расчет передаточного числа исследуемого планетарного редуктора; таблица опытных и расчетных результатов (табл. 3.2); график зависимости КПД от крутящего момента на ведомом валу T_2 при постоянной частоте вращения n_1 ; график зависимости КПД от частоты вращения вала электродвигателя n_1 при постоянном крутящем моменте на ведомом валу T_2 ; анализ полученных экспериментальных КПД.

Контрольные вопросы

1. Какие передачи называются планетарными?
2. Перечислите достоинства и недостатки планетарной передачи.
3. Принцип работы установки ДП-5К.
4. Методика определения крутящих моментов на ведущем и ведомом валах редуктора.
5. Методика определения КПД передачи.
6. Перечислите потери, имеющиеся в планетарной передаче, какие из них наиболее существенны.
7. Укажите наиболее эффективные меры по снижению потерь в планетарных передачах.
8. Чем объяснить меньшие потери в подшипниках планетарной передачи по сравнению с цилиндрическими зубчатыми передачами?
9. Как изменяется КПД планетарных передач в зависимости от передаточного отношения и передаваемого крутящего момента?

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ И ИХ ВЛИЯНИЕ НА КОНСТРУКЦИЮ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: определение основных параметров червячного зацепления; изучение конструкции червячного редуктора; ознакомление с методикой регулировки пятна контакта в зацеплении и радиального зазора в подшипниках.

Инструменты: ключ 17×19; штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм; набор плоских щупов.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по червячным передачам [1, с. 219–229; 2, с. 172–180; 3, с. 87–97].

Общие сведения

Червячная передача – зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары. Основные элементы червячной передачи – червяк и червячное колесо, оси которых перекрещиваются под углом 90°. По сравнению с зубчатыми передачами она обеспечивает большие передаточные числа (от 10 до 60, в слабноагруженных механизмах до 1000), возможность получения самотормозящей передачи, плавность и бесшумность работы, высокую кинематическую точность, способность передавать крутящий момент под углом.

Зубья червячного колеса нарезаются червячными фрезами. Червячная фреза для колеса является точной копией червяка. При нарезании заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, как и червячное колесо и червяк в передаче. Такой подход автоматически обеспечивает сопряженность профилей червяка и колеса и требует стандартизации основных геометрических параметров червяка.

Геометрические размеры червячного колеса и червяка вычисляют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес. В червячной передаче расчеты выполняют по осевому модулю чер-

вяка m , который равен торцевому модулю червячного колеса. Значения расчетных модулей m выбирают по ГОСТ 19672 (табл. 4.1).

Таблица 4.1

**Стандартные значения модуля, коэффициента
толщины червяка и числа заходов (по ГОСТ 19672)**

Модуль m , мм	Число заходов червяка Z_1 при коэффициенте диаметра червяка q							
	8	(9)	10	(12)	12,5	(14)	16	20
1,25	–	–	–	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
1,60	–	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
2,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	(1; 2; 4)	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
2,50	1; 2; 4	–	1; 2; 4	(1; 2; 4)	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
3,15	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
4,00	1; 2; 4	(1; 2; 4)	1; 2; 4	(1)	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
5,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
6,30	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4	1; 2; 4	1; 2; 4
8,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
10,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
12,50	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	1; 2; 4
16,00	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	–	1; 2; 4	

Примечание. В скобках приведены допускаемые значения. Следует предпочитать значения, приведенные без скобок.

Основными геометрическими размерами червяка являются:

Угол профиля витка в осевом сечении $2\alpha = 40^\circ$.

Расчетный **шаг червяка** (рис. 4.1) – расстояние между одноименными точками двух соседних витков, лежащими на делительной окружности. Он определяется по формуле

$$p = \pi m. \tag{4.1}$$

из формулы (4.1) следует, что расчетный **модуль**

$$m = \frac{p}{\pi}. \tag{4.2}$$

Ход витка – расстояние между одноименными точками одного и того же витка, лежащими на делительной окружности. Для однозаходных червяков он равен шагу, для многозаходных его находят из условия

$$p_z = pZ_1, \tag{4.3}$$

где Z_1 – число заходов червяка.

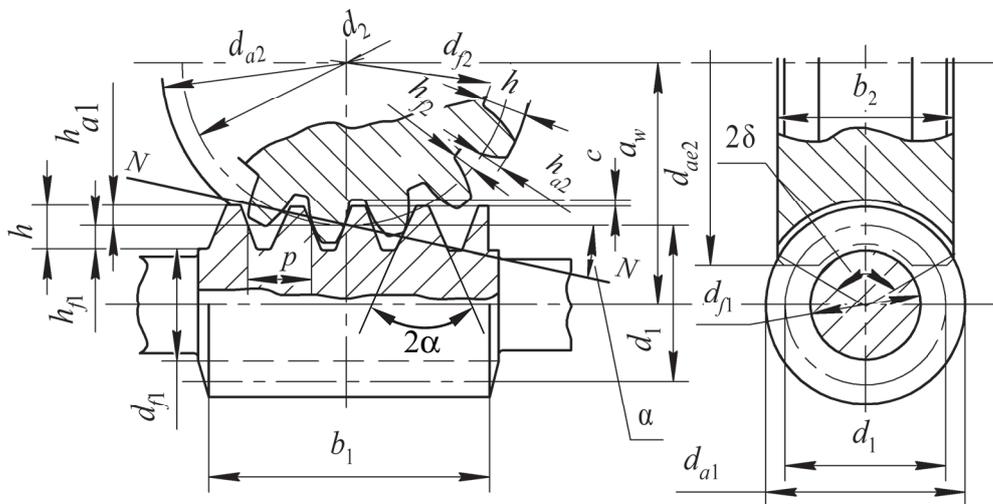


Рис. 4.1. Геометрические параметры червячного зацепления

Высота головки витка червяка и зуба колеса (рис. 4.1)

$$h_{a1} = h_{a2} = m. \quad (4.4)$$

Высота ножки витка червяка и зуба колеса (рис. 4.1) связаны соотношением

$$h_{f1} = h_{f2} = h_a + c,$$

где c – радиальный зазор в зацеплении, $c = 0,2m$. Поэтому

$$h_{f1} = h_{f2} = m + 0,2m = 1,2m. \quad (4.5)$$

Делительный диаметр червяка (рис. 4.1), т. е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка и ширина впадины равны, находят из условия

$$d_1 = qm, \quad (4.6)$$

где q – коэффициент диаметра червяка (табл. 4.1).

Делительный угол подъема (рис. 4.1) винтовой линии находят по формуле

$$\gamma = \arctg\left(\frac{p_z}{\pi d_1}\right) = \arctg\left(\frac{pZ_1}{\pi qm}\right) = \arctg\left(\frac{\pi m Z_1}{\pi qm}\right) = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right). \quad (4.7)$$

Диаметр окружности вершин (рис. 4.1) витков

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m(q + 2). \quad (4.8)$$

Диаметр окружности впадин (рис. 4.1) витков червяка вычисляют по формуле

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = m(q - 2,4). \quad (4.9)$$

Длина нарезной части (рис. 4.1) червяка находят из выражения

$$b_1 = 2\sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2}\right)^2 - \left(a_\omega - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} + \frac{\pi m}{2}, \quad (4.10)$$

где d_{ae2} – наружный диаметр червячного колеса; a_ω – межосевое расстояние.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его сечении. К ним относятся:

Диаметр делительной окружности (рис. 4.1) – окружность делит зуб на ножку и головку. Его находят из условия

$$d_2 = mZ_2. \quad (4.11)$$

Диаметр окружности вершин зубьев (рис. 4.1) – окружность, проходящая по вершинам зубьев. Этот диаметр

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m(Z_2 + 2). \quad (4.12)$$

Диаметр окружности впадин зубьев (рис. 4.1) – окружность, проходящая по впадинам зубьев колеса. Ее диаметр вычисляют по формуле

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m(Z_2 - 2,4). \quad (4.13)$$

Межосевое расстояние передачи (рис. 4.1) – расстояние между осями червяка и колеса, находится из зависимости

$$a_\omega = \frac{d_1 - d_2}{2} = \frac{m(q + Z_2)}{2}. \quad (4.14)$$

Наибольший диаметр (рис. 4.1) червячного колеса

$$d_{ae2} = d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}. \quad (4.15)$$

Ширина венца червячного колеса (рис. 4.1) – расстояние между торцами зубчатого венца. Оно зависит от числа заходов и диаметра окружности вершин витков червяка:

при $Z_1 < 3$

$$b_2 = 0,75d_{a1}; \quad (4.16)$$

при $Z_1 = 4$

$$b_2 = 0,67d_{a1}. \quad (4.17)$$

Условный угол обхвата (рис. 4.1) червяка колесом 2δ определяется точками пересечения дуги окружности диаметром $d_{a1} - 0,5m$ с контуром венца

$$\delta = \arcsin\left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}\right). \quad (4.18)$$

Передача крутящего момента от червяка к колесу осуществляется посредством трения скольжения, а не трения качения как в зубчатых цилиндрических передачах, поэтому червячная передача имеет низкий КПД (см табл. 5.1 на с. 58), в результате чего при работе в зацеплении выделяется большое количество тепла.

Различают червячные передачи с верхним (рис. 4.2, б, в), нижним (рис. 4.2, а, г), боковым вертикальным (рис. 4.2, д) и горизонтальным (рис. 4.2, е) расположением червяка относительно червячного колеса.

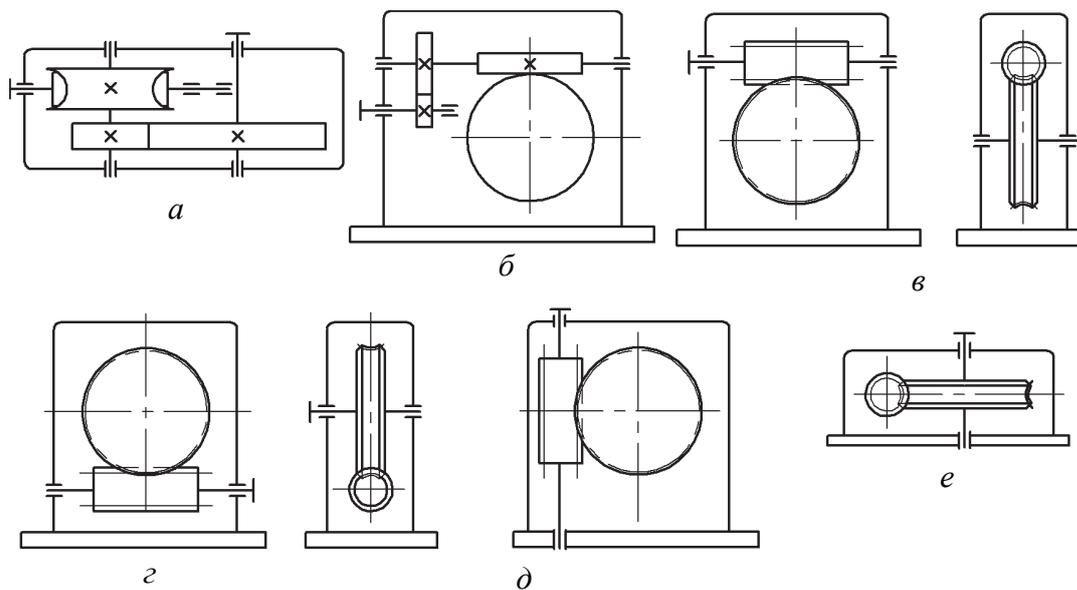


Рис. 4.2. Кинематические схемы червячных редукторов:

- а – двухступенчатый червячно-цилиндрический с нижним расположением червяка;
- б – двухступенчатый цилиндрическо-червячный с верхним расположением червяка;
- в – одноступенчатый с верхним расположением червяка;
- г – одноступенчатый с нижним расположением червяка;
- д – одноступенчатый с боковым вертикальным расположением червяка;
- е – одноступенчатый с боковым горизонтальным расположением червяка

Кроме того, червячные передачи квалифицируют по количеству заходов червяка (одно- и многозаходные (2, 4)); форме червяка (цилиндрические и глобоидные); форме поверхности витка червяка (архимедовы (рис. 4.3, *a*), эвольвентные (рис. 4.3, *б*), конволютные (рис. 4.3, *в*)); направлению витков (правое и левое).

Среди червячных редукторов наиболее распространены одноступенчатые (рис. 4.2, *в*, *г*, *д*, *е*). При необходимости получения большого передаточного числа используют либо двухступенчатые червячные редукторы, либо комбинированные червячно-цилиндрические (рис. 4.2, *а*) или цилиндрическо-червячные (рис. 4.2, *б*). Выбор схемы червячного редуктора определяется требованиями компоновки и значением передаточного числа. Червячные редукторы с нижним расположением червяка применяются при $V_1 \leq 5$ м/с, с верхним – при $V_1 \geq 5$ м/с. В червячных редукторах с боковым расположением червяка (рис. 4.2, *д*, *е*) затруднена смазка подшипников вертикальных валов.

Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическим **червяком**, имеющим архимедов профиль витка. Червяки изготавливают из углеродистой или легированной стали. Они могут выполняться заодно с валом или насадными.

Червячные колеса могут быть выполнены как цельными, так и составными. В последнем случае колесо состоит из чугунного или стального центра и закрепленного на нем бронзового (либо другого антифрикционного материала) обода (венца). Колеса из антифрикционных материалов (малого размера) и чугунные (любых размеров) производят цельными.

Опоры валов червяка и червячного колеса предназначены для удержания вращающейся детали в нужном для правильной работы положении. Обычно в опорах применяют подшипники качения (шариковые радиальные или радиально-упорные, или

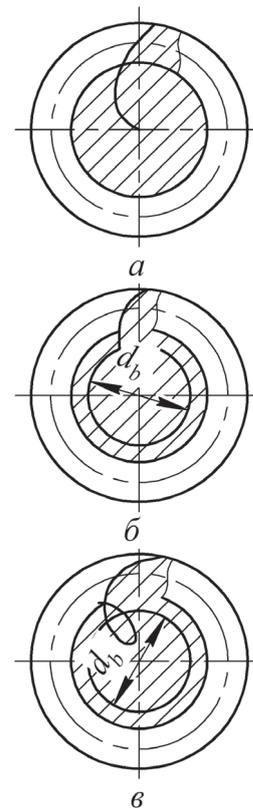


Рис. 4.3. Формы поверхности витка червяка:
a – архимедов *ZA*;
б – эвольвентный *ZI*;
в – конволютный *ZN*

конические роликовые радиально-упорные). Тип подшипников выбирают по соотношению осевой и радиальной сил, действующих в зацеплении.

Уплотнения устанавливаются в сквозных крышках, через которые выходят концы валов. Они предназначены для предотвращения попадания посторонних частиц в подшипники и зацепление через зазор между крышками подшипников и валов, а также предотвращения вытекания смазки из редуктора. Тип уплотнения выбирается в зависимости от скорости валов и вида смазки.

Корпус редуктора обычно изготавливают из чугуна. Он должен обладать достаточной прочностью и жесткостью.

Описание конструкции червячного редуктора

Объектом исследований является червячный редуктор с верхним расположением цилиндрического червяка, конструкция которого представлена на рис. 4.4. Все детали редуктора монтируются в литом чугунном корпусе, состоящем из двух частей: основания корпуса 22 и крышки 16, которые соединяются между собой при помощи болтов 13 с гайками 14. Пружинные шайбы 15 предохраняют болтовое соединение от самораскручивания.

Опорами для вала червяка 17 и вала червячного колеса 19 служат радиально-упорные роликовые конические однорядные подшипники 18 и 20, установленные враспор. Внешние кольца подшипников упираются в накладные крышки подшипников: сквозные 4 и 8 и глухие 2 и 11. Крышки подшипников крепятся к корпусу болтами 1 и 7. Между крышками подшипников 2, 4, 8, 11 и корпусом устанавливается набор металлических прокладок 3, 5, 9, 12, предназначенных для регулирования зазора в подшипниках. Металлические прокладки 3 и 5, кроме того, предназначены для регулирования осевого положения червячного колеса относительно оси вала червяка.

Основание корпуса 22 одновременно служит и резервуаром для масла, уровень которого контролируется маслоуказателем 23. Пробка 24 предназначена для слива масла, прокладка 25 – для уплотнения, смотровая крышка 26 – для наблюдения за состоянием червячного зацепления. На смотровой крышке приварена грузовая петля 28, обеспечивающая удобство подъема и переноса

редуктора (чаще с этой целью ставят рым-болты или делают проушины).

Для обеспечения жесткости корпус редуктора имеет ребра жесткости. На крышке корпуса снаружи отлиты ребра охлаждения, позволяющие снизить температуру нагрева редуктора при работе.

Порядок выполнения работы

Разборка редуктора, замер основных параметров и составление кинематической схемы:

1. Отвернуть болты крышек подшипников 1, 7 (рис. 4.4); снять сквозные крышки 4, 8 с набором металлических прокладок 5, 9, глухие крышки 2, 11 с набором металлических прокладок 3, 12.

2. Измерить межосевое расстояние a_o , мм, между центровыми отверстиями на валу червяка 17 и линией разъема корпуса редуктора, совпадающей с осью вала червячного колеса.

3. Отвернуть болты 13 с гайками 14 и пружинными шайбами 15. Снять крышку корпуса 16 в сборе с валом червяка 17.

4. Вынуть вал червяка 17 в сборе с подшипниками 18 и изучить их конструкцию.

5. Изучить конструкцию крышек 4, 8 и уплотнений 6, 10.

6. Достать вал 19 с подшипниками 20 и червячным колесом 21 из основания корпуса 22. Изучить конструкцию червячного колеса 21, вала 19, основания корпуса редуктора 22.

7. Определить число заходов (витков) червяка Z_1 . Для этого необходимо совершить один полный оборот червяка и подсчитать, сколько раз начинаются витки.

8. Подсчитать количество зубьев червячного колеса Z_2 .

9. Измерить диаметры окружностей вершин червяка d_{a1} (рис. 4.1) и червячного колеса d_{a2} , наибольший диаметр червячного колеса d_{ae2} , ширину венца колеса b_2 и длину нарезанной части червяка b_1 .

10. Измерить габаритные размеры корпуса редуктора: высоту H , ширину B , длину L (рис. 4.4). Результаты замеров занести в табл. 4.2.

11. Выполнить кинематическую схему редуктора, согласно требованиям условных обозначений, представленных в прил. 1.

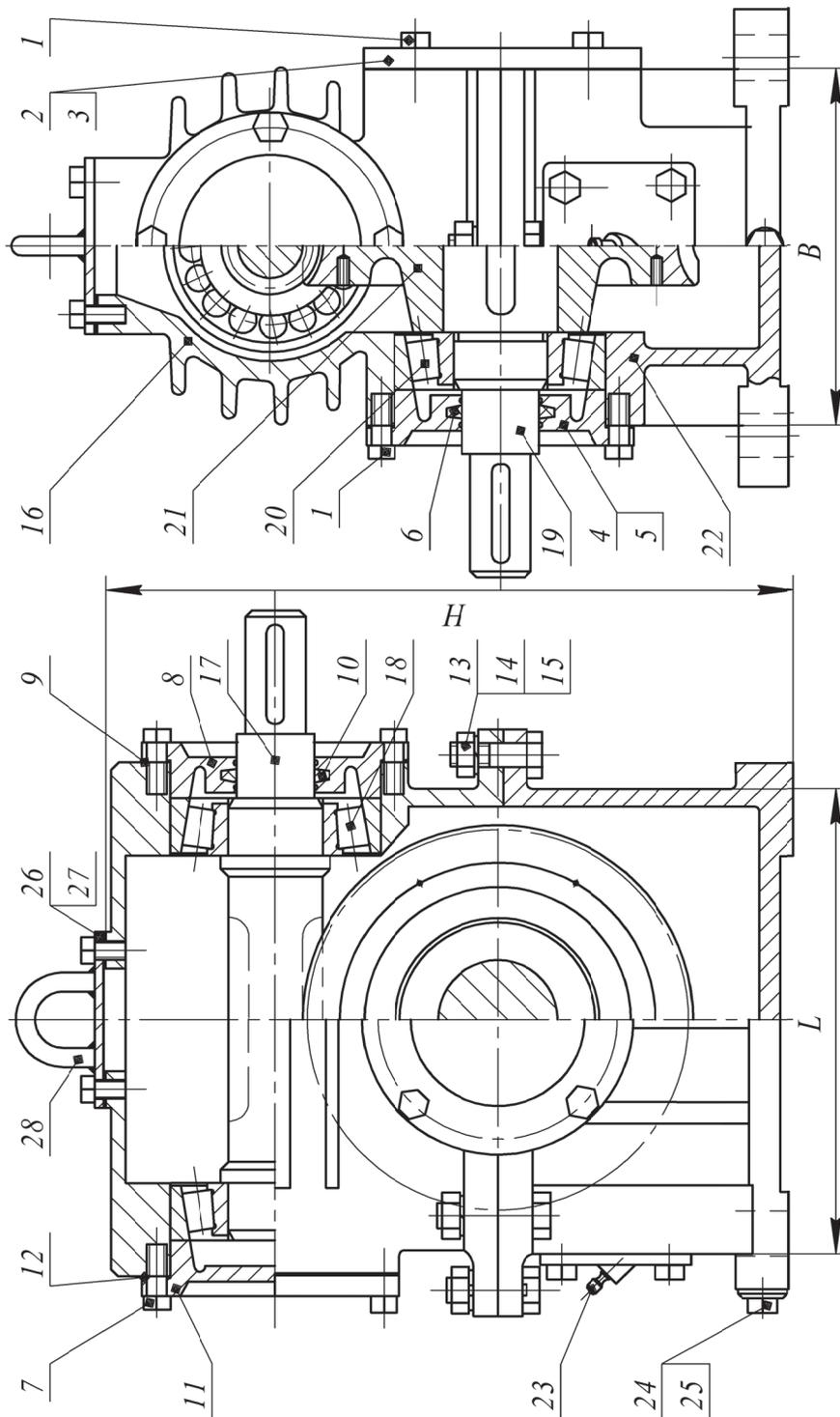


Рис. 4.4. Конструкция червячного редуктора.

1, 7 – болт; 2, 4, 8, 11 – крышки подшипников; 3, 5, 9, 12 – набор металлических прокладок; 6, 10 – уплотнение войлочное; 13 – болт; 14 – гайка; 15 – шайба пружинная; 16 – крышка корпуса; 17 – червяк; 18, 20 – подшипники; 19 – вал червячного колеса; 21 – колесо червячное; 22 – основание корпуса; 23 – маслоуказатель; 24 – пробка; 25 – прокладка; 26 – прокладка; 27 – прокладка; 28 – петля

Таблица 4.2

Измеренные параметры

Параметры	Значения
Межосевое расстояние a_{ω} , мм	
Число заходов червяка Z_1	
Число зубьев червячного колеса Z_2	
Диаметр окружности вершин d_a , мм:	
– червяка d_{a1}	
– колеса d_{a2}	
Наибольший диаметр червячного колеса d_{ae2} , мм	
Длина нарезанной части червяка b_1 , мм	
Ширина колеса b_2 , мм	
Габаритные размеры корпуса редуктора, мм:	
– высота H	
– ширина B	
– длина L	

Определение основных параметров зацепления:

1. Рассчитать передаточное число редуктора U по формуле

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (4.19)$$

2. Определить осевой модуль зацепления m , мм, по формуле

$$m = \frac{d_{a2}}{Z_2 + 2}. \quad (4.20)$$

Полученные значения модуля округлить до ближайшего стандартного $m_{ст}$ по табл. 4.1.

3. Определить делительные диаметры колеса d_2 по формуле (4.11) и червяка d_1 по формуле

$$d_1 = d_{a1} - 2m_{ст}. \quad (4.21)$$

4. Определить коэффициент диаметра червяка по следующей формуле:

$$q = \frac{d_1}{m_{ст}}. \quad (4.22)$$

Полученное значение округлить до стандартного $q_{ст}$ для выбранного стандартного модуля (табл. 4.1).

5. Уточнить делительный диаметр червяка по формуле (4.6).
 6. Рассчитать диаметр вершин витков червяка d_{a1} и зубьев червячного колеса d_{a2} по формулам (4.8) и (4.12).
 7. Вычислить наибольший диаметр червячного колеса по формуле (4.15).
 8. Сравнить рассчитанные значения d_{a1} , d_{a2} и d_{ae2} с ранее измеренными (табл. 4.2). В случае несовпадения расчетных значений с измеренными необходимо принять другое значение стандартного коэффициента диаметра червяка q (табл. 4.1) и повторить расчеты.
 9. Найти диаметр впадин зубьев колеса по формуле (4.13).
 10. Определить угол подъема линии червяка по формуле (4.7).
 11. Уточнить межосевое расстояние по формуле (4.14). Сравнить рассчитанное значение a_w с ранее измеренным (табл. 4.2) и объяснить расхождение, если оно имеется.
 12. Вычислить длину нарезной части червяка b_1 по формуле (4.10) и ширину венца червячного колеса b_2 по формулам (4.16) или (4.17).
- Результаты расчетов занести в табл. 4.3.

Таблица 4.3

Рассчитанные параметры зацепления

Параметры	Значения	
	червяк	колесо
Передаточное число U		
Стандартный модуль $m_{ст}$, мм		
Коэффициент диаметра червяка $q_{ст}$		—
Диаметр делительной окружности d , мм		
Диаметр окружности вершин d_a , мм		
Диаметр окружности впадин d_f , мм		
Наибольший диаметр червячного колеса d_{ae2} , мм	—	
Уточненное межосевое расстояние a , мм		
Угол подъема винтовой линии червяка γ , град		
Длина нарезной части червяка b_1 , мм		—
Ширина колеса b_2 , мм	—	

Сборка редуктора. Сборка редуктора производится в порядке, обратном разборке, но при этом необходимо отрегулировать радиальный зазор в подшипниках валов червяка и червячного колеса, осевое положение червячного колеса и «пятно контакта» между витками червяка и зубьями червячного колеса.

Сборка узла вала червяка и регулирование радиального зазора в подшипниках. Вставить вал червяка с внутренними кольцами подшипника в крышку корпуса редуктора. Одеть наружные кольца подшипников и отрегулировать в них радиальный зазор при помощи подбора толщин набора металлических прокладок 9 и 12 (рис. 4.4), установленных между корпусом редуктора и крышками подшипников 8 и 11.

Для этого крышку 11 устанавливают в корпус с комплектом прокладок толщиной 1,5–2,0 мм и зажимают болты 7 до отказа. Затем закрепить вторую крышку 8 без прокладок и равномерно зажать болты до тех пор, пока вал червяка не сможет вращаться. После этого отпустить болты на четверть оборота. С помощью комплекта щупов измерить зазор δ_1 между корпусом редуктора и фланцем крышки подшипника 8. С учетом того, что величина зазора в подшипниках должна составлять $\delta_2 = 0,08–0,15$ мм (для вала диаметром 50 мм), суммарная толщина прокладок должна быть равна $\delta_1 + \delta_2$. Снять крышку подшипника 8 и подобрать набор прокладок этой толщины. Установить крышку с прокладками в корпус и закрутить болты до отказа. Провернуть вал рукой. Если вал вращается туго, то требуется установить еще одну тонкую прокладку и проверить индикатором величину осевого смещения вала. Окончательный радиальный зазор в подшипниках не должен превышать рекомендуемые значения δ_2 .

Регулировка «пятна контакта» в зацеплении. Сборка червячных передач должна обеспечивать правильное зацепление витков червяка с зубьями червячного колеса. Для этого необходимо, чтобы оси червяка 17 (см. рис. 4.4 на с. 52) и средней плоскости червячного колеса 21 совпадали (рис. 4.5, а). Проверка положения оси червяка относительно средней плоскости червячного колеса производится с помощью отвеса, шаблонов или отпечатка краски. Краску наносят на винтовую поверхность червяка, после чего его вводят в зацепление с червячным колесом и медленным поворотом червяка получают отпечатки на зубьях червячного колеса, по которым и судят о правильности зацепления: правильное – рис. 4.5, а; неправильное – рис. 4.5, б, в.

Регулировка «пятна контакта» производится после регулировки радиального зазора в подшипниках и осуществляется с помощью выбора толщины набора металлических прокладок между крышками подшипников 8 и 11 и корпусом редуктора (рис. 4.4). При необходимости перемещения червячного колеса вправо до

совпадения осей червяка и средней линии червячного колеса (см. рис. 4.4 на с. 52) следует прокладки с левой опоры вала червячного колеса переставить на правую опору, и в этом случае червячное колесо вместе с валом переместится вправо, не нарушая отрегулированный ранее радиальный зазор в подшипниках.

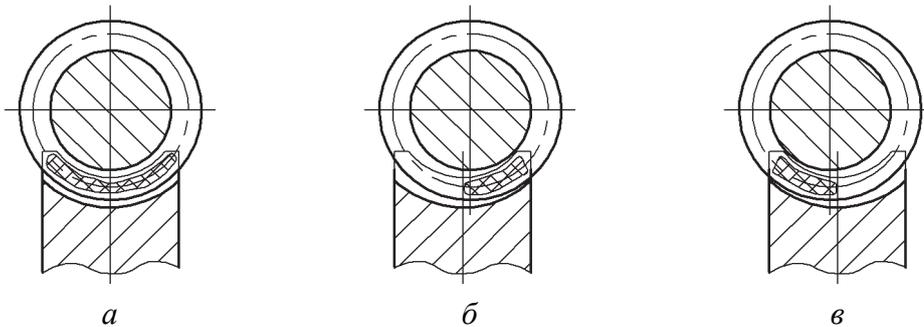


Рис. 4.5. Расположение «пятна контакта»: *а* – правильное; *б, в* – неправильное

Тепловой расчет червячной передачи. Так как червячная передача имеет низкий КПД при ее работе значительная часть мощности расходуется на преодоление трения в зацеплении, в результате чего происходит нагревание редуктора. Выделяемое тепло отводится в окружающую среду через стенки редуктора, чтобы он не перегревался и не выходил из строя. Поэтому необходимо производить тепловой расчет с целью определения температуры масла t_m , которая не должна превышать допустимой величины $[t_m] = 60\text{--}90^\circ\text{C}$. Температуру масла находят по формуле

$$t_m = \frac{(1 - \eta_{\text{ч.п}})P_1}{KA} + t_b \leq [t_m], \quad (4.23)$$

где $\eta_{\text{ч.п}}$ – КПД червячной передачи (см. табл. 5.1 на с. 58); P_1 – мощность на входном валу редуктора, Вт (выбрать по согласованию с преподавателем); K – коэффициент теплопередачи (8–12); A – площадь поверхности редуктора, м^2 , определяемая по формуле

$$A = K_1 [2H(B + L)], \quad (4.24)$$

где K_1 – вспомогательный коэффициент, учитывающий увеличение площади охлаждения за счет ребер жесткости и охлаждения. Для изучаемого редуктора $K_1 = 1,27$; H, B, L – соответственно высота, ширина и длина корпуса редуктора, м; t_b – температура воздуха, принимаемая $18\text{--}20^\circ$.

Содержание отчета

Название и цель работы; кинематическая схема редуктора с обозначениями в строгом соответствии с требованиями стандарта (прил. 1); табл. 4.2 и 4.3; схема червячного зацепления (рис. 4.1); тепловой расчет редуктора.

Контрольные вопросы

1. Основные достоинства и недостатки червячных передач.
2. В каких случаях применяют червячные передачи?
3. Как определить передаточное число червячной передачи?
4. Как определить модуль зацепления?
5. Как связаны параметры червяка и червячного колеса с модулем?
6. Как определить межосевое расстояние?
7. Как осуществляется смазка червячного зацепления и подшипников?
8. Зачем и как регулируется «пятно контакта» в зацеплении?
9. Почему требуется регулировать радиальный зазор в подшипниках?
10. Почему необходим тепловой расчет червячной передачи?

Лабораторная работа № 5

ИЗУЧЕНИЕ МЕТОДОВ СНИЖЕНИЯ ЭНЕРГОЕМКОСТИ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы: определение теоретического и фактического КПД червячной передачи в зависимости от крутящего момента и скорости скольжения; анализ КПД червячной передачи, полученный теоретически и экспериментально.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по червячным передачам [1, с. 219–229; 2, с. 172–180; 3, с. 87–97].

Общие сведения

Передача крутящего момента от червяка к колесу осуществляется посредством трения скольжения, а не трения качения как в зубчатых цилиндрических передачах, поэтому червячная передача имеет низкий КПД (табл. 5.1), в результате чего при работе в зацеплении выделяется большое количество тепла.

Таблица 5.1

Значение КПД в зависимости от числа заходов червяка

КПД передачи с учетом потерь на трение в подшипниках при числе заходов червяка Z_1			КПД зубчатой передачи
1	2	4	
0,70–0,75	0,75–0,82	0,82–0,92	0,96–0,98

Для снижения силы трения и повышения КПД червячного зацепления существуют следующие методы:

1) применение дорогого антифрикционного материала (обычно на медной основе), из которого изготавливается зубчатый венец червячного колеса, что приводит к уменьшению коэффициента трения;

2) увеличение «пятна контакта»¹ приводит к уменьшению удельного давления на поверхности и тем самым к увеличению толщины масляного слоя, снижению коэффициента трения;

¹ «Пятно контакта» – это сумма линий контакта боковых поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса.

3) увеличение частоты вращения вала червяка приводит к росту окружной скорости, а значит и скорости скольжения, что также способствует увеличению толщины масляного слоя за счет того, что смазка, в силу своей упругости, не успевает выдавливаться из зоны контакта, и тем самым повышается значение КПД. Вот почему червячную передачу желательно устанавливать на быстросходной ступени привода (сразу после двигателя).

Еще одним путем увеличения скорости скольжения, а значит и КПД, является увеличение угла подъема винтовой линии, увеличивая число заходов.

4) применение специальных масел с противозадирными добавками, а также циркуляционная смазка зацепления, при котором меньше энергии затрачивается на разбрызгивание и перемешивание масла.

5) термообработка, шлифование и/или полирование витков червяка. В результате снижается сила трения и повышается КПД.

При малой передаваемой мощности пониженный КПД не играет существенной роли, но уже при средних мощностях использование червячной передачи становится экономически менее выгодным, чем зубчатой. Поэтому мощность червячных передач обычно не превышает 50 кВт и только в редких случаях доходит до 100–150 кВт.

Описание лабораторной установки для определения КПД червячного зацепления

Установка ДП-4К (рис. 5.1) смонтирована на литом металлическом основании 23 и состоит из трех узлов: электродвигателя 2 с тахометром 1, червячного редуктора 4 и нагрузочного устройства 5.

Статор электродвигателя 2 свободно установлен на двух шарикоподшипниках в кронштейне 11 и может вращаться вокруг общей оси с ротором электродвигателя, что позволяет непосредственным замером определять реактивный крутящий момент на валу электродвигателя.

Ротор электродвигателя муфтой 9 соединен с входным валом червячного редуктора. В свою очередь ведомый вал редуктора (вал червячного колеса) через муфту 10 соединен с нагрузочным устройством.

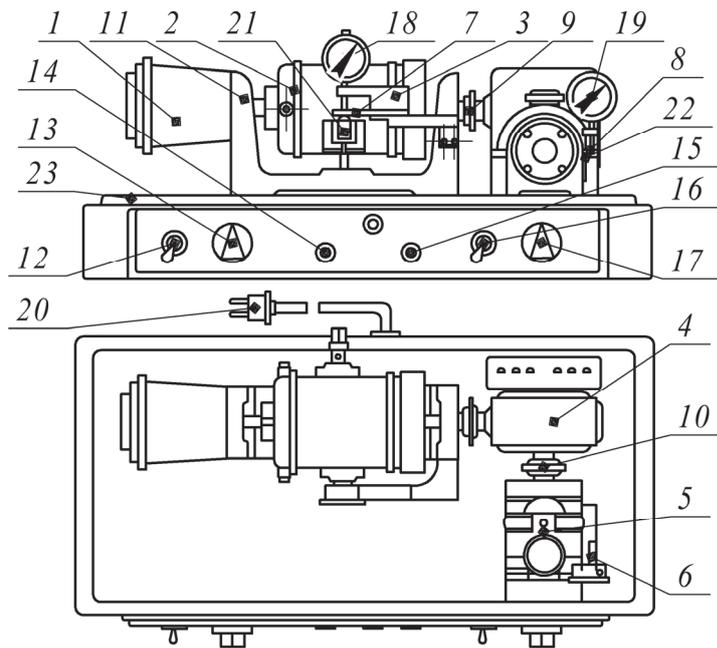


Рис. 5.1. Установка ДП-4К:

1 – тахометр; 2 – электродвигатель; 3, 6 – устройство измерительное динамометрического типа; 4 – редуктор червячный; 5 – устройство нагрузочное (тормоз магнитный порошковый); 7, 8 – пружина плоская; 9, 10 – муфта упругая; 11 – кронштейн электродвигателя; 12 – тумблер включения электродвигателя; 13 – потенциометр электродвигателя; 14, 15 – лампа сигнальная; 16 – тумблер включения нагрузочного устройства; 17 – потенциометр нагрузочного устройства; 18, 19 – индикатор часового типа; 20 – шнур питания; 21, 22 – рычаг; 23 – основание

Нагрузочное устройство 5 представляет собой магнитный порошковый тормоз. Его работа описана в лабораторной работе 3 (см. с. 38–40).

Тахометр служит для измерения частоты вращения вала электродвигателя; нагрузочное устройство имитирует рабочую нагрузку на выходном валу редуктора.

На кронштейнах 11 электродвигателя 2 и нагрузочного устройства 5 смонтированы измерительные устройства динамометрического типа 3 и 6, состоящие из плоских пружин 7 и 8 и индикаторов часового типа 18 и 19, которые упираются своими штоками в плоские пружины, закрепленные в измерительных устройствах 3 и 6. В свою очередь на статорах электродвигателя 2 и нагрузочного устройства 5 имеются рычаги 21 и 22, которые упираются в плоские пружины 7 и 8 и тем самым удерживаются от проворачивания. После установившегося движения возникают ре-

активные моменты на статорах нагрузочного устройства и электродвигателя в результате торможения ротора нагрузочного устройства, а также ротора электродвигателя. При этом плоские пружины 7 и 8 деформируются, а так как они заранее протарированы, то по показаниям индикаторов часового типа 18 и 19 можно определить значения реактивных крутящих моментов на валу электродвигателя T_d (ведущий вал редуктора) и на ведомом валу редуктора T_r через тарировочные коэффициенты.

На лицевой панели установки расположены: тумблер 12 и контрольная лампочка 14 включения электродвигателя; ручка потенциометра 13, регулирующего его частоту вращения; тумблер включения нагрузочного устройства 16; ручка потенциометра 17, изменяющего величину тормозного момента нагрузочного устройства.

Порядок выполнения работы

Составление кинематической схемы установки ДП-4К и определение параметров червячного зацепления:

1. Составить кинематическую схему прибора ДП-4К с использованием условных обозначений в графических схемах (прил. 1).

2. Проверить уровень масла в редукторе по отметкам, которые нанесены на торце редуктора, чтобы зуб червячного колеса погружался в масло на половину высоты. При необходимости долить масло.

3. Определить параметры червячного зацепления по следующим данным: число заходов червяка $Z_1 = 2$, число зубьев червячного колеса $Z_2 = 50$; модуль $m = 1,25$ мм; коэффициент диаметра червяка $q = 16$. Передаточное число передачи найти из условия (4.19). Рассчитать делительный диаметр червяка d_1 и колеса d_2 по формулам (4.6) и (4.11), делительный угол подъема γ – по формуле (4.7).

Определить скорость скольжения V_s витков червяка относительно зубьев червячного колеса для трех частот вращения вала электродвигателя (по согласованию с преподавателем) по формуле

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60\,000 \cos \gamma}. \quad (5.1)$$

Результаты расчетов занести в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Параметры червячного зацепления и скорости скольжения

Параметры	Значения
Число заходов червяка Z_1	
Число зубьев червячного колеса Z_2	
Модуль зацепления m , мм	
Коэффициент диаметра червяка q	
Передаточное число U	
Диаметр делительной окружности червяка d_1 , мм	
Диаметр делительной окружности червячного колеса d_2 , мм	
Угол подъема винтовой линии червяка γ	
Скорость скольжения V_s , м/с, при частоте вращения n_1 , мин ⁻¹ :	
$n_1 =$	
$n_1 =$	
$n_1 =$	

Определение теоретического КПД червячной передачи. Теоретическое определение КПД закрытой червячной передачи производится исходя из того, что потери энергии в ней складываются из потерь на трение в зацеплении, подшипниках и гидродинамических потерь на размешивание и разбрызгивание масла внутри корпуса редуктора. Из них главную часть составляют потери в зацеплении, зависящие от материалов червяка и зубьев червячного колеса, шероховатости контактных поверхностей, скорости скольжения, угла подъема винтовой линии (числа заходов червяка), точности изготовления и сборки, жесткости всей системы, способа смазки, свойств смазочного материала и других факторов.

Общий теоретический КПД червячного редуктора рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{теор}} = \eta_{\text{п.п}}^n \eta_{\text{гидр}} \eta_{\text{ч.з}}, \quad (5.2)$$

где $\eta_{\text{п.п}}$ – КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников качения ($\eta_{\text{п.п}} = 0,99$); n – число пар подшипников в редукторе; $\eta_{\text{гидр}}$ – КПД, учитывающий гидродинамические потери, связанные с перемешиванием и разбрызгиванием масла в корпусе редуктора ($\eta_{\text{гидр}} = 0,97-0,98$); $\eta_{\text{ч.з}}$ – КПД, учитывающий потери в зацеплении и определяемый по формуле

$$\eta_{\text{ч.з}} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (5.3)$$

где ρ' – приведенный угол трения определяемый из условия

$$\rho' = \arctg f', \quad (5.4)$$

здесь f' – приведенный коэффициент трения, который зависит от скорости скольжения, материала червячной пары, качества смазки и способа смазывания, твердости и шероховатости рабочих поверхностей червяка. Для практических расчетов значение ρ' можно взять из табл. 5.3. Для промежуточных значений скорости скольжения V_s значение ρ' определяют методом линейной интерполяции.

Таблица 5.3

Значения приведенного угла трения

V_s , м/с	0,1	0,5	1,0	1,5	2,0
ρ'	4°–5°10'	3°10'–3°40'	2°30'–3°10'	2°20'–2°50'	2°–2°30'

Для заданных преподавателем частот вращения определить величину теоретического КПД. Построить график зависимости теоретического КПД червячной передачи от скорости скольжения $\eta = f(V_s)$.

Определение экспериментального КПД червячной передачи. Экспериментальное определение КПД червячной передачи основано на измерении реактивных крутящих моментов на ведущем и ведомом валах редуктора, которые связаны соотношением

$$\eta_{\text{экс}} = \frac{T_2}{T_1 U}, \quad (5.5)$$

где T_2 – крутящий момент на выходном валу редуктора, Н · мм; T_1 – крутящий момент на валу электродвигателя, Н · мм; U – передаточное число редуктора.

Опытные значения реактивных крутящих моментов рассчитываются по следующим формулам:

– для электродвигателя

$$T_1 = i_1 k_1; \quad (5.6)$$

– для нагрузочного устройства

$$T_2 = i_2 k_2, \quad (5.7)$$

где i_1 – число делений индикатора электродвигателя 18 (рис. 5.1); i_2 – число делений индикатора нагрузочного устройства 19; k_1 и

k_2 – тарировочные коэффициенты соответственно индикатора электродвигателя и нагрузочного устройства ($k_1 = 4,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ на одно деление индикатора, $k_2 = 24 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ на одно деление индикатора).

1. Для заданных преподавателем чисел делений на индикаторе нагрузочного устройства ($i_{2-1}, i_{2-2}, i_{2-3}$) по формуле (5.7) определить значения крутящего момента ($T_{2-1}, T_{2-2}, T_{2-3}$) на валу нагрузочного устройства. Результаты записать в табл. 5.3.

2. Ручки потенциометров для регулирования частоты вращения вала электродвигателя 13 и крутящего момента нагрузочного устройства 17 поворотом против часовой стрелки установить в крайнее левое положение (рис. 5.1).

3. Включить установку в сеть.

Внимание! Установку подключать только через понижающий трансформатор с выпрямителем к сети постоянного тока напряжением 110 В. Запрещается включать в электросеть напряжением 220 В.

4. Включить электродвигатель тумблером 12 и нагрузочное устройство тумблером 16.

5. Поворотом ручки потенциометра 13 по часовой стрелке установить минимальную заданную преподавателем частоту вращения n_1 вала электродвигателя, контролируя ее на тахометре 1.

6. Выставить на ноль стрелки индикаторов 18 и 19, поворачивая кольцо шкалы.

7. Поддерживая ручкой потенциометра 13 заданную частоту вращения, ручкой потенциометра 17 нагрузочного устройства установить минимальную заданную преподавателем величину числа делений i_2 индикатора 19 нагрузочного устройства. Снять показания с индикатора 18 электродвигателя (i_1) и занести их в табл. 5.4.

8. Повторить п. 8 для других заданных значений индикатора 19 (i_{2-2}, i_{2-3}) на тихоходном валу редуктора при одной частоте вращения вала электродвигателя.

9. Повторить п. 6–9 для других заданных частот вращения n_{1-2}, n_{1-3} .

10. Рассчитать значения реактивных крутящих моментов по формуле (5.6). Результаты расчета занести в табл. 5.4.

11. Вычислить экспериментальные значения КПД по формуле (5.5). Результаты вычислений занести в табл. 5.4.

Таблица 5.4

Результаты экспериментов

Крутящий момент на ведомом валу T_2 , Н · мм	Число делений индикатора		Крутящий момент на ведущем валу T_1 , Н · мм	Значение КПД	
	нагрузочно-го устройства i_2	электро-двигателя i_1		экспериментальное	теоретическое
Частота вращения вала электродвигателя $n_1 =$					
Частота вращения вала электродвигателя $n_2 =$					
Частота вращения вала электродвигателя $n_3 =$					

12. Построить график зависимости экспериментального КПД от частоты вращения и экспериментального КПД от крутящего момента на тихоходном валу редуктора.

Содержание отчета

Название и цель работы; кинематическая схема установки ДП-4К; таблица основных параметров червячной передачи (табл. 5.2); график зависимости теоретически рассчитанного КПД редуктора от частоты вращения; результаты опытов (табл. 5.4); графики зависимости КПД от частоты вращения и крутящего момента; анализ полученных экспериментальных и теоретических значений КПД.

Контрольные вопросы

1. Почему КПД червячного редуктора ниже КПД цилиндрического и конического?
2. Какие факторы влияют на КПД червячной передачи?
3. Пути повышения КПД червячного зацепления.
4. Принцип определения крутящего и тормозного реактивных моментов.
5. Методики установления теоретического и экспериментального КПД на установке ДП-4К.

ИССЛЕДОВАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, НАГРУЖЕННОГО ПОПЕРЕЧНОЙ ВНЕШНЕЙ СИЛОЙ

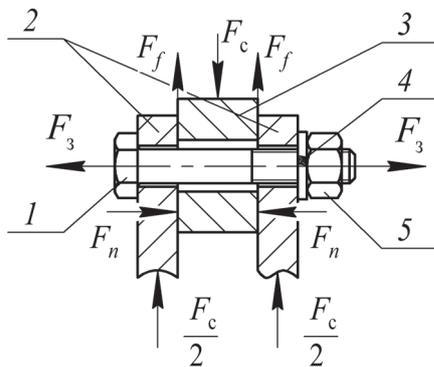
Цель работы: определение теоретических и экспериментальных зависимостей сдвигающей силы (F_c) от момента закручивания (T_3) болта в напряженном болтовом соединении; сопоставление теоретических и экспериментальных зависимостей $F_c = f(T_3)$.

Оборудование, приборы и инструменты: ручной пресс; динамометрический ключ со сменными головками; штангенциркуль; болты с соответствующими шайбами и гайками; сменные вставки различной шероховатости.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с резьбовыми соединениями [1, с. 16–49; 2, с. 62–97].

Общие сведения

При приложении к колодке 3 сдвигающей силы F_c (рис. 6.1) она удерживается от сдвига между боковыми пластинами 2, сохраняя зазоры между стержнем болта и отверстием в колодке за счет сил трения (F_f), которые возникают на поверхности стыка:



$$F_c = F_f i, \quad (6.1)$$

где i – количество стыков (в нашем случае $i = 2$). Болт в данном случае работает на растяжение от силы затяжки (F_3). Сила сдвига (F_c), при которой колодка сдвигается, является максимальной для данной затяжки (F_3). В свою очередь, сила трения рассчитывается по формуле

$$F_f = F_n f_c, \quad (6.2)$$

где F_n – нормальная сила в стыке; f_c – коэффициент трения в стыке. Поскольку нормальная сила F_n вызвана силой затяжки F_3 и

Рис. 6.1. Схема нагружения соединения:
1 – болт; 2 – боковые пластины;
3 – колодка; 4 – шайба;
5 – гайка

направлена в одну и ту же сторону, можно сделать заключение, что $F_n = F_3$. Заменяв силу F_n на F_3 , из выражений (6.1) и (6.2) получим зависимость для определения силы сдвига от силы затяжки:

$$F_c = F_3 f_c i. \quad (6.3)$$

Известно, что сила затяжки F_3 связана с моментом закручивания (T_3) следующей зависимостью:

$$T_3 = T_p + T_T = \frac{F_3 d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho')}{2} + \frac{F_3 f_T (D_0 + d_0)}{4}, \quad (6.4)$$

где T_p – момент сил трения в резьбе, Н · мм; T_T – момент сил трения на опорном торце гайки, Н · мм; d_2 – средний диаметр резьбы, мм; γ – угол подъема по среднему диаметру, определяемый по уравнению

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi d_2}, \quad (6.5)$$

где P – шаг резьбы, мм; ρ' – приведенный угол трения, рассчитываемый по формуле

$$\rho' = \operatorname{arctg} f', \quad (6.6)$$

где f' – приведенный коэффициент трения в резьбе, равный

$$f' = \frac{f_p}{\cos(0,5\alpha)}, \quad (6.7)$$

где f_p – коэффициент трения в резьбе; α – угол профиля резьбы, для метрической $\alpha = 60^\circ$; f_T – коэффициент трения на торце гайки; D_0 – внешний диаметр опорной поверхности гайки, мм

(рис. 6.2); d_0 – внутренний диаметр опорной поверхности гайки (рис. 6.2).

Подставив в (6.3) значение F_3 , найденное из (6.4), получим

$$F_c = \frac{T_3 f_c i}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho') + \frac{f_T (D_0 + d_0)}{4} \right]} \quad (6.8)$$

или

$$F_c = K T_3,$$

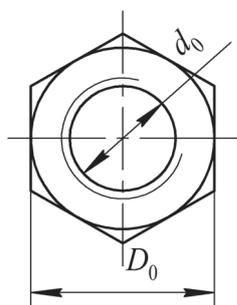


Рис. 6.2.
Размеры гайки

где $K = \frac{f_c i}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho') + \frac{f_T (D_0 + d_0)}{4} \right]}$ – постоянная величина для

данных условий эксперимента.

Таким образом, зависимость $F_c = f(T_3)$ является линейной. Поскольку при эксперименте F_c и T_3 определяются по индикаторам динамометрического ключа и динамометрической пружины достаточно точно, то положение теоретической кривой зависимости $F_c = f(T_3)$ на графике во многом будет зависеть от правильного выбора коэффициента трения в резьбе f_p , на торце гайки f_T и поверхности стыка f_c . Поэтому теоретическое значение T_3 не всегда соответствует его действительной величине, определяемой экспериментальным путем.

Для предупреждения остаточных деформаций болта, которые могут возникать в стержне болта при чрезмерном закручивании гайки, необходимо определить допускаемую силу затяжки $[F_3]$, которая из условия прочности болта на растяжение находится по уравнению

$$[F_3] = \frac{\pi d_1^2 [\sigma_p]}{4 \cdot 1,3}, \quad (6.9)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала болта. В нашем случае болт выполнен из стали Ст3, имея $\sigma_T = 220$ МПа. Принимаем коэффициент безопасности $n = 2,0$, тогда допускаемое напряжение

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{220}{2} = 110 \text{ МПа.}$$

Если найденное $[F_3]$ из зависимости (6.9) подставить в формулу (6.4), то получим допускаемый момент закручивания $[T_3]$, который нельзя превышать при закручивании гайки, чтобы избежать возникновения остаточных деформаций в стержне болта.

Описание установки

Устройство и работа ручного винтового пресса. Винтовой пресс (рис. 6.3) имеет две стойки 2, неподвижно закрепленные в основании 1 и траверсе 12. Винт 8 жестко соединен с маховиком 11

и зафиксирован от осевого перемещения в траверсе упорным подшипником 10. При вращении маховика 11 винт 8 вкручивается или выкручивается в ползун 9, который удерживается от вращения шпонкой и тем самым перемещается в траверсе 12.

Ползун 9 через кольцевую динамометрическую пружину 13 соединен с верхней колодкой 7 исследуемого болтового соединения. Пластины 4 сверху прижаты к верхней колодке 7 болтом 6 с гайкой 15, шайбой 14 и втулкой 16, внизу закреплены на оси 3, которая неподвижно установлена в нижней колодке 17. Динамометрическая пружина 13 служит для нахождения экспериментальной силы сдвига F_c , которая характеризуется величиной ее деформации при сжатии, определяемая индикатором часового типа 20. В этом случае величина силы находится как произведение числа делений на индикаторе на тарировочный коэффициент. Пластины 4 на оси от перемещения в осевом направлении удерживаются пружинным упорным кольцом 18. Верхняя колодка 7 выполняет функции колодки на рис. 6.1.

Для контроля положения верхней колодки 7 относительно пластин 4 на них нанесены три метки. Расстояние между крайними метками на пластине 4 соответствует максимальному зазору между стержнем болта 6 и краем отверстия в верхней колодке 7.

В начальном положении колодка 7 при помощи маховика 11 устанавливается так, чтобы ее метка совмещалась с верхней меткой на пластине 4. Перемещение колодки 7 за нижнюю метку на пластине недопустимо, так как при этом выбирается зазор, колодка будет давить непосредственно на стержень болта и он станет работать на срез.

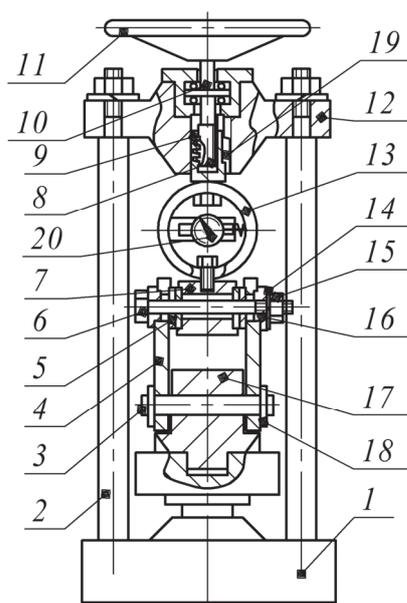


Рис. 6.3. Ручной винтовой пресс:
 1 – основание; 2 – стойка; 3 – ось;
 4 – пластины боковые; 5 – вкладка;
 6 – болт; 7 – колодка верхняя;
 8 – винт; 9 – ползун;
 10 – подшипник упорный;
 11 – маховик; 12 – траверса;
 13 – пружина динамометрическая;
 14 – шайба; 15 – гайка; 16 – втулка;
 17 – колодка нижняя; 18 – кольцо упорное пружинное; 19 – шпонка;
 20 – индикатор часового типа

Устройство и принцип работы динамометрического ключа

Динамометрический ключ предназначен для контроля момента затяжки. Он представляет собой упругий стержень 2 (рис. 6.4) с рукояткой 1 и индикатором 3, установленным на стойке 6, закрепленной в колодке 4. На квадратный выступ колодки надевается головка ключа 5 для соответствующей гайки. При закручивании гайки к рукоятке 1 прикладывается сила, изгибающая упругий стержень 2 (как консольную балку). Величина деформации стержня, фиксируется индикатором 3 и пропорциональна моменту закручивания, который определяется через тарировочный коэффициент.

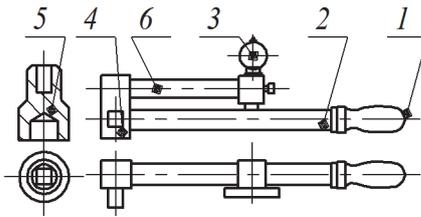


Рис. 6.4. Устройство динамометрического ключа:
1 – рукоятка; 2 – стержень;
3 – индикатор; 4 – колодка;
5 – головка ключа; 6 – стойка

Для получения достоверных результатов сила должна прикладываться только к ручке 1 ключа. В результате тарировки получены следующие тарировочные коэффициенты: $\mu_1 = 3900 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ (одно деление индикатора для динамометрического ключа); $\mu_2 = 305 \text{ Н}$ (одно деление индикатора для кольцевой динамометрической пружины 13, рис. 6.3).

Порядок выполнения работы

Подготовка установки к работе. Выбрать болт с соответствующей шайбой и гайкой (по согласованию с преподавателем), динамометрический ключ с соответствующей головкой под гайку.

Определение теоретического значения силы сдвига F_s :

1. Измерить штангенциркулем наружный диаметр резьбы болта d (см. рис. в табл. 6.1).

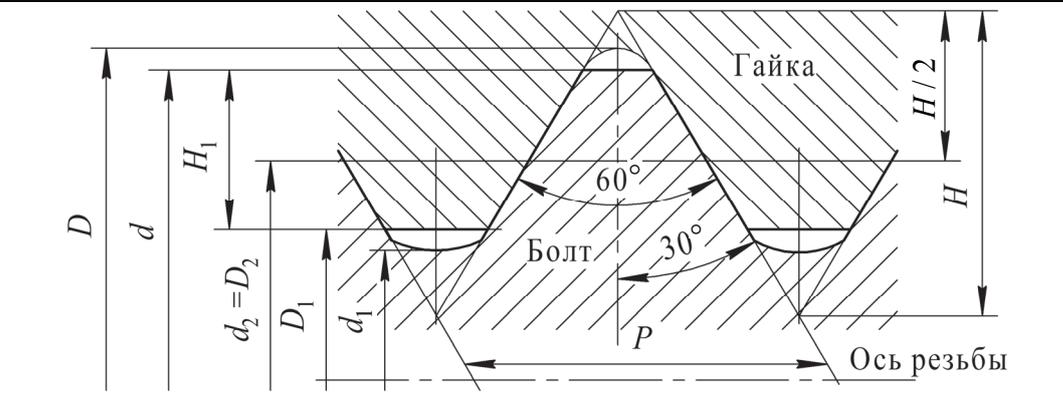
2. Вычислить шаг резьбы по формуле

$$P = \frac{S}{n}, \quad (6.10)$$

где S – длина нарезной части болта; n – количество витков резьбы на нарезной части.

Таблица 6.1

Геометрические параметры метрической резьбы



Шаг резьбы P	Диаметр резьбы			Высота профиля H_1
	наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний $d_1 = D_1$	
С крупным шагом				
2,00	(14)	12,701	11,835	1,082
2,00	16	14,701	13,835	1,082
2,50	(18)	16,376	15,294	1,353
2,50	20	18,376	17,294	1,353
С мелким шагом				
0,50	(14)	13,675	13,459	0,270
	16	15,675	15,459	
	(18)	17,675	17,459	
	20	19,675	19,459	
0,75	(14)	13,513	13,188	0,406
	16	15,513	15,188	
	(18)	17,513	17,188	
	20	19,513	19,188	
1,00	(14)	13,350	12,918	0,541
	16	15,350	14,918	
	(18)	17,350	16,918	
	20	19,350	18,918	
1,25	(14)	13,188	12,647	0,676
1,50	(14)	13,026	12,376	0,812
	16	15,026	14,376	
	(18)	17,026	16,376	
	20	19,026	18,376	
2,00	(18)	16,701	15,835	1,082
	20	18,701	17,835	

Результаты измерений согласовать со стандартными значениями (ГОСТ 9150–59, табл. 6.1), выбрать остальные необходимые параметры из стандарта, записать их в табл. 6.2.

3. Измерить внешний D_0 и внутренний d_0 диаметры опорной поверхности торца гайки.

4. Определить: угол подъема винтовой линии резьбы γ по среднему диаметру d_2 по формуле (6.5); допускаемое напряжение на растяжение материала болта $[\sigma_p]$; приведенный угол трения ρ' по формуле (6.6); допускаемую силу затяжки $[F_3]$ по формуле (6.9).

5. Все найденные значения занести в табл. 6.4.

Таблица 6.2

Результаты измерений

Параметры	Условные обозначения	Значения
Наружный диаметр резьбы, мм	d	
Шаг резьбы, мм	P	
Внутренний диаметр резьбы, мм	d_1	
Средний диаметр резьбы, мм	d_2	
Угол подъема винтовой линии резьбы, град	γ	
Угол профиля резьбы, град	α	
Материал болта	Сталь Ст3	
Допускаемое напряжение растяжения материала болта, МПа	$[\sigma_p]$	
Допускаемая сила затяжки, Н	$[F_3]$	
Диаметры опорной поверхности гайки, мм	внешний	D_0
	внутренний	d_0
Коэффициент трения	в резьбе	f_p
	в стыке	f_c
	на торце гайки	f_r
Приведенный угол трения для резьбы, град	ρ'	
Шероховатость боковых поверхностей колодки и пластин	R_a	
Состояние поверхностей стыка соединения (со смазкой, без смазки)	–	

6. По формуле (6.3) вычислить значения силы сдвига F_c при $0,25[F_3]$; $0,5[F_3]$; $0,75[F_3]$; $[F_3]$, взяв соответствующее значение коэффициента трения в стыке f_c в табл. 6.3 (по согласованию с преподавателем). Результаты занести в табл. 6.4.

7. Построить график зависимости теоретических значений силы сдвига F_c от момента закручивания T_3 .

Таблица 6.3

Значение коэффициента трения

Шероховатость поверхности R_a		Коэффициент трения f		Шероховатость поверхности R_a		Коэффициент трения f	
первой	второй	без смазки	со смазкой	первой	второй	без смазки	со смазкой
5,00	5,00	0,32	0,14	1,25	0,63	0,18	0,03
5,00	2,50	0,30	0,13	0,63	0,63	0,13	0,02
2,50	2,50	0,26	0,08	0,63	0,32	0,12	0,02
2,50	1,25	0,25	0,06	0,32	0,32	0,11	0,01
1,25	1,25	0,19	0,04				

Таблица 6.4

Результаты опытов

Параметры	0,25[T_3]	0,5[T_3]	0,75[T_3]	[T_3]
Допускаемая сила затяжки [F_3], рассчитанная по формуле (6.9), Н				
Допускаемое теоретическое значение момента закручивания [T_3], найденное по формуле (6.4), Н · мм				
Теоретическая сила сдвига F_c , рассчитанная по формуле (6.8), Н				
Показания индикатора динамометрического ключа n_1				
Показания индикатора кольцевой динамометрической пружины n_2				
Значения силы сдвига F_c , найденные экспериментальным путем, Н				

Определение экспериментальных значений силы сдвига F_c :

1. Одеть пластины 4 на ось 3 (рис. 6.3); совместить отверстия в пластинах 4 и верхней колодке 7 вращением маховика 11 и вставить болт 6, установить шайбу 14 и закрутить рукой гайку 15 на 1,5–2 оборота. Прижать фиксирующую от поворота болта планку к грани головки болта и закрепить ее шурупами.

2. Вращая маховик 11, добиться крайнего верхнего положения колодки 7 относительно боковых пластин 4. Для этого совместить метку на колодке 7 с верхней меткой на боковой пластине 4. При этом отсутствует зазор между стержнем болта 6 и нижней частью отверстия в колодке 7.

3. Взять динамометрический ключ с нужной головкой под гайку и установить индикатор 3 (рис. 6.4) на ноль. Затянуть гайку болта 6 (рис. 6.3) динамометрическим ключом до момента, который соответствует $0,25[T_3]$ (табл. 6.4). Момент фиксируется по шкале индикатора ключа. Ключ плавно вращать только за ручку до требуемого показания стрелки индикатора ключа n_1 .

4. Установить на ноль индикатор 20 на кольцевой динамометрической пружине 13. Медленно и плавно вращать маховик 11 так, чтобы ползун 9 опускался до остановки стрелки индикатора 20 и быстрого перемещения ее на 2–3 деления в обратном направлении. В этот момент сила сдвига F_c и сила трения в стыке F_f уравновешиваются и соединение не воспринимает нагрузку большую, чем сила трения покоя стыка (смещается вниз относительно боковых пластин). Наибольшее показание индикатора динамометрической пружины n_2 занести в табл. 6.4.

5. Без снятия затяжки повторить действия по п. 3 и 4, но при T_3 , равным $0,5[T_3]$; $0,75[T_3]$; $[T_3]$. Все эксперименты необходимо сделать за одно перемещение метки на колодке 7 от верхней до нижней метки на пластине 4. Только в этом случае между верхней частью отверстия в колодке 7 и стержнем болта 6 сохраняется зазор.

6. Вычислить значение экспериментальной силы сдвига по формуле

$$F_c = \mu_2 n_2, \quad (6.11)$$

где μ_2 – тарировочный коэффициент кольцевой динамометрической пружины; n_2 – показания индикатора динамометрической пружины. Результаты занести в табл. 6.4.

7. На теоретическом графике построить экспериментальную кривую зависимости силы сдвига от момента закручивания.

Сравнить полученные экспериментальные и теоретические зависимости F_c от T_3 и сделать выводы.

Содержание отчета

Название и цель работы; схема исследуемого резьбового соединения (рис. 6.1); устройство и принцип работы динамометрического ключа (рис. 6.4); табл. 6.2 и 6.4; графики теоретических и экспериментальных зависимостей F_c от T_3 ; выводы.

Контрольные вопросы

1. Устройство и принцип работы ручного винтового пресса.
2. Устройство и принцип работы динамометрического ключа.
3. Как увеличить силу сдвига при одинаковой силе затяжки?
4. Как влияет шероховатость и состояние поверхностей стыка на силу сдвига?
5. Какая существует зависимость изменения силы сдвига при изменении момента закручивания?
6. Чем объяснить возможное несоответствие теоретического и экспериментального значений силы сдвига?
7. Зачем необходимо находить $[F_3]$?
8. Как влияют коэффициенты трения в стыке f_c , на торце гайки f_T и в резьбе f_p на величину силы сдвига F_c ?

Лабораторная работа № 7

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ РУЧНОЙ ТАЛИ

Цель работы: изучение конструкции ручной тали и расчет ее грузоподъемности.

Инструменты: штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм.

Подготовка к выполнению работы: ознакомиться с теоретическим материалом по грузоподъемным устройствам [3, с. 20; 4, с. 273–276].

Общие сведения

Ручная таль относится к простейшим грузоподъемным устройствам с ручным приводом. Ручные цепные тали грузоподъемностью 0,5–10 т применяются при выполнении ремонтно-монтажных работ, когда отсутствует возможность использования стационарных грузоподъемных механизмов.

Описание конструкции ручной тали

Ручная червячная таль (рис. 7.1) состоит из открытой червячной передачи, установленной в сборном корпусе 11, монтажного крюка 6 для подвешивания ручной тали, приводного цепного колеса 3, тяговой круглозвенной цепи 2, храпового останова, сблокированного с коническим тормозом 5, грузовой звездочки 10, пластинчатой цепи 1, подвижного блока-звездочки 8, грузового крюка 7, на который подвешивается груз.

Все грузоподъемные механизмы обязательно оборудуются тормозными устройствами. В ручных таях груз удерживается от самопроизвольного опускания с помощью храпового или роликового останова.

В нашем случае для увеличения КПД червячной тали применяется несамотормозящая червячная передача, поэтому используется храповый механизм, сблокированный с коническим тормозом (рис. 7.2), который установлен на валу червяка и состоит из корпуса

тормоза 4, который крепится к корпусу ручной тали 11 (рис. 7.1) и является опорой вала червяка; храпового колеса 2 (рис. 7.2), собачки 5, пружины 7, оси собачки 6.

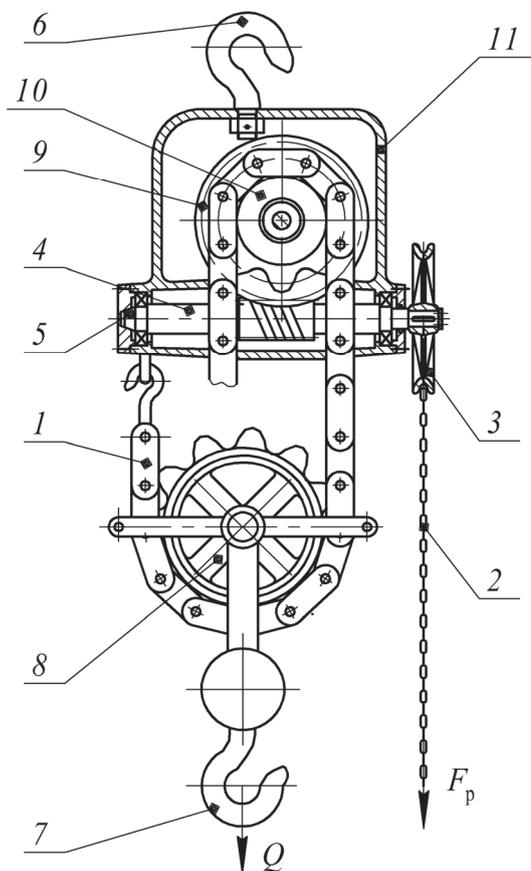


Рис. 7.1. Ручная таль:

- 1 – грузонесущая пластинчатая цепь;
- 2 – приводная сварная калиброванная круглозвенная цепь;
- 3 – приводное цепное колесо; 4 – вал-червяк;
- 5 – храповый останов с коническим тормозом;
- 6 – монтажный крюк; 7 – грузонесущий крюк;
- 8 – блок-звездочка; 9 – червячное колесо;
- 10 – грузовая звездочка; 11 – корпус

Ручная таль работает следующим образом. Таль подвешивается за крюк 6 (рис. 7.1) над поднимаемым грузом. Рабочий вращает вал червяка 4 с помощью круглозвенной цепи 2 с окружным усилием F_p . От червяка вращательное движение передается червячному колесу 9, которое через шпоночное соединение приводит в движение вал, на который крепится грузовая звездочка 10, приводящая с помощью пластинчатой цепи 1 к подъему или опусканию

крюка 7 и груза. Крюк может крепиться непосредственно к цепи или с помощью блока-звездочки 8 (для получения двукратного полиспаста).

Направление витков червяка выбрано таким образом, чтобы при подъеме груза осевая сила F_a зацепления, действующая на червяк, была направлена в сторону конического тормоза и тем самым создавала тормозной момент, удерживающий храповое колесо неподвижно на валу червяка.

При подъеме груза за счет осевой силы зацепления тормоз конической поверхностью вала червяка 1 (рис. 7.2) упирается во внутреннее коническое углубление храпового колеса 2, которое выступом упирается в неподвижную пяту 3, закрепленную в корпусе 4. Направление зубьев храпового колеса выбрано таким, что оно может вращаться только в сторону подъема груза и задерживаться собачкой 5 в сторону опускания. При подъеме груза за счет сил трения детали 1 и 2 вращаются совместно и храповые зубья не мешают подъему. При остановке за счет сил трения между колесом 2 и коническим концом вала червяка 1 груз удерживается от опускания собачкой 5, установленной на оси 6 и прижимаемой к храповому колесу плоской пружиной 7.

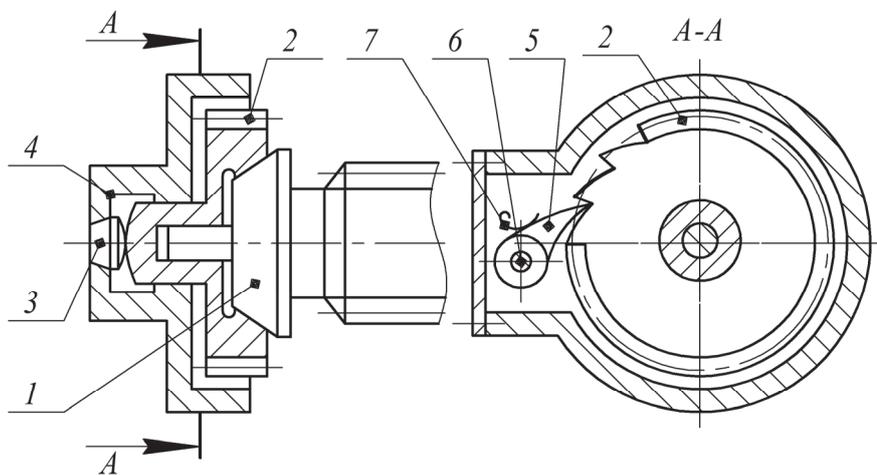


Рис. 7.2. Тормоз ручной тали:

1 – вал-червяк; 2 – храповое колесо; 3 – пята;
4 – корпус; 5 – собачка; 6 – ось собачки; 7 – пружина

При опускании груза рабочий вращает приводное цепное колесо, а тем самым и вал червяка в другую сторону. Осевая сила F_a в таком случае меняет свое направление, что приводит к значитель-

ному уменьшению тормозного момента в коническом тормозе и вал червяка свободно проворачивается относительно храпового колеса. Поэтому, величина минимального требуемого момента, прикладываемого рабочим для опускания груза, равна сумме моментов сил трения в зацеплении червячной передачи и двух пар подшипников – на валу червяка и червячного колеса. Как только рабочий перестает вращать вал червяка, осевая сила меняет свое направление обратно, в сторону конического тормоза, который включает в работу храповый останков, удерживающий груз от опускания.

Порядок выполнения работы

1. Определить число заходов червяка Z_1 и число зубьев червячного колеса Z_2 , найти передаточное число червячной передачи по формуле

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (7.1)$$

2. Штангенциркулем измерить наружный диаметр приводного цепного колеса круглозвенной сварной цепи D_n и глубину ручья h , значения B_1 , B_2 и B_3 и определить число ячеек Z_k (рис. 7.3).

3. Ориентировочно рассчитать делительный диаметр приводного колеса по формуле

$$D_d = D_n - h. \quad (7.2)$$

4. Вычислить предварительное значение шага цепи по следующей формуле

$$t' = D_d \sin\left(\frac{90^\circ}{Z_k}\right). \quad (7.3)$$

5. По табл. 7.1 с учетом полученных результатов измерений выбрать ближайшее стандартное значение шага цепи t (см. рис. 10.2 на с. 109).

6. Уточнить значение делительного диаметра приводного колеса D_d из формулы (7.3).

7. С помощью штангенциркуля измерить параметры грузовой звездочки пластинчатой цепи установленной на выходном валу: диаметр выступов D_e , диаметр впадин D_i и ширину зуба B , определить число зубьев грузовой звездочки $Z_{гр}$ (рис. 7.4).

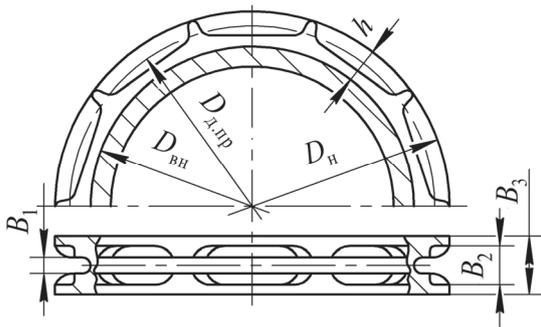


Рис. 7.3. Приводное цепное колесо

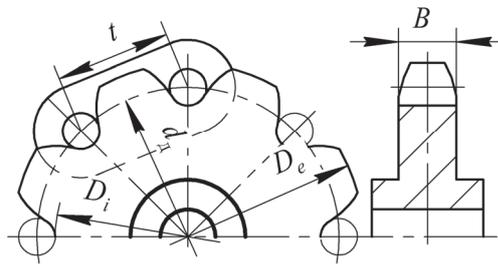


Рис. 7.4. Грузовая звездочка

8. Найти ориентировочное значение делительного диаметра звездочки по формуле

$$d_d = 0,5(D_e + D_i). \quad (7.4)$$

9. Исходя из полученной величины d_d , рассчитать предварительное значение шага пластинчатой цепи по формуле

$$t' = d_d \sin\left(\frac{180^\circ}{Z_{гр}}\right). \quad (7.5)$$

Таблица 7.1

Параметры сварных круглозвенных цепей

Калибр цепи d , мм	Шаг цепи t , мм	Ширина звена B , мм	Масса, кг/м	Испытательная нагрузка, кН	
				приемочная пробная	разрушающая, не менее
5	15	17	0,54	15,8	31,6
5,6	17	19	0,75	19,8	39,6
(6)	18	20	0,80	22,7	45,4
6,3	19	21	0,90	25,0	50,0
7,1	21	23	1,20	31,7	63,4

Примечание. Значения, приведенные в скобках, неpreferred.

10. По табл. 7.2 установить стандартное значение шага цепи t и уточнить величину делительного диаметра грузовой звездочки d_d из выражения (7.5).

11. Определить величину момента от веса груза на валу грузовой звездочки (без использования дополнительного блока-звездочки) при заданной преподавателем грузоподъемности Q , кг, по формуле

$$T_{гр} = \frac{Qgd_d}{2}. \quad (7.6)$$

где g – ускорение свободного падения, $м/с^2$, $g = 9,81$.

Таблица 7.2

Параметры пластинчатых цепей

Шаг t , мм	Ширина B , мм	Разрушающая нагрузка $F_{разр}$, кН	Масса 1 м цепи, кг
25	18	25	1,4
35	22	50	2,7
40	25	80	3,4

12. Вычислить величину требуемого момента, развиваемого усилием рабочего на валу приводного цепного колеса по формуле

$$T_p = \frac{T_{гр}}{U\eta}, \quad (7.7)$$

где η – КПД ручного привода тали.

Общий КПД ручного привода рассчитывается из выражения

$$\eta_o = \eta_{ч.п} \eta_{п.п}^2 \eta_{пр} \eta_{гр}, \quad (7.8)$$

где $\eta_{ч.п}$ – КПД открытой червячной передачи, принимаемый 0,5–0,6; $\eta_{п.п}$ – КПД пары подшипников, равный 0,99; $\eta_{пр}$ – КПД приводного колеса, принимаемый 0,90–0,94; $\eta_{гр}$ – КПД грузовой звездочки, равный 0,90–0,94.

13. Найти величину требуемого окружного усилия рабочего (без использования дополнительного блока-звездочки) по формуле

$$F_p = \frac{2T_p}{D_d}. \quad (7.9)$$

Если в формулу (7.9) подставить зависимости (7.6) и (7.7) и решить относительно грузоподъемности, то получим зависимость грузоподъемности ручной тали от ее основных параметров

$$Q = \frac{UF_p D_d \eta_o}{d_d g}. \quad (7.10)$$

14. При использовании дополнительно блока-звездочки (см. рис. 7.1 на с. 73) требуемое усилие рабочего уменьшается и определяется по формуле

$$F'_p = \frac{F_p}{U_n \eta_n}, \quad (7.11)$$

где U_n – кратность полиспаста (в нашем случае $U_n = 2$); η_n – КПД двукратного цепного полиспаста, равный 0,95.

15. По согласованию с преподавателем по вычисленным усилиям рабочего, выбрать скорость перемещения приводной цепи (табл. 7.3).

Таблица 7.3

Силовые и скоростные параметры ручной тали

Продолжительность работы	Усилие рабочего F_p , Н	Скорость V_p , м/с
Непрерывная (6–8 ч)	120–160	0,6–0,8
Периодическая (6–8 ч) с частыми перерывами	180–200	0,5–0,6
Кратковременная (<5 мин)	300–400	0,3–0,4
Рывок	<800	0,1–0,2

Определить скорость подъема груза. Без использования дополнительного блока-звездочки скорость груза определяется по формуле

$$V_{гр} = \frac{V_p d_d}{U D_{д.пр}}. \quad (7.12)$$

При использовании дополнительного блока-звездочки скорость груза рассчитывается

$$V'_{гр} = \frac{V_{гр}}{U_n}. \quad (7.13)$$

Результаты расчетов занести в табл. 7.4.

Таблица 7.4

Результаты расчетов параметров ручной тали

Параметры	Крутящий момент T , Н · м	Заданный вес Q , Н
От веса груза		
От усилия рабочего		
Вид исполнения	Усилие рабочего F_p , Н	Скорость подъема $V_{гр}$, м/с
Без блока-звездочки		
С блоком-звездочкой		

Содержание отчета

Название и цель лабораторной работы; кинематическая схема ручной тали; рисунок тормоза (рис. 7.2); выполненные расчеты усилия рабочего и скорости подъема груза в ручной тали (табл. 7.4).

Контрольные вопросы

1. Назначение и принцип работы ручной тали.
2. Как рассчитывают грузоподъемность ручной тали и как ее увеличить?
3. Почему в конструкции ручной тали используют несамотормозящие червячные передачи и за счет чего груз удерживается в подвешенном состоянии?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ ЭЛЕКТРОТЕЛЬФЕРА

Цель работы: изучение конструкции и принципа работы электротельфера; анализ конструктивного исполнения отдельных узлов; определение фактических скоростей подъема и передвижения.

Инструменты: штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм.

Подготовка к выполнению работы: ознакомиться с теоретическим материалом по грузоподъемным устройствам [5, с. 14–59, с. 101–115; 6, с. 492–496, с. 528–532].

Общие сведения

Грузоподъемные машины нашли широкое применение в различных отраслях. С их помощью выполняют погрузочно-разгрузочные работы на складах, обслуживают производственные процессы в цехах, на открытых площадках предприятий, подают на строящиеся сооружения строительные материалы, стеновые ограждения и элементы кровли, монтируют крупноблочные и крупнопанельные жилые здания, железобетонные и металлические конструкции промышленных зданий и сооружений.

В зависимости от назначения, конструкции и характера выполняемой работы грузоподъемные машины делят на три основные группы. Первая группа включает простейшие машины: домкраты, тали и лебедки, используемые в основном в качестве вспомогательного оборудования на монтажных и других работах; вторая группа – подъемники и лифты, при помощи которых обеспечивается только вертикальное перемещение грузов; третья группа – краны, обеспечивающие как вертикальное, так и горизонтальное перемещение грузов в любом направлении в пределах, зависящих от параметров крана.

Грузоподъемные машины характеризуются грузоподъемностью, скоростями движения механизмов и режимом работы, а также рядом других параметров (пролетом, высотой подъема, вылетом стрелы и т. д.).

Грузоподъемностью машины Q называется вес наибольшего груза, на подъем которого рассчитана данная машина. В значение грузоподъемности включается вес грузозахватного органа, а также всех вспомогательных приспособлений, подвешиваемых к нему.

Грузоподъемные машины относятся к машинам периодического действия, при работе которых происходит постоянное чередование подъема и опускания груза, направления движения крана, тележки и стрелы. Для увеличения производительности машины часто используется принцип совмещения операций. Работа механизма поворота и передвижения состоит из процессов движения в одну и другую сторону как с грузом, так и без груза. Время пауз, в течение которых двигатель не включен и механизм не работает, используется для загрузки и разгрузки грузозахватного устройства и для подготовки к проведению следующего процесса работы механизма. Кроме того, каждый процесс движения, в свою очередь, может быть разделен на периоды неустановившегося движения (в течение которых происходит разгон или замедление поступательно движущихся масс груза и механизма) и период движения с установившейся скоростью.

Грузоподъемные машины могут состоять из следующих механизмов: механизма подъема груза; механизма передвижения крана, тележки или тали; механизма изменения угла наклона стрелы; механизма поворота для вращения поворотной части крана в горизонтальной плоскости.

Для грузоподъемных машин с машинным приводом установлены следующие режимы работы. Легкий режим (Л), который характеризуется большими перерывами в работе, редкой работой с номинальным грузом, малыми скоростями, малым числом включений в час (до 60), малой относительной продолжительностью включения.

Средний режим (С), который характеризуется работой с грузами различной величины, средними скоростями движения, средним числом включений в час (до 120), средним значением относительной продолжительности включения.

Тяжелый режим (Т), который характеризуется постоянной работой с грузами, близкими по весу к номинальным, высокими скоростями, большим числом включений в час (до 240), высоким значением относительной продолжительности включения.

Весьма тяжелый режим (ВТ), в котором работают, например, все механизмы кранов технологических цехов и складов металлургического производства, все механизмы магнитных и

грейферных кранов металлургического производства, механизмы подъема и передвижения тележек перегрузочных мостов.

Грузоподъемность электротельферов составляет 0,25–15,0 т, скорость подъема груза варьируется от 0,08 до 0,42 м/с. Электротельфер каждой грузоподъемности является самостоятельной базовой моделью и может изготавливаться в различных исполнениях (стационарный и передвижной; с ручным и электрическим приводом механизма передвижения; с продольным и поперечным расположением механизма подъема; с высотой подъема от 6 до 18 м; управляемый с пола или из кабины).

Описание конструкции электротельфера

Цепной электротельфер (рис. 8.1) используется для подъема, перемещения и опускания грузов и состоит из механизма подъема и механизма перемещения. Техническая характеристика изучаемого электротельфера приведена в табл. 8.1.

Таблица 8.1

Параметры электротельфера

Параметр	Значение
Грузоподъемность номинальная, кг	250
Высота подъема, м	6,4
Скорость подъема, м/с:	
1-я	0,133
2-я	0,05
Напряжение питания механизмов, В	380
Частота питания, Гц	50
Минимальный радиус пути, м	1
Кратность подвески	1
Собственная масса, кг	39
Механизм подъема груза	
Мощность электродвигателя	0,36
Угловая скорость, с ⁻¹ :	
1-я	138
2-я	46
Относительная продолжительность включения, %	25
Механизм передвижения	
Мощность электродвигателя, кВт	0,03
Скорость передвижения, м/с	0,33
Скорость вращения, с ⁻¹	93
Относительная продолжительность включения, %	25

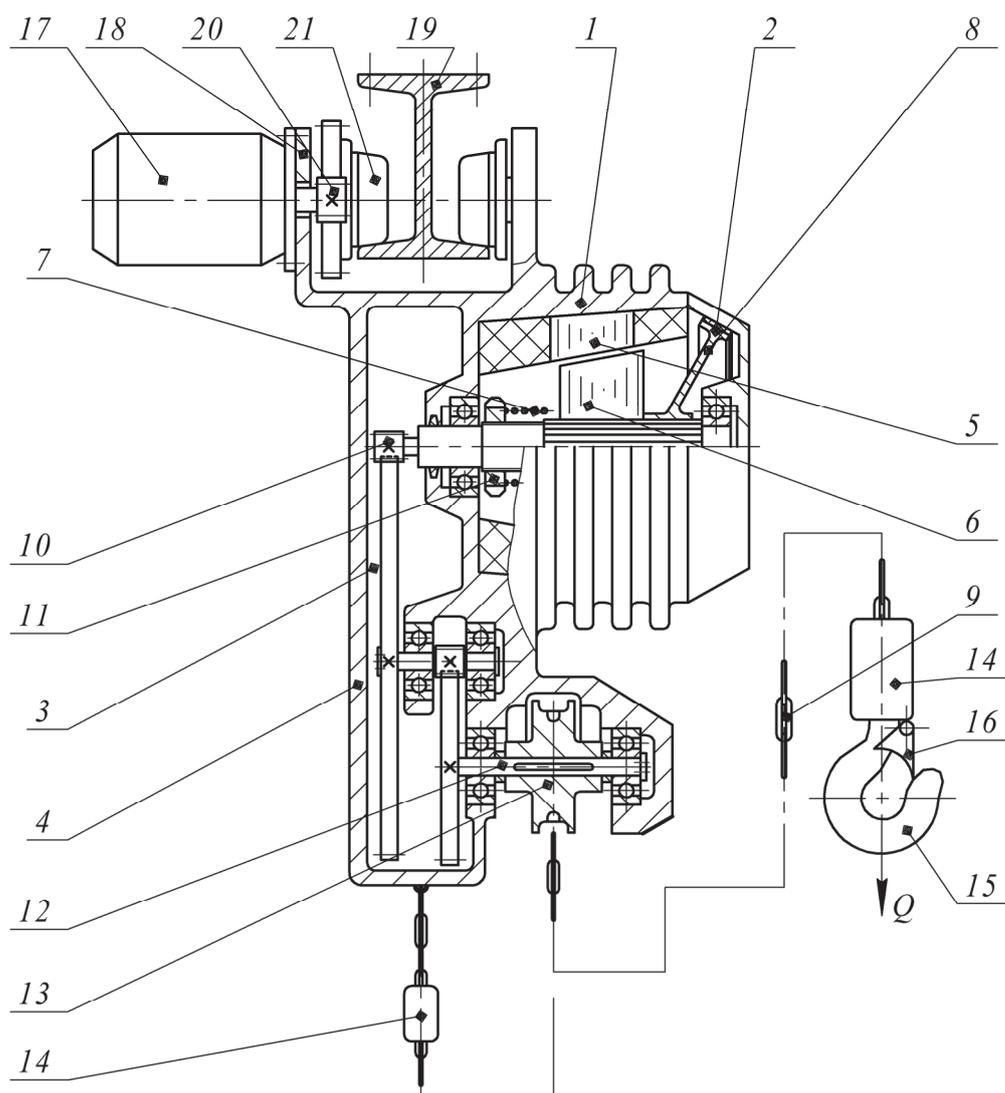


Рис. 8.1. Электротельфер:

- 1 – электродвигатель; 2 – конусный тормоз; 3 – двухступенчатый редуктор;
 4 – корпус редуктора; 5 – статор; 6 – ротор; 7 – пружина; 8 – конусный диск;
 9 – круглозвенная цепь; 10 – шестерня; 11 – гайка; 12 – приводной вал;
 13 – грузовая звездочка; 14 – резиновый буфер; 15 – грузовой крюк;
 16 – предохранитель; 17 – электродвигатель; 18 – тележка;
 19 – монорельс; 20 – шестерня; 21 – ходовое колесо

Механизм подъема представляет собой сочетание электродвигателя 1 с дисковым конусным тормозом 2 и двухступенчатого зубчатого редуктора 3, размещенного в корпусе 4. При подаче электрического напряжения на обмотки, магнитное поле статора 5 втягивает конусный ротор 6, установленный на шлицах вала ротора, внутрь (влево), преодолевая силу упругости тормозной пружины 7,

усилие которой регулируется гайкой 11. Одновременно конусный диск 8 тормоза, располагаемый на шлицах вала ротора, выходит из контакта с корпусом 4, растормаживая тем самым ротор, который начинает вращаться под действием вращающегося магнитного поля статора. Крутящий момент от вала электродвигателя, снабженного шестерней 10, передается на двухступенчатый зубчатый цилиндрический редуктор 3, который установлен в корпусе 4, изготовленном из высококачественного алюминиевого сплава.

На выходном валу 12 редуктора закреплена грузовая звездочка 13, на которую набегающая калиброванная высокопрочная круглозвенная цепь 9, один конец которой зафиксирован на корпусе электротельфера, а ко второму крепится грузовой крюк 15.

В случае выключения напряжения питания магнитное поле в обмотках статора исчезает, ротор электродвигателя под действием пружины 7 сдвигается вправо и прижимает тормозной диск 8 к корпусу 4, надежно затормаживая тем самым подвешенный груз в заданном положении. Таким образом, за счет некоторого усложнения конструкции удалось объединить электродвигатель и тормоз в одну компактную конструкцию.

Электропривод механизма подъема для улучшения условий работы имеет две скорости подъема (опускания), которые включаются в зависимости от величины усилия на пусковых кнопках. При этом включается разное число обмоток статора, что и определяет величину частоты вращения ротора.

На грузонесущей цепи закреплены резиновые буферы 14, которые служат для смягчения ударов о корпус и для привода рычажных концевых выключателей, отключающих питание электродвигателя при достижении крюком 15 крайнего верхнего или нижнего положений. Крюк для предотвращения самоотцепления груза снабжен предохранителем 16.

Механизм передвижения состоит из электродвигателя 17 и тележки 18, которая перемещается по нижней полке монорельса 19 в виде двутавра. Конец вала электродвигателя выполнен в виде шестерни 20 с числом зубьев $Z_1 = 10$, которая входит в зацепление с ведущими ходовыми колесами 21, реборды (выступы) которых изготовлены в виде венцов зубчатых колес с числом зубьев $Z_2 = 67$. На концах монорельсового пути должны быть установлены эластичные буферы и концевые выключатели. Механизм передвижения тормоза не имеет.

Порядок выполнения работы

1. С помощью штангенциркуля измерить параметры звена грузонесущей цепи электротельфера: диаметр проволоки d и ширину звена B (см. рис. 10.2, a на с. 109), а затем по данным табл. 7.1 (с. 80) найти величину разрушающей нагрузки $F_{\text{разр}}$ для указанной цепи.

2. Проверить запас прочности цепи по условию

$$k \geq [k], \quad (8.1)$$

где k – фактический коэффициент запаса прочности цепи; $[k]$ – допускаемый коэффициент запаса, принимаемый $[k] = 5$.

Расчетное значение коэффициента запаса прочности цепи k следует найти по формуле

$$k = \frac{F_{\text{разр}}}{F_{\text{max}}}, \quad (8.2)$$

где F_{max} – максимальная нагрузка на цепь, определяемая по формуле

$$F_{\text{max}} = Q'g, \quad (8.3)$$

где Q' – фактическая грузоподъемность, кг, значение которой при выполнении лабораторной работы выбирается по согласованию с преподавателем.

Сопоставить расчетное значение коэффициента запаса прочности k с допускаемым. Сделать заключение о пригодности цепи к эксплуатации по формуле (8.1).

3. Найти опытным путем скорости подъема груза (1-ю и 2-ю). Для этого необходимо опустить крюк в нижнее положение и измерить длину цепи от концевого выключателя на механизме подъема электротельфера до верхней точки резинового буфера l_4 (рис. 8.1). Затем, одновременно нажав кнопку «Подъем» и кнопку секундомера, определить время прохождения измеренного отрезка цепи при работе на подъем, до выключения двигателя концевым выключателем. Длину отрезка цепи разделить на время, измеренное по секундомеру, и получить скорость подъема груза. Повторить операцию при другом усилии нажатия кнопок пульта.

4. Аналогично для нахождения скорости передвижения электротельфера необходимо отметить на рельсовом пути две метки,

измерить расстояние между ними и время движения между ними, затем полученные значения занести в табл. 8.2.

5. Определить статическую мощность двигателя при подъеме номинального груза из соотношения

$$P_c = \frac{F_{\max} V_{\text{гр}}}{\eta_{\text{пр}}}, \quad (8.4)$$

где $V_{\text{гр}}$ – скорость подъема груза, м/с; $\eta_{\text{пр}}$ – КПД механизма подъема (для приводов с зубчатыми цилиндрическими передачами $\eta_{\text{пр}} = 0,8$).

Полученное значение статической мощности внести в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Результаты расчетов параметров электротельфера

Величина	Вес груза, Н	Скорость подъема, м/с		Скорость передвижения, м/с	Статическая мощность электродвигателя механизма подъема, Вт
		1-я	2-я		
Паспортная					
Фактическая					

6. Проанализировать фактические и паспортные значения параметров (табл. 8.2). Дать заключение о работоспособности электротельфера.

Содержание отчета

Название и цель работы; кинематическая схема механизмов подъема и перемещения электротельфера, расчет статической мощности двигателя механизма подъема электротельфера, табл. 8.2.

Контрольные вопросы

1. Назначение и классификация грузоподъемных машин.
2. Что называют грузоподъемностью грузоподъемной машины?
3. Из каких основных механизмов состоят грузоподъемные машины?

4. Какими режимами характеризуют работу грузоподъемных машин?

5. Назначение и принцип работы механизмов подъема и перемещения электротельфера.

6. Как определить статическую мощность электродвигателя механизма подъема электрической тали?

7. Как определить фактический коэффициент запаса прочности грузоподъемного несущего гибкого органа?

8. Каковы особенности конструкции тормоза электротельфера?

9. Устройства, обеспечивающие безопасную эксплуатацию электротельфера.

ИЗУЧЕНИЕ РАБОТЫ ПОЛИСПАСТНОЙ СИСТЕМЫ

Цель работы: изучение устройства и разновидностей полиспастов; определение усилия в канате полиспастной системы; изучение конструкций барабанов и блоков.

Инструменты: динамометр, штангенциркуль.

Подготовка к выполнению работы: ознакомиться с теоретическим материалом по грузоподъемным устройствам [5, с. 82–86, 115–121; 6, с. 524–534].

Общие сведения

Полиспастом называют систему подвижных и неподвижных блоков, огибаемых одной гибкой связью (канатом или цепью). Полиспасты служат для увеличения грузоподъемности грузоподъемных машин (ГПМ) за счет уменьшения натяжения ветви гибкого органа (силовые полиспасты) или скорости подъема груза (скоростные полиспасты). В механизмах подъема ГПМ применяются силовые полиспасты, снижающие натяжение гибкого органа за счет подвешивания груза на нескольких ветвях, что позволяет использовать меньшие диаметры каната, барабана и блоков.

Полиспастная система (рис. 9.1) состоит из неподвижных (обводных 4 или уравнительных 5) блоков, подвижных блоков 1, гибкого органа 2, крюка б и барабана 3. Подвижные блоки, соединенные деталями с крюком, образуют подвеску.

При огибании блока гибким органом одна ветвь набегаёт на блок, а другая с него сбегает. Для того чтобы блок свободно вращался, необходимо, чтобы сила натяжения в сбегавшей ветви $F_{сб}$ была больше, чем в набегающей $F_{наб}$ ветви на величину, достаточную для преодоления сопротивлений: сил трения как в опоре блока (подшипниках), так и гибкого органа о ручей блока; сопротивления жесткости каната или цепи при их сгибании-разгибании на блоке или звездочке. Усилие в набегающей ветви определяется по формуле

$$F_{наб} = F_{сб} \eta_{бл}, \quad (9.1)$$

где $\eta_{бл}$ – КПД блока с учетом всех потерь.

Для практических расчетов можно принять для блока на подшипниках скольжения $\eta_{\text{бл}} = 0,93-0,95$, для блока на подшипниках качения $\eta_{\text{бл}} = 0,97-0,98$. Меньшие значения следует выбирать для блоков, работающих при повышенных температурах либо условиях запыленной или загазованной среды.

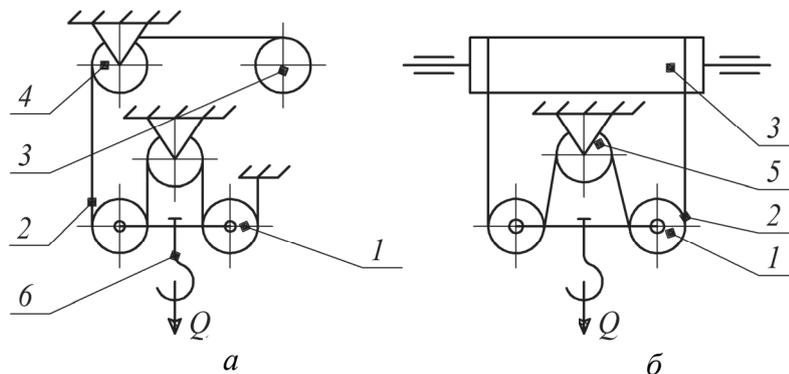


Рис. 9.1. Полиспастная система:

a – простой, или одинарный, полиспаст; *б* – двойной полиспаст;
 1 – подвижный блок; 2 – канат; 3 – барабан; 4 – обводной блок;
 5 – уравнительный блок; 6 – крюк

Подвижные блоки *1* перемещаются в пространстве вместе с подвеской и грузом и определяют кратность полиспаста. Оси неподвижных блоков *4*, *5* закреплены неподвижно вне подвески и служат для изменения направления движения каната либо выравнивания натяжения гибкого органа в двойном полиспасте.

По конструкции полиспасты бывают простые (одинарные) (рис. 9.1, *a*) и двойные (рис. 9.1, *б*). В простом полиспасте на барабан *3* наматывается одна ветвь каната, а в двойном – две.

Основной характеристикой полиспаста является его кратность (передаточное отношение) – отношение числа несущих ветвей каната (число ветвей, на которых подвешен груз) к числу ветвей, наматываемых на барабан, или отношение окружной скорости барабана к скорости подъема груза:

$$U_{\text{п}} = \frac{Z_{\text{н}}}{Z_{\text{б}}} = \frac{V_{\text{б}}}{V_{\text{гр}}}, \quad (9.2)$$

где $Z_{\text{н}}$ – число несущих ветвей, на которых подвешен груз, в полиспасте; $Z_{\text{б}}$ – число ветвей, наматываемых на барабан; $V_{\text{б}}$ – окружная скорость гибкого органа, наматываемого на барабан; $V_{\text{гр}}$ – скорость подъема груза.

В одинарных полиспастах один конец каната крепится на барабане, а второй конец закрепляется при четной кратности на неподвижном элементе конструкции (рис. 9.2, б), а при нечетной кратности – на крюковой подвеске (рис. 9.2, в).

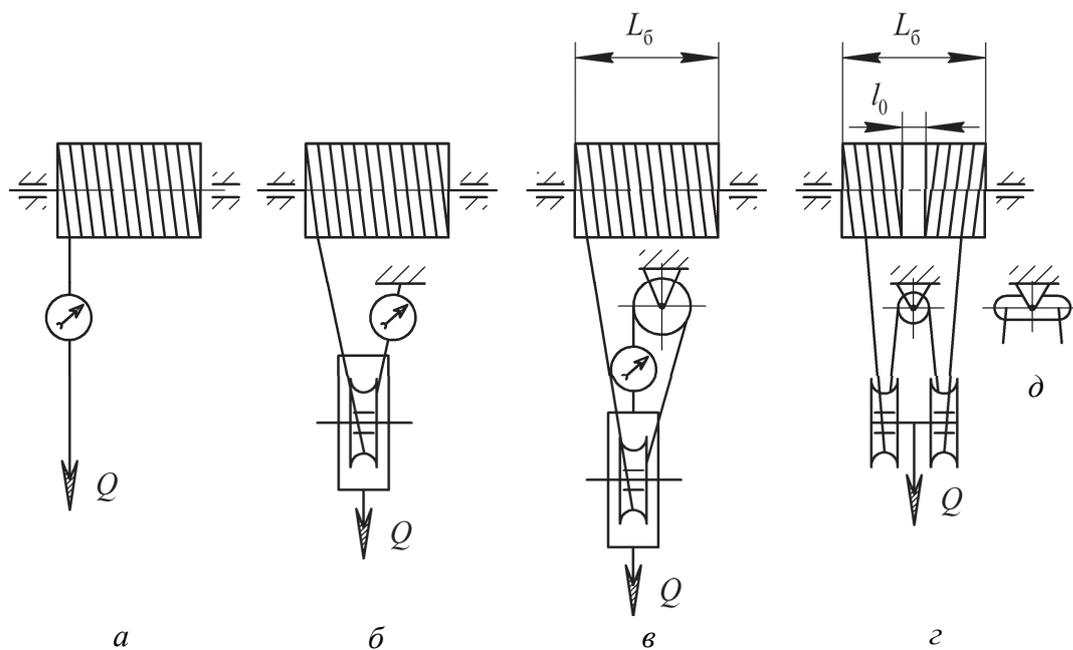


Рис. 9.2. Схемы полиспастов:

а – однократный одинарный; б – двукратный одинарный;
в – трехкратный одинарный; г – двукратный сдвоенный; д – балансир

В одинарных полиспастах при наматывании или сматывании каната с барабана вследствие перемещения каната вдоль оси барабана (рис. 9.2, б) создается нежелательное изменение нагрузки на опоры барабана. Кроме того, если в одинарном полиспасте отсутствуют обводные блоки и канат с блока крюковой подвески непосредственно передается на барабан (рис. 9.2, б), то в силу того, что $F_{сб} > F_{наб}$, груз не только перемещается по горизонтали, но и отклоняется от вертикали.

Для обеспечения строго вертикального подъема груза и одинаковой нагрузки на опоры барабана используются сдвоенные полиспасты, состоящие из двух одинарных полиспастов (рис. 9.2, г). В этом случае на барабане закрепляются оба конца каната. Для обеспечения нормального положения крюковой подвески при возможной неравномерной вытяжке ветвей каната обоих полиспастов применяется уравнительный блок 5 (см. рис. 9.1) или балансир (рис. 9.2, д). Преимуществом уравнительного блока является воз-

возможность использования целого каната без дополнительного крепления концов на балансире. Однако в процессе работы в местах соприкосновения каната с ручьем уравнительного блока повышается износ каната и этот процесс очень тяжело проконтролировать. Поэтому в кранах тяжелого и весьма тяжелого режимов работы желательнее применять балансиры.

Тип и кратность полиспаста выбирают в зависимости от конструкции грузоподъемной машины и ее грузоподъемности. В стреловых кранах, как правило, используются простые полиспасты, а для кранов пролетного типа (мостовые, козловые и т. п.) для обеспечения строго вертикального подъема груза – сдвоенные.

Рекомендуемая кратность полиспаста в зависимости от его схемы и грузоподъемности механизма дана в табл. 9.1.

Таблица 9.1

Рекомендуемая кратность полиспаста

Простой полиспаст		Сдвоенный полиспаст	
Грузоподъемность Q , т	Кратность $U_{\text{п}}$	Грузоподъемность Q , т	Кратность $U_{\text{п}}$
<1	1–2	<8,0	2
1,25–6,3	2–3	10,0–16,0	2–3
8,0–16,0	3–4	20,0–32,0	2–4
20,0–32,0	5–6	40,0–50,0	4–5

Максимальное усилие в канате, наматываемом на барабан, рассчитывается по формуле

$$F_{\text{max}} = \frac{Qg}{U_{\text{п}} Z_{\text{б}} \eta_{\text{o}}}, \quad (9.3)$$

где Q – номинальная грузоподъемность крана, кг; g – ускорение свободного падения, м/с²; $U_{\text{п}}$ – кратность полиспаста; $Z_{\text{б}}$ – число ветвей, наматываемых на барабан (для простого полиспаста $Z_{\text{б}} = 1$, для сдвоенного $Z_{\text{б}} = 2$); η_{o} – общий КПД полиспаста и обводных блоков, который определяется по следующему соотношению:

$$\eta_{\text{o}} = \frac{(1 - \eta_{\text{бл}}^{U_{\text{п}}}) \eta_{\text{бл}}^t}{(1 - \eta_{\text{бл}}) U_{\text{п}}}, \quad (9.4)$$

где $\eta_{\text{бл}}$ – КПД одного блока, работающего в нормальных условиях, принимается по табл. 9.2; $U_{\text{п}}$ – кратность полиспаста; t – число обводных блоков.

Таблица 9.2

КПД блоков

Тип подшипника	$\eta_{\text{бл}}$	$\eta_{\text{бл}}^2$	$\eta_{\text{бл}}^3$	$\eta_{\text{бл}}^4$	$\eta_{\text{бл}}^5$
Скольжения	0,960	0,922	0,885	0,850	0,815
Качения	0,980	0,960	0,942	0,922	0,905

Барабаны. Для наматывания и размещения канатов и сварных цепей грузоподъемные машины оборудуются барабанами.

Барабаны бывают для многослойной и однослойной навивок каната. Барабаны для многослойной навивки, как правило, выполняются с гладкой поверхностью, а для однослойной – с винтовыми канавками.

Наиболее широкое распространение получили нарезные барабаны с однослойной навивкой (рис. 9.3). Винтовые канавки, нарезанные на поверхности барабана, увеличивают поверхность соприкосновения с канатом, устраняют трение между соседними витками и уменьшают напряжения смятия и износ каната. Размеры профиля канавок барабана рассчитывают по следующим зависимостям $t = d_k + (2-3)$; $h = 0,3d_k$, $R \approx 0,54d_k$ или по соответствующим стандартам.

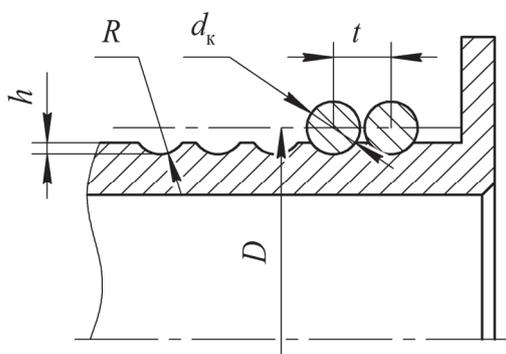


Рис. 9.3. Профиль нарезки канавок на барабане:
 R – радиус канавки; d_k – диаметр каната;
 t – шаг канавок; D – диаметр барабана по средней линии навитого каната

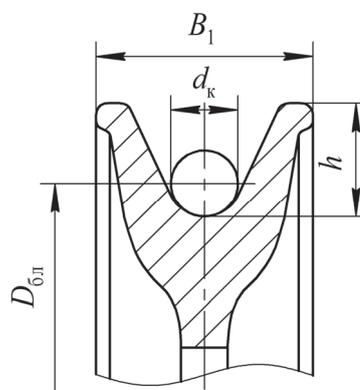


Рис. 9.4. Геометрические параметры профиля ручья крановых блоков:
 $D_{\text{бл}}$ – диаметр блока; d_k – диаметр каната; h – высота профиля,
 B_1 – внешняя ширина профиля

Диаметр барабана по средней линии навитого стального каната находится по условию

$$D \geq e d_k, \quad (9.5)$$

где e – коэффициент, зависящий от типа машины, привода механизма и режима работы механизма (табл. 9.3). Полученное значение диаметра барабана округляется до целого числа сантиметров.

Блоки изготавливают литыми (сталь или чугун) или штампованными (более рационально). Для повышения долговечности каната иногда ручей блока футеруют различными материалами, что значительно снижает износ каната.

Диаметр блока определяется аналогично диаметру барабана по формуле (9.5), остальные параметры (рис. 9.4) – принимают из стандартов.

Таблица 9.3

Наименьшие допускаемые значения коэффициента e

Тип грузоподъемной машины	Тип привода	Режим работы механизма	Значение e
1. Грузоподъемные машины всех типов, за исключением стреловых кранов, электроталей и лебедок	Ручной	–	18
	Машинный	Легкий	20
		Средний	25
		Тяжелый	30
		Весьма тяжелый	35
2. Краны стреловые	Ручной	–	16
	Машинный	Легкий	16
		Средний	18
		Тяжелый	20
		Весьма тяжелый	25
3. Электрические тали	–	–	20
4. Грейферные лебедки: – машин, указанных в п. 1 данной таблицы	–	–	30
	– стреловых кранов	–	
5. Лебедки для подъема грузов	Ручной	–	12
	Машинный	–	20

Диаметр барабана или блока, огибаемого сварной цепью, должен быть: у грузоподъемных машин с ручным приводом не менее 20-кратного шага цепи; у грузоподъемных машин с машинным приводом не менее 30-кратного шага цепи.

Применение в грузоподъемных механизмах сварных цепей исключает громоздкие барабаны, что делает механизм компактным за счет уменьшения грузового момента.

Описание лабораторной установки

Установка по исследованию простой (одинарной) полиспастной системы представляет собой канатный механизм подъема груза, смонтированный на рамной конструкции (рис. 9.5).

Вращающий момент от двигателя *1* посредством упругой муфты *2* передается на двухступенчатый цилиндрический зубчатый редуктор *3*, выходной вал которого с помощью втулочной жесткой муфты *4* соединяется с грузовым барабаном *5*, на валу которого установлен храповый останов *6*. На барабан, проходя через неподвижные *7* и подвижные *8* блоки, наматывается канат *9*, удерживая крюковую подвеску *10*. Сила натяжения ветвей каната измеряется динамометром *11*.

Порядок выполнения работы

1. Перебрасывая конец каната через подвижные и неподвижные блоки, произвести монтаж простых полиспастов с кратностью от 1 до 4 (рис. 9.2), одновременно измеряя натяжение каната с помощью динамометра при одной и той же величине подвешенного к подвеске груза массой 25–40 кг (по согласованию с преподавателем). Результаты опыта занести в табл. 9.4.

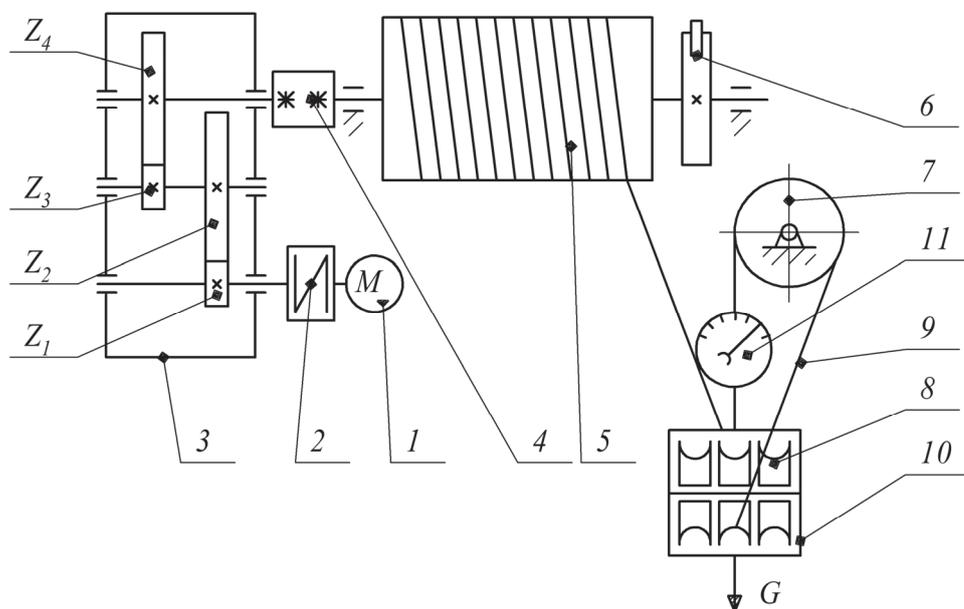


Рис. 9.5. Схема лабораторной установки:

1 – электродвигатель; *2* – упругая муфта; *3* – редуктор цилиндрический;
4 – жесткая муфта; *5* – барабан; *6* – храповый останов; *7* – неподвижный блок;
8 – подвижный блок; *9* – канат; *10* – подвеска; *11* – динамометр

Таблица 9.4

Результаты исследований полиспастной системы

Параметр	Кратность полиспаста $U_{\text{п}}$				
	1	2	3	4	5
Усилие в ветви каната F_{max} , Н:					
– теоретическое					
– измеренное					
Скорость подъема груза, м/с					
КПД полиспаста					

2. По формуле (9.3) найти расчетные теоретические значения максимального натяжения каната для простого полиспаста с кратностью от 1 до 5.

3. Рассчитать теоретический КПД полиспаста по формуле (9.4). Результаты расчетов занести в табл. 9.4.

4. Определить скорость подъема груза, м/с, приняв частоту вращения двигателя $n_{\text{дв}} = 680 \text{ мин}^{-1}$ по формуле

$$V_{\text{гр}} = \frac{\pi D n_{\text{б}}}{60 U_{\text{п}}}, \quad (9.6)$$

где D – диаметр барабана, м; $n_{\text{б}}$ – частота вращения грузового барабана, мин^{-1} , определяемая по следующей формуле:

$$n_{\text{б}} = \frac{n_{\text{дв}}}{U_{\text{р}}}, \quad (9.7)$$

где $U_{\text{р}}$ – передаточное число редуктора, определяемое как

$$U_{\text{р}} = \left(\frac{Z_2}{Z_1} \right) \cdot \left(\frac{Z_4}{Z_3} \right), \quad (9.10)$$

где Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 – количество зубьев колес редуктора, принимаемое $Z_1 = 20, Z_2 = 79, Z_3 = 16, Z_4 = 83$.

Результаты расчета занести в табл. 9.4.

Содержание отчета

Название и цель работы; кинематическая схема механизма подъема; схемы простого и сдвоенного полиспастов кратностью 1–5;

формулы определения максимального натяжения ветви каната и скорости подъема груза; табл. 9.4 с результатами исследований полиспастной системы.

Контрольные вопросы

1. Назначение полиспастов и их классификация.
2. В каких случаях целесообразным является применение простых полиспастов, а в каких сдвоенных?
3. Как определяется кратность полиспаста?
4. Преимущества и недостатки сдвоенного полиспаста в сравнении с простым.
5. Конструкция, назначение и параметры барабанов и блоков.

ИЗУЧЕНИЕ КЛАССИФИКАЦИИ И ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ГРУЗОНЕСУЩИХ ОРГАНОВ

Цель работы: изучение назначения, классификации, устройства и правил использования грузонесущих органов грузоподъемных машин (ГПМ).

Инструменты: штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм.

Подготовка к выполнению работы: ознакомиться с теоретическим материалом по грузоподъемным устройствам [5, с. 14–59, 101–115; 6, с. 492–496, 528–532].

Общие сведения

В грузоподъемных машинах в качестве гибкого органа применяются канаты или цепи. Канаты могут быть: стальные, пеньковые, хлопчатобумажные или из синтетических материалов. Цепи различают круглозвенные и пластинчатые.

В зависимости от назначения гибкие органы применяются: для обвязки тарных и штучных грузов, в качестве строп для крепления и подвешивания грузов, в качестве грузоподъемного органа.

Для обвязки грузов используются в основном пеньковые и хлопчатобумажные канаты. В качестве строп применяются пеньковые и стальные канаты, сварные круглозвенные цепи, стропы-ленты из полиамидной ткани или ленты с каркасом из стальных тонких канатов, находящихся в оболочке из пластмассы, и парусиновые полотнища. В качестве основного грузоподъемного органа используются стальные канаты, сварные круглозвенные и пластинчатые цепи.

Пеньковые канаты изготавливают из пеньки двух видов: бельные канаты из обыкновенной пеньковой пряжи и смольные из просмоленной пеньковой пряжи. Последние лучше противостоят гниению, но имеют пониженную механическую прочность из-за термического просмаливания. Достоинством пеньковых канатов является большая гибкость, малый вес и легкость вязки. Они должны соответствовать требованиям ГОСТ 483–75 «Канаты пеньковые».

Стальные канаты представляют собой систему многократно дублируемых несущих элементов (проволочек) и обладают при этом высокой надежностью, в то время как цепи представляют последовательность несущих элементов, что является серьезным недостатком, так как поломка одного звена приводит к выходу из строя всего несущего элемента. В стальных канатах несущие элементы соединяются параллельно и при выходе из строя одного из них, грузоподъемность каната уменьшается незначительно.

Стальные канаты обладают высокой прочностью, так как свиваются из высокоуглеродистых холоднотянутых стальных светлых или оцинкованных проволок марок В, I и II по ГОСТ 7372–66, диаметром от 0,2 до 3,0 мм, с расчетным пределом прочности от 1600 МПа до 2600 МПа, полученных методом многократного холодного волочения с промежуточной термической и химической обработкой для обеспечения необходимой прочности, структуры, вида и качества поверхности. Применение канатов с менее прочной проволокой увеличивает диаметр каната, а с более высоким пределом прочности приводит к снижению срока службы из-за увеличения жесткости проволок.

Проволоку марки В применяют в особо ответственных случаях, например для подъема людей. В остальных случаях используют проволоку марок I и II. Для специальных целей канаты изготавливают из проволок нержавеющей стали.

Стальные канаты допускают работу с высокими скоростями, хорошо воспринимают толчки и удары и надежны в эксплуатации. Разрыву всего стального каната предшествует разрыв наружных его проволок, что дает возможность своевременно заменить износившийся канат. Собственная масса стальных канатов сравнительно невелика. Стальные канаты, применяемые в качестве грузоподъемных, стреловых, несущих и тяговых, должны соответствовать ГОСТ 3241–91 «Канаты стальные».

По форме поперечного сечения канаты могут быть круглые и плоские. Последние используются в шахтных подъемниках и в некоторых типах лифтов.

Стальные круглые канаты изготавливают на специальных прядовьющих и канатовьющих машинах в следующих вариантах плетения: *одинарная спиральная свивка* – канат свивается непосредственно из стальных проволок (рис. 10.1, а); *двойная свивка (трос)* – сначала из отдельных проволок свиваются пряди, затем

из нескольких прядей вокруг сердечника свивается один крученный канат (рис. 10.1, б); *тройная свивка (кабель)* – из канатов малого диаметра двойной свивки (тросов) свивается канат большого диаметра (рис. 10.1, в).

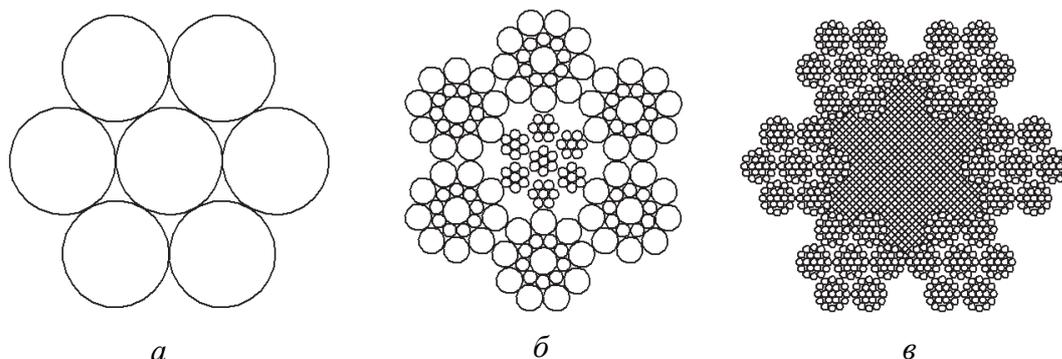


Рис. 10.1. Канаты:

- а – стальной ЛК-О конструкции 1×7, ГОСТ 3062–80;
 б – стальной ЛК-О конструкции 6×19 + 7/7, ГОСТ 3081–80;
 в – стальной канат-кабель конструкции 6×7×19 + 1 о. с.

Канаты одинарной (спиральной) свивки очень жесткие, вследствие чего плохо сгибаются на блоках и барабанах, что приводит к значительному увеличению диаметров блоков и барабанов. Их применяют в качестве несущих канатов подвесных дорог, а также в качестве растяжек (вант).

В подъемных и транспортирующих машинах наибольшее применение получили канаты двойной свивки (тросы).

Канаты тройной свивки обладают большей гибкостью, однако они изготавливаются из более тонких проволок, поэтому при равном диаметре с канатом двойной свивки они быстрее истираются при огибании барабанов и блоков. По этой причине, а также из-за большой стоимости эти канаты не получили широкого распространения.

Для сохранения каната круглого сечения при огибании блоков или наматывании на барабан и тем самым уменьшения износа проволок пряди свивают в канат вокруг сердечника. Сердечник может быть металлическим (рис. 10.1, б) или из минеральных волокон (асбест), а для канатов малых диаметров – из льняной или хлопчатобумажной пряжи.

Органические сердечники пропитывают антикоррозионной противогнилостной смазкой, не содержащей кислот и щелочей.

Пеньковая сердцевина увеличивает гибкость каната, являясь одновременно как бы резервуаром для смазки, из которого при перегибах каната смазка поступает в зазоры между проволоками. Для смазывания канатов пригодны жидкие масла, не имеющие кислот. Смазывание следует производить при изогнутом канате, так как пряди несколько раскрываются, что облегчает поступление масла внутрь каната. В канатах, подвергающихся действию высокой температуры, вместо пеньки применяют асбест или мягкую стальную проволоку.

Металлический сердечник не увеличивает разрушающую нагрузку каната, так как при нагружении каната сердечник, представляющий прямую прядь, разрывается уже при 0,7–0,9 от предельной нагрузки, разрывающей стальные пряди. В канате может быть один (центральный) или несколько сердечников.

По направлению проволок в прядях и прядей в канатах различают: *канаты параллельной (односторонней) свивки*, в которых проволоки в прядях и пряди в канатах свиты в одном направлении; *канаты крестовой свивки*, в которых проволоки в прядях свиты в одном направлении, а пряди в канате – в другом; *канаты комбинированной свивки*, в которых проволоки в двух рядом лежащих слоях имеют противоположное направление. Канаты параллельной свивки имеют более ровную внешнюю поверхность, площадь сечения в них заполнена лучше, они более гибкие, более долговечные, чем канаты крестовой свивки. Эти канаты меньше изнашиваются при работе на блоках и барабанах в результате увеличений поверхности соприкосновения проволок с поверхностью блока или барабана. Срок их службы на 25–50% больше срока службы канатов крестовой свивки. Однако имеются два недостатка: вследствие стремления к раскручиванию под действием растягивающей нагрузки эти канаты непригодны для поднятия грузов, подвешенных на одной ветви; из-за повышенной чувствительности к расплющиванию желательнее применять только при однослойной навивке на барабан с канавками.

В канатах крестовой свивки наружные проволоки прядей соприкасаются по отдельным точкам, что увеличивает контактные напряжения, повышает износ и снижает долговечность каната. Они не раскручиваются в свободном состоянии, и разрыв проволок не влечет самораспускания конца каната или его пряди. Вследствие большой структурной прочности канаты крестовой

свивки применяются не только при однослойной, но и при многослойной навивке на барабан.

В зависимости от *вида свивки* изготавливают следующие канаты: *обыкновенные (раскручивающиеся) канаты*, в которых проволоки и пряди не сохраняют своего положения, если они не стянуты обвязкой или стальным кольцом, а стремятся выпрямиться и распуститься; *нераскручивающиеся канаты* – это канаты, свиваемые из заранее деформированных проволок и прядей, получающих перед свивкой форму, соответствующую их положению в канате. Проволоки такого каната в ненагруженном состоянии не испытывают внутренних напряжений, вследствие чего такой канат не раскручивается, усилия в нем равномерно распределены между всеми его проволоками, он обладает большей гибкостью и сопротивляемостью переменным изгибам, имеет более высокий срок службы, оборванные проволоки сохраняют свое прежнее положение и не выходят из каната, что облегчает его обслуживание и уменьшает износ поверхности барабана и блоков лопнувшими проволоками.

По *роду свивки проволок в прядях* канаты изготавливают: *с точечным касанием* (ТК) отдельных проволок между слоями прядей, при этом диаметры проволок всей пряди одинаковы; *с линейным касанием* (ЛК) проволок в пряди, имеющих несколько разновидностей: ЛК-О – проволоки отдельных слоев пряди имеют одинаковый диаметр; ЛК-Р – проволоки в верхнем слое пряди двух разных диаметров; ЛК-РО – проволоки разного и одинакового диаметра по отдельным слоям пряди; ЛК-З – между двумя слоями проволок размещаются заполняющие проволоки меньшего диаметра; *с точечным и линейным касанием* проволок в пряди ТЛК.

Канаты типа ТК применяются только при ненапряженных режимах работы, когда длительность срока службы определяется не качеством каната, а условиями его эксплуатации. Канаты типа ЛК имеют лучшее заполнение сечения, более гибкие и износостойкие. Срок службы канатов ЛК на 30–100% выше срока службы ТК.

Стальные канаты различаются по конструкции (структуре), которая определяет число прядей в канате, проволок в каждой пряди в целом канате, число сердечников.

Пример обозначения структурной формулы каната ЛК-Р6×19 (1×6×6/6) + 1 о. с.: линейное касание проволок в прядях; в верхней

пряди проволоки разных диаметров; шесть прядей; в каждой пряди 19 проволок, которые свиваются вокруг одной центральной проволоки; в первом ряду шесть проволок одинакового размера, во втором (внешний) – проволоки разного диаметра – шесть одного и шесть другого, пряди свиты вокруг одного органического сердечника

Причины износа и разрушения канатов можно свести к двум видам: поверхностные и внутренние. К первым относятся те, которые возникают при контакте каната с поверхностью барабана и блоков. Ко вторым те, которые возникают при взаимном контакте проволок в прядях между собой. Оба вида зависят от правильного выбора конструкции каната, типа и направления свивки, выбора соотношения диаметра каната и барабана или блоков, а также профиля и размеров ручья блока и канавки барабана, допущения перегрузок, чрезмерных динамических воздействий на канат, угла обхвата блока или барабана и технико-эксплуатационных факторов (смазка, уход, абразивная среда).

При выборе каната надо иметь в виду, что если он свит из толстых проволок, то имеет повышенную жесткость, но хорошо сопротивляется абразивному износу.

С уменьшением диаметра проволок увеличивается гибкость каната, но одновременно возрастает и износ его проволок, уменьшается прочность и сокращается срок службы.

При хранении и в процессе эксплуатации канаты покрываются защитной смазкой для уменьшения износа и защиты их от повреждений. Смазывание производят при изготовлении, хранении и эксплуатации каната. Обычно в качестве смазки применяют технический вазелин, пушечную смазку, канатную мазь и графитовые смазки.

Степень износа стального каната и необходимость его замены определяется по числу оборванных проволок в наружных слоях прядей на длине одного шага свивки. Нормами надзора установлено для каждой конструкции каната число обрывов, при превышении которых канат должен быть забракован (табл. 10.1). Число оборванных проволок определяется либо визуальным методом, либо с применением электронного дефектоскопа (ГОСТ 5.175–69 «Измерение износа стальных канатов»).

В процессе работы каната, который является слоистым телом, его волокна испытывают напряжения растяжения, изгиба,

смятия, кручения, а также подвергаются износу. Вследствие того, что канат при работе многократно огибает блоки и барабаны, напряжения в канате носят циклический и знакопеременный характер, что приводит к появлению усталостных явлений, которые значительно сокращают срок службы каната. Установить математическую зависимость между всеми факторами, влияющими на напряженное состояние проволок в канате, практически невозможно.

Таблица 10.1

**Предельно допускаемые числа обрывов проволок
на длине одного шага свивки каната**

Коэффициент запаса прочности k	Конструкция каната			
	6×19		6×37	
	Параллель- ная свивка	Крестовая свивка	Параллель- ная свивка	Крестовая свивка
≤ 6	6	12	11	22
6–7	7	14	13	26
≥ 7	8	16	15	30

Многочисленные исследования канатов позволили выявить основные факторы, устанавливающие предельное число перегибов каната до разрушения проволок. Этими факторами являются максимальные натяжения каната и отношение диаметров блоков и барабана к диаметру каната. В зависимости от этих факторов экспериментальными методами установлены нормы для подбора каната. Расчет каната ведется по уравнению прочности каната:

$$k = \frac{F_{\text{разр}}}{F_{\text{max}}} \geq [k], \quad (10.1)$$

где k – действительный коэффициент запаса прочности; $F_{\text{разр}}$ – разрывное усилие каната в целом, Н, определяемое экспериментально для диаметра и типа конструкции каната и принимаемое по таблицам соответствующих стандартов; F_{max} – максимальное фактическое натяжение каната, Н, зависящее от грузоподъемности и принятой системой подвески груза; $[k]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности, зависящий от назначения каната, режима работы и типа привода и выбираемый из табл. 10.2.

Таблица 10.2

**Минимальные допускаемые значения
коэффициента запаса прочности канатов**

Назначение канатов	Тип привода	Режим работы	Значение $[k]$
Грузовые и стреловые	Ручной	–	4,0
	Машинный	Легкий	5,0
		Средний	5,5
		Тяжелый и весьма тяжелый	6,0
Растяжки стрел	–	–	3,5
Грейферные, для грейферов с раздельным двухмоторным приводом (принимая, что вес грейфера с грузом равномерно распределен на все канаты)	–	–	6,0
Оттяжки мачт и опор	–	–	3,5
Канаты лебедок, предназначенных для подъема людей	–	–	9,0
Канаты, используемые при монтаже кранов	–	–	4,0

Грузовые цепи выпускаются двух видов: сварные круглозвенные и пластинчатые.

В сварных цепях (ГОСТ 2319–70) (рис. 10.2, а) звенья цепи изготавливаются кузнечно-горновой или электроконтактной сваркой из сталей марок сталь 3Ц по ГОСТ 924–64 ($\sigma_b = 370–450$ МПа), Ст 2 и Ст 3 по ГОСТ 380–71 ($\sigma_b = 340–420$ МПа) и стали 10 по ГОСТ 1050–60 ($\sigma_b = 300$ МПа).

Сварные цепи нормальной прочности могут быть коротко- и длиннозвенные, калиброванные и некалиброванные (в соответствии с ГОСТ 2319–81). Короткозвенной называется цепь, длина звеньев L которой не превышает $5d$, а ширина $B \leq 3,5d$ (d – диаметр прутка); остальные цепи относятся к длиннозвенным.

Размер калиброванной цепи (рис. 10.2, а) характеризуется диаметром прутка d , шириной звена B , внутренним размером b и шагом t , а некалиброванной цепи (рис. 10.2, б) – шириной B и длиной звена L .

Достоинствами сварных цепей являются их дешевизна и большая гибкость во всех направлениях, что допускает применение блоков малых диаметров. К недостаткам сварных цепей относятся внезапное их разрушение в результате плохого качества

сварки или скрытых пороков металла хотя бы одного звена и усталости металла, а также значительное вытягивание цепей под нагрузкой и большой износ. Вследствие этих недостатков сварные цепи применяются в грузовых подвесках машин, работающих с малыми скоростями (до 0,3 м/с) и при грузоподъемности до 5 т.

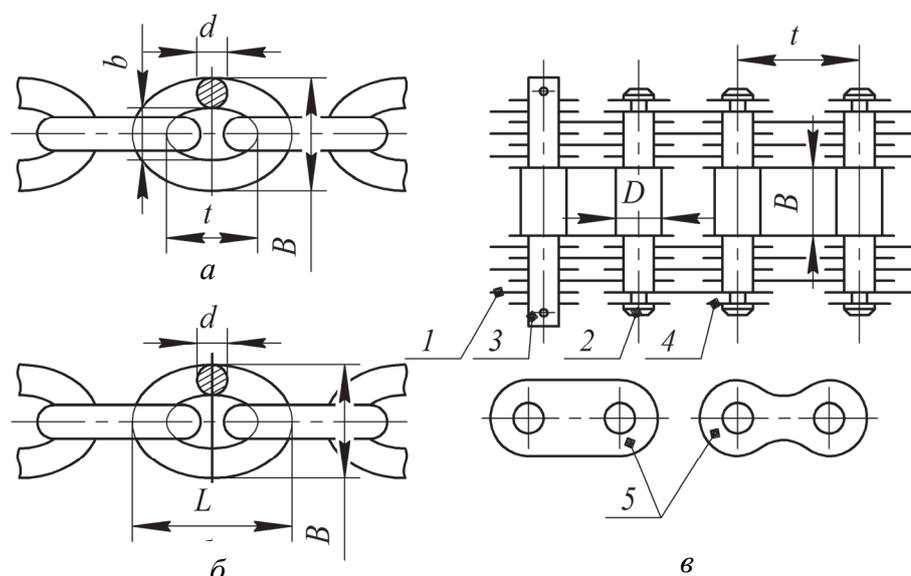


Рис. 10.2. Грузовые цепи:

- a* – сварная калиброванная; *б* – сварная некалиброванная;
в – пластинчатая шарнирная:
 1 – пластина; 2 – валик; 3 – валик разъема; 4 – шайба;
 5 – типы пластин: простая и фасонная соответственно

Калиброванные цепи применяют в подъемных механизмах с ручным и машинным приводами. При подъеме груза цепь укладывают в углубления, имеющиеся в блоках-звездочках с соответствующими профилированными ручьями. Для правильной совместной работы цепи и блока используют только калиброванные цепи с жесткими допусками в размерах. Некалиброванной цепью можно пользоваться только при работе с гладким барабаном или блоком.

Сварные цепи рассчитывают только на растяжение, хотя в действительности звенья испытывают и напряжения изгиба. Во избежание значительных напряжений изгиба в звеньях цепи диаметр блока или барабана принимают равным $20d$ при ручном приводе и не менее $30d$ при машинном приводе.

Расчет цепей ведут по формуле (10.1), при этом наименьший допускаемый коэффициент запаса прочности $[k]$ принимается для

некалиброванных цепей 3–6 и калиброванных при ручном приводе – 3 и машинном – 6–8; для обвязки груза и строп – 5.

Грузовые *пластинчатые цепи* имеют по сравнению со сварными следующие достоинства: высокую прочность (детали цепи изготавливают из качественной стали), большую безопасность (своевременное обнаружение дефектов в одиночных пластинах цепи до разрушения всей цепи) и большую гибкость в направлении движения, что допускает применение приводных и направляющих звездочек малых диаметров. Пластинчатые цепи имеют и недостатки, ограничивающие их применение: значительный износ в шарнирах, особенно при работе в пыльном помещении, и возможность поворота звеньев только в одном направлении вокруг шарниров.

Пластинчатая цепь (рис. 10.2, в) состоит из штампованных пластин, собираемых на валики, концы которых расклепывают на шайбе или без шайбы, либо закрепляют шплинтованием валиков с подкладкой шайбы.

В зависимости от грузоподъемности пластинчатые цепи изготавливают одно-, двух-, трех-, четырех- и шестирядными. В многорядных цепях из-за неточности изготовления пластин и неоднородности металла, а также вследствие несимметричного приложения нагрузки усилие между пластинами распределяется неравномерно. Эта неравномерность растет с увеличением числа пластин.

Пластинчатые цепи применяют в грузоподъемных машинах, работающих с небольшими скоростями, обычно до $V = 0,25\text{--}0,35$ м/с (предельно до $V = 1,5$ м/с). Размер пластинчатой цепи (ГОСТ 191–89) характеризуется номинальным шагом цепи t и разрушающей нагрузкой. Расчет цепи ведется по формуле (10.1). Наименьший коэффициент запаса прочности $[k]$ принимают равным 3 при ручном приводе и 5 при машинном.

Стропы для крепления и подвески груза. Стропы предназначены для подъема, горизонтального и наклонного перемещения грузов. Поднимаемый груз можно подвешивать на одинарном стропе или на стропах, имеющих две и более ветвей.

Стропы бывают канатные (стальные и пеньковые), цепные и из полотнищ для единичных и пакетных грузов, с ручной или автоматической отцепкой груза.

Для стальных строп наилучшими являются гибкие канаты, имеющие большое число проволок (6×24 , 6×37 и 6×61). Цепные стропы изготавливают из сварных некалиброванных короткозвен-

ных цепей. Звенья цепных стропов изготавливают из стали 20 или стали МСГ-Зсп. Стропы из парусиновых полотнищ окаймляют по контуру пеньковым канатом.

Условия работы стропов неблагоприятные (резкие перегибы, быстрая загрязняемость, влажность и т. д.). При определении размеров стропов допускаемые напряжения принимают пониженными по сравнению с допускаемыми напряжениями для соответствующих материалов при нормальных условиях работы.

Допускаемые напряжения в материале стропа при расчете принимают следующими (МПа): стальной – 120, цепной – 30, пеньковый – 5, хлопчатобумажный тканый – 2.

Весьма перспективны для подъема грузов (особенно тех, где требуется хорошая сохранность поверхности) стропы-ленты из полиамидной ткани или ленты с каркасом из стальных тонких канатов, находящихся в оболочке из пластмассы.

Для обеспечения безопасной работы ГПМ необходимо надежно крепить концы каната с образованием петли. Исходя из производственного опыта, рекомендуются следующие способы крепления (рис. 10.3).

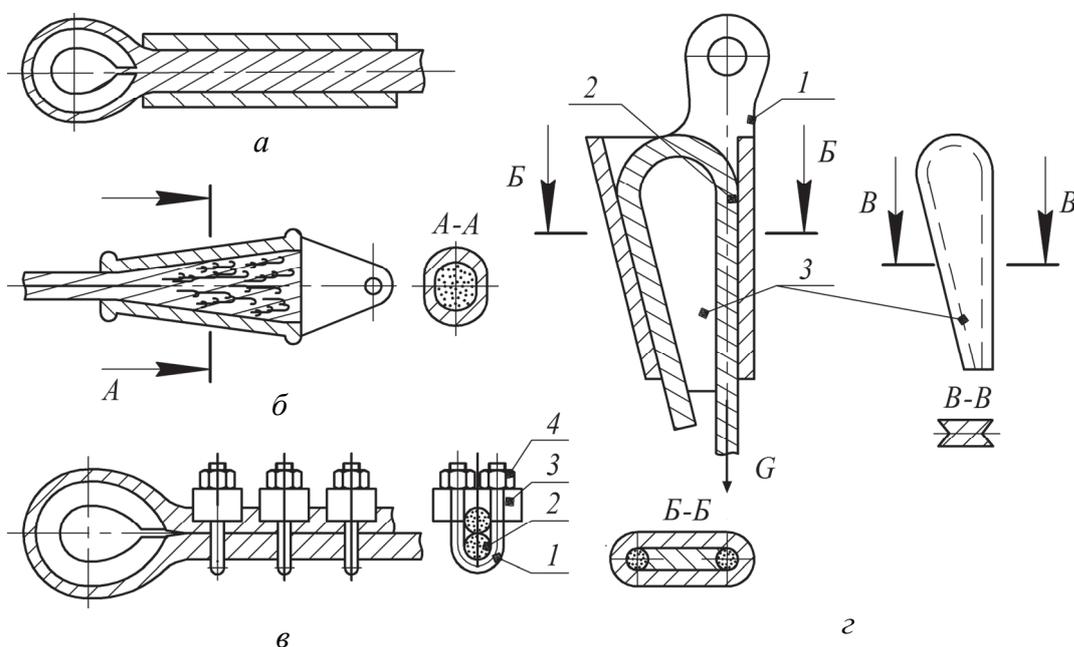


Рис. 10.3. Схемы крепления канатов:
а – заплеткой; *б* – коушем с заливкой; *в* – зажимами:
 1 – скоба; 2 – канат; 3 – планка; 4 – гайка;
г – клиновым зажимом: 1 – корпус; 2 – канат; 3 – клин

С целью предотвращения смятия, излома и износа каната в петлю каната обязательно закладывается коуш 3 (рис. 10.4) – стальное фасонное кольцо желобчатого сечения, размеры которого соответствуют диаметру каната по ГОСТ 2224–93.

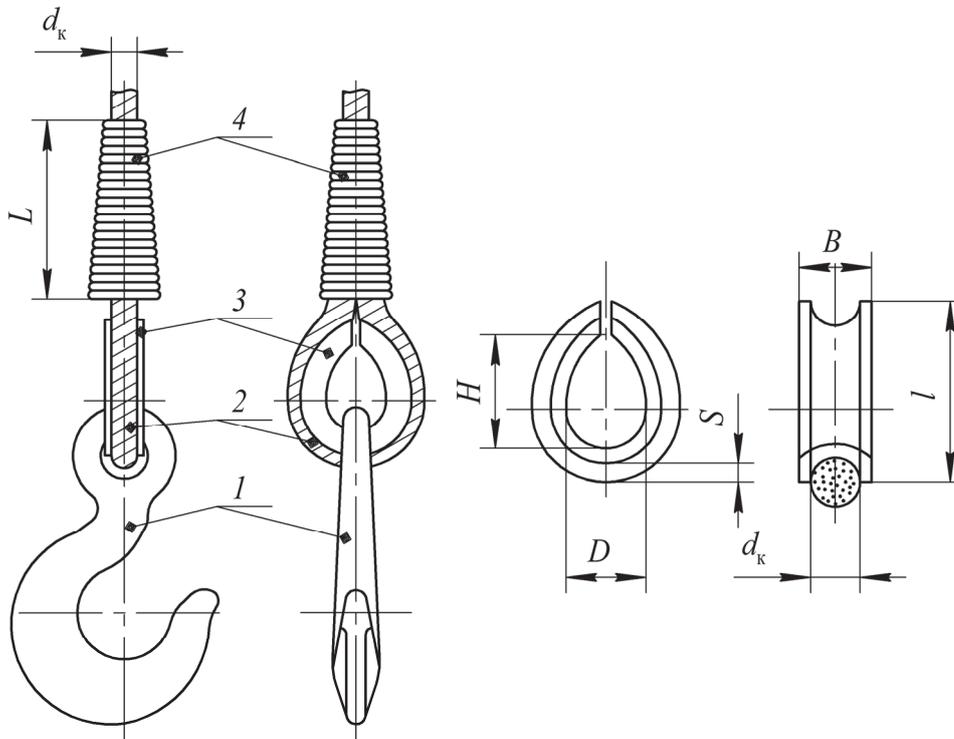


Рис. 10.4. Крепление каната к крюку:
1 – крюк; 2 – канат; 3 – коуш; 4 – оплетка

Петля может быть образована тремя способами: путем вплетения прядей расплетенного конца каната (с обязательным удалением органического сердечника) в его основную ветвь с последующей оплеткой каната стальной проволокой (рис. 10.4) или путем опрессовки толстостенной втулки (рис. 10.3, а) или отдельных колец в специальных штампах, при этом длина участка конца каната должна быть $L \geq 20d$; с помощью зажимов (рис. 10.3, в), количество которых определяется расчетом, но не должно быть меньше трех.

Очень надежным является крепление конца каната в стальной конической втулке (рис. 10.3, б) путем заливки расплетенного конца каната (с вырезанным органическим сердечником) обезжиренного, протравленного кислотой и промытого в горячей воде, с

загнутыми концами проволок в подогретую до 100°С стальную коническую втулку баббитом, свинцом или цинком. Получается монолитное соединение, отличающееся повышенной надежностью. На рис. 10.3, *г* показан широко применяемый способ крепления конца каната с помощью желобчатого клина, позволяющий осуществлять быструю сборку и разборку соединения.

Описание лабораторной установки

Определение основных параметров тяговых органов осуществляется на натуральных образцах стальных проволочных канатов, сварных и пластинчатых цепей.

Порядок выполнения работы

1. Измерив размеры элементов образца каната с помощью штангенциркуля, заполнить табл. 10.3 и составить структурную формулу каната.

Таблица 10.3

Параметры каната

Диаметр каната d_k , мм	Количество прядей, шт.	Материал сердечника	Количество проволок в пряди, шт.			Количество проволок в канате, шт.			Площадь проволок A , мм ²			Площадь сечения проволок $\sum A$, мм ²	Шаг пряди, мм
			тонких	средних	толстых	тонких	средних	толстых	тонких	средних	толстых		

2. Выбрать (по согласованию с преподавателем) для каната маркировочную группу каната с пределом прочности проволок $\sigma_b = 1372, 1568, 1764$ или 1960 Н/мм²; величину агрегатной прочности принять равной $k_{арг} = 0,82$ от суммарной прочности проволок. Определить величину разрывной нагрузки каната по формуле

$$F_{разр} = k_{арг} \sigma_b \sum A. \quad (10.2)$$

3. Задавшись типом привода и режимом работы из табл. 10.2, выбрать величину допускаемого коэффициента запаса прочности

Содержание отчета

Название и цель лабораторной работы; классификация гибких грузонесущих органов, рис. 10.1–10.4, табл. 10.3–10.6.

Контрольные вопросы

1. По каким признакам классифицируют канаты и цепи?
2. Как определить фактический коэффициент запаса прочности грузоподъемного несущего гибкого органа?
3. Преимущества и недостатки канатов, сварных и пластинчатых цепей.
4. Как выбрать канат по заданной грузоподъемности?
5. Каким образом устанавливается работоспособность стального каната?

ИЗУЧЕНИЕ ГРУЗОЗАХВАТНЫХ УСТРОЙСТВ ГРУЗОПОДЪЕМНЫХ МАШИН

Цель работы: изучение принципа работы грузозахватных устройств грузоподъемных машин (ГПМ); выполнение анализа конструктивного исполнения крюка, клещевого и эксцентрикового захватов.

Инструменты: штангенциркуль.

Подготовка к выполнению работы: ознакомиться с теоретическим материалом по грузоподъемным устройствам [5, с. 82–86, 115–121; 6, с. 524–534].

Общие сведения

Грузозахватные приспособления ГПМ служат для подвешивания грузов к гибкому органу подъемного механизма. Для переноса разнородных грузов кран оборудуется универсальным грузозахватным приспособлением – крюком (рис. 11.1, 11.2) или петлей (рис. 11.3), к которым с помощью вспомогательных элементов (строп, клещей, электромагнитов, ковшей и т. п.) можно подвешивать различные грузы.

Для повышения производительности в случае работы с однородными грузами (плиты, листы, ящики, контейнеры, бочки, сыпучие материалы и т. п.) его оборудуют специальными грузозахватными устройствами (клещевые и эксцентриковые захваты, рейферы). Это позволяет упростить и ускорить закрепление и освобождение груза (рис. 11.5, 11.6) и тем самым повысить производительность.

Грузовые крюки (рис. 11.1) изготавливаются ковкой или штамповкой из низкоуглеродистой стали 20 или стали 20Г. Применение литых стальных крюков ограничивается возможностью образования внутренних дефектов металла при отливке. Механической обработке подвергается только хвостовик крюка, на котором нарезается резьба, с помощью которой крюк закрепляется в траверсе крюковой подвески. По форме крюки подразделяются на однорогие (рис. 11.1, а) по

ГОСТ 6627–74 и двурогие (рис. 11.2, б) в соответствии с ГОСТ 6628–73 и имеют форму, обеспечивающую минимальные размеры и вес при достаточной прочности, одинаковой во всех сечениях.

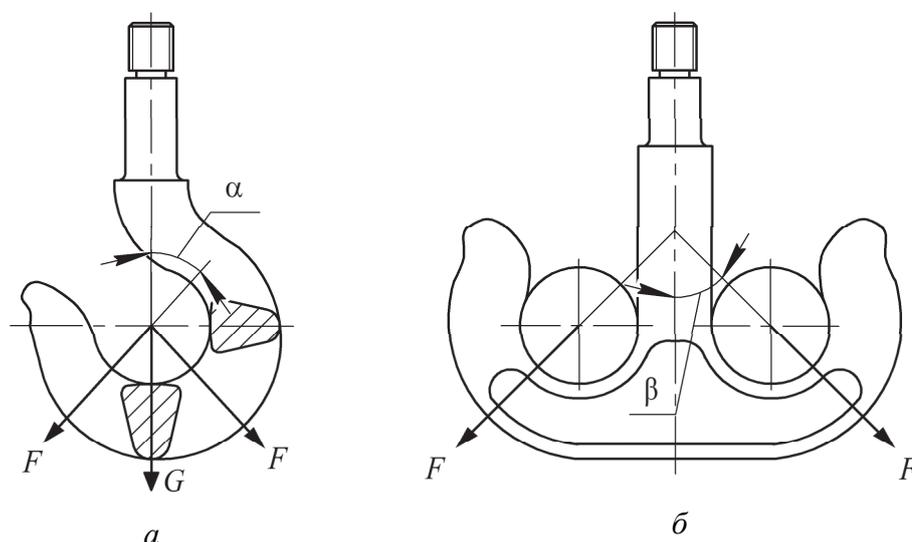


Рис. 11.1. Грузовой крюк:
а – однорогий; б – двурогий

Для кранов большой грузоподъемности применяют **пластинчатые** однорогие (рис. 11.2, а) и двурогие **крюки** (рис. 11.2, б) по ГОСТ 6619–65, собираемые из отдельных элементов, вырезанных из мартеновской листовой стали.

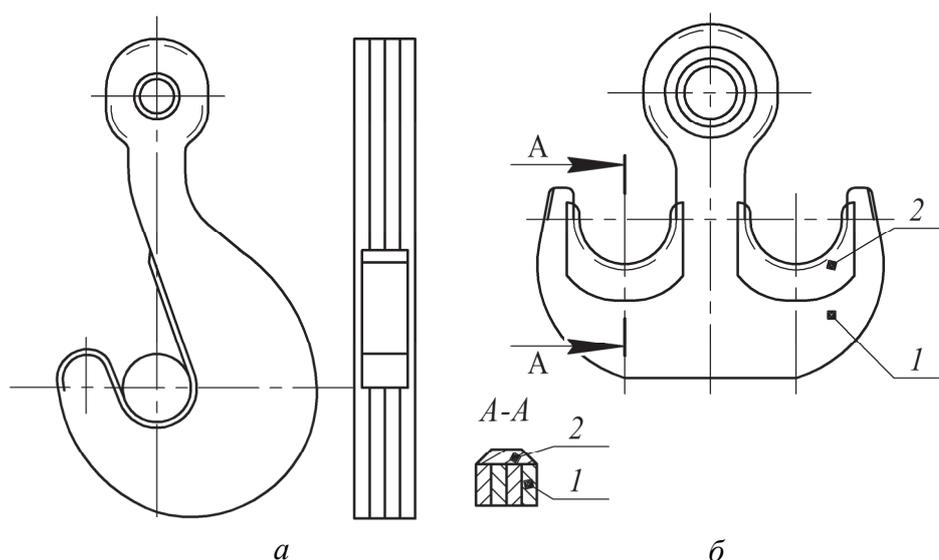


Рис. 11.2. Пластинчатые крюки:
а – однорогий; б – двурогий; 1 – пластины; 2 – накладка

Для равномерного распределения нагрузки между пластинами в зевах крюков помещают накладки, изготовленные из мягкой стали. Эти крюки легче кованных и не требуют для изготовления мощного прессового оборудования.

Кроме грузовых крюков в грузоподъемных машинах применяются цельнокованные и составные *грузовые петли* (рис. 11.3). Грузовые цельнокованные (рис. 11.3, а, б) и составные (рис. 11.3, в) петли намного компактнее крюков, но требуют повышенных трудозатрат при зачаливании груза из-за необходимости продевания строп в отверстие петли. Форма и размер петли не стандартизированы и поэтому требуют обязательного расчета на прочность.

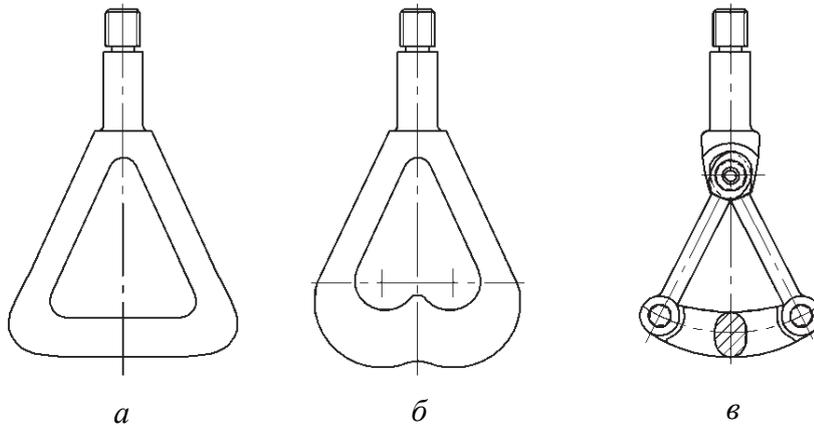


Рис. 11.3. Грузовые петли:
а, б – цельнокованные; в – составная

Для обвязки груза при его прикреплении к крюку применяются различные виды строп (рис. 11.4), изготавливаемых из стальных или пеньковых канатов либо сварной цепи. Во избежание повреждения транспортируемого изделия стропы, изготовленные из стального каната, иногда покрываются предохранительной пленкой из пластмасс или резины. Стropы накладываются на груз без узлов и петель, на острые ребра груза подкладываются специальные подкладки, предохраняющие стропы от повреждения.

При работе грузоподъемной машины со штучными грузами определенной формы и размера для сокращения времени, затрачиваемого на подвеску и освобождение грузов, а также с целью уменьшения потребности ручного труда применяются специальные захваты, которые подвешиваются к крюку, соответствуют форме и свойствам грузов. При их конструировании стремятся обеспечить

надежность их действия, удовлетворить требования техники безопасности, создать малогабаритные захваты, предотвратить порчу груза при его захватывании и сократить ручные операции.

Клещевые захваты относят к специализированным захватам, служащим для захвата штучных грузов, имеют рычажную систему в виде ножниц (рис. 11.5) и удерживают груз силами трения, возникающими между захватом и грузом.

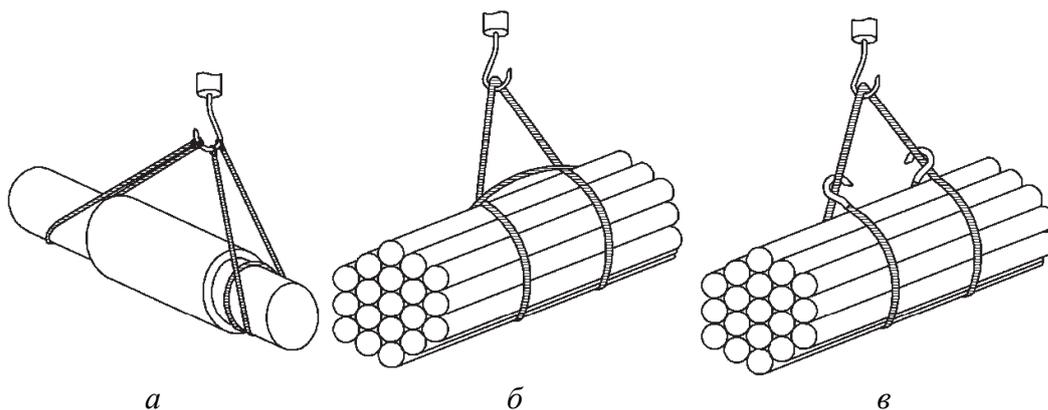


Рис. 11.4. Конструкции стропов

При расчете клещевых захватов (рис. 11.5, в) исходят из предположения, что при подъеме груза сила трения между упорами клещей и грузом затягивает клещи и должно выполняться следующее условие:

$$2F_{\text{тр}} > G \quad (11.1)$$

или

$$2F_{\text{тр}} = kG,$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения между упорами и грузом, Н; G – вес груза, Н; k – коэффициент запаса неподвижности, который зависит от режима работы механизма и для практических расчетов принимается равным 1,25–1,5.

В свою очередь $F_{\text{тр}} = fF_n$, где f – коэффициент трения между упорами клещей и грузом, принимаемый по табл. 11.1; F_n – нормальная сила, действующая упорами клещей на груз.

Если подставить в формулу (11.1) значение $F_{\text{тр}}$ и выразить отсюда нормальную силу F_n , получим

$$F_n = \frac{kG}{2f}. \quad (11.2)$$

Таблица 11.1

Коэффициенты трения

Груз	Состояние поверхности упоров захвата	
	гладкие	рифленые
Сталь	0,12–0,15	0,3–0,4
Камень	0,2–0,25	0,4–0,5
Дерево	0,3–0,35	0,6–0,8

Рассмотрим действие сил на груз и захват. Проанализировав действие сил в шарнирах A и B (рис. 11.5, в), можно увидеть, что возникает неуравновешенная сила F_c , которая стремится сложить захват от собственного веса захвата и тем самым создать первоначальную силу трения между упором захвата и грузом.

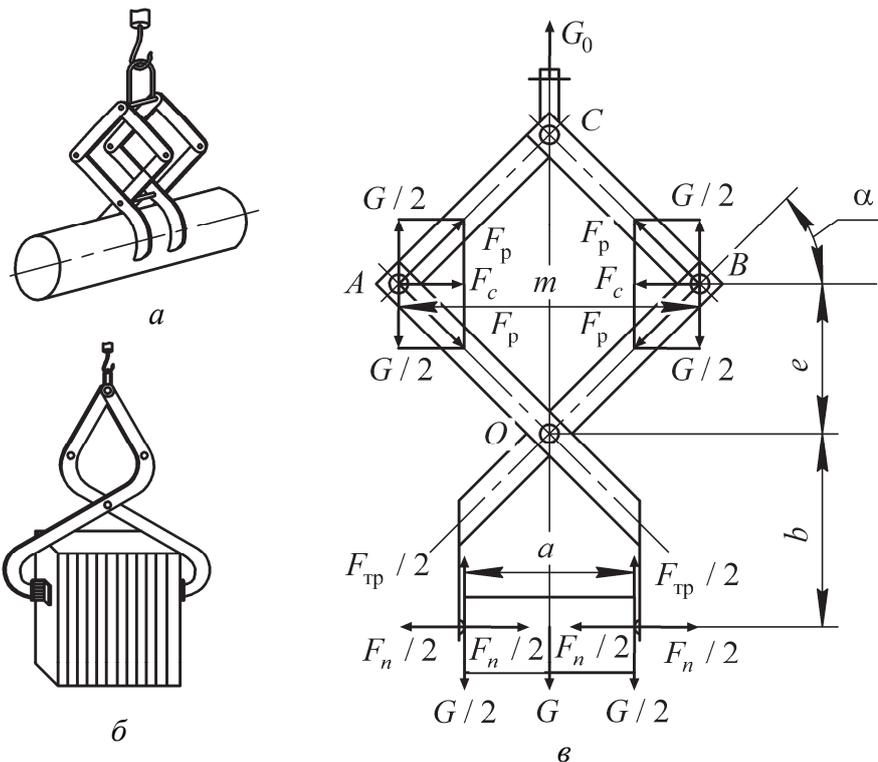


Рис. 11.5. Клещевые захваты:

 a – для цилиндрических заготовок; b – набора плит; в – схема сил в рычагах клещевого захвата

Поскольку захват симметричный, то достаточно рассмотреть действие сил на один рычаг захвата. Составим сумму моментов сил, действующих на рычаг относительно точки O

$$\sum M_O = -\frac{F_n b}{2} + \frac{Ga}{2 \cdot 2} + F_c e - \frac{Gm}{2 \cdot 2} = 0. \quad (11.3)$$

Из треугольника сил в шарнире A и B найдем силу F_c

$$F_c = \frac{G}{2 \operatorname{tg} \alpha}, \quad (11.4)$$

где α – угол наклона рычагов к горизонтали.

Из уравнения (11.3) выразим нормальную прижимную силу F_n , которая создает необходимую силу трения для удержания груза:

$$F_n = \frac{G}{2b} \left(\frac{a}{2} - \frac{m}{2} + \frac{e}{\operatorname{tg} \alpha} \right). \quad (11.5)$$

Эксцентриковые захваты предназначены для подъема листовых материалов. Груз удерживается силами трения между эксцентриками и грузом, грузом и скобой. Конструктивной особенностью захватов является то, что центр радиуса дуги эксцентрика находится выше его центра вращения на величину эксцентриситета b , что позволяет при повороте эксцентрика вокруг своей оси вращения увеличивать (при подъеме) или уменьшать (при опускании) зазор между дугой эксцентрика и опорной поверхностью скобы (где зажимается груз).

В начале подъема под собственным весом эксцентрик (рис. 11.6, a) прижимается к листу в точке A и создает первоначальную силу трения между грузом и эксцентриком. В дальнейшем вес подвешенного груза за счет силы трения увлекает эксцентрик вниз и тем самым прижимает груз к упору рамки захвата и создает достаточную силу трения для удержания груза. Чем больше масса груза, тем больше прижимная сила.

Условие удержания груза при его подъеме можно записать в виде

$$G_{\text{гр}} > F_1 + F_2$$

или

$$G_{\text{гр}} = k(F_1 + F_2), \quad (11.6)$$

где $G_{\text{гр}}$ – вес груза, Н; F_1 – сила трения между эксцентриком и грузом, Н; F_2 – сила трения между грузом и скобой, Н; k – коэффициент запаса неподвижности, принимаемый в зависимости от режима работы 1,25–1,5.

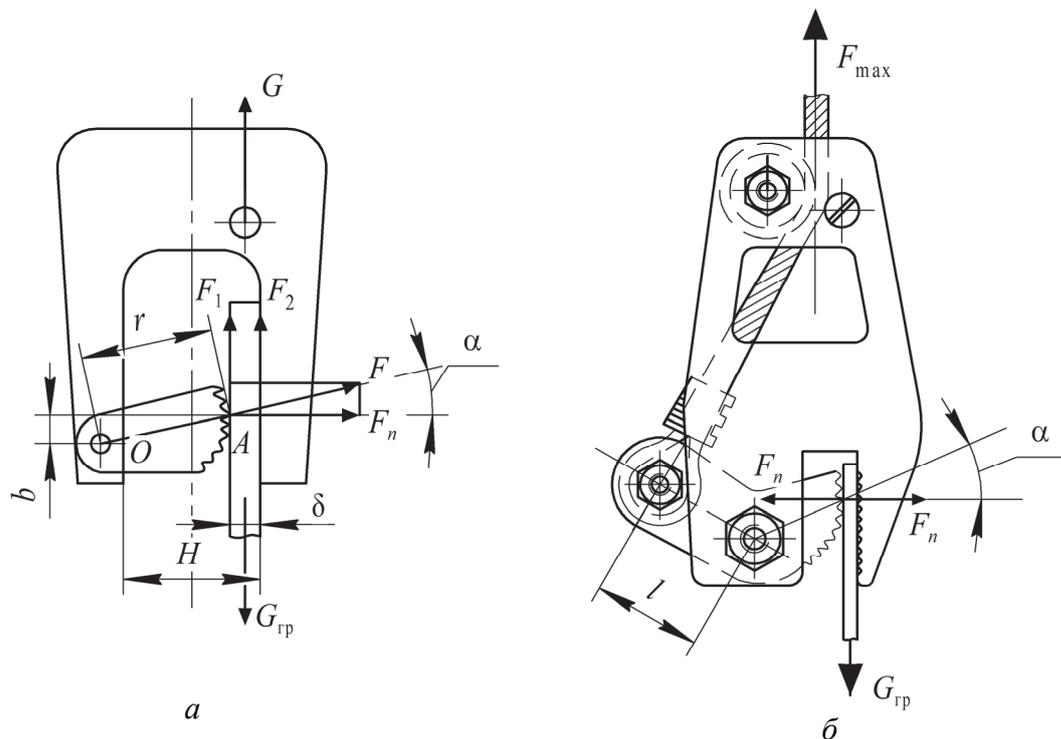


Рис. 11.6. Эксцентриковые захваты:
 а – гравитационно-затягивающий; б – рычажно-кулачковый

Силы трения определяются зависимостями:

$$F_1 = F_n f_1, F_2 = F_n f_2, \quad (11.7)$$

где F_n – нормальная сила; f_1 – коэффициент трения между эксцентриком и грузом, f_2 – коэффициент трения между грузом и скобой.

Из уравнения моментов относительно оси вращения эксцентрика (точка O) получим:

$$F_n r \sin \alpha - k F_n f_1 r \cos \alpha - k F_n f_2 (r \cos \alpha + \delta) = 0, \quad (11.8)$$

где r – радиус вращения эксцентрика; δ – толщина поднимаемого листа, откуда

$$\sin \alpha - k f_1 \cos \alpha - k f_2 \left(\cos \alpha + \frac{\delta}{r} \right) = 0$$

или

$$\operatorname{tg} \alpha = k \left(f_1 + f_2 \left(1 + \frac{\delta}{r \cos \alpha} \right) \right). \quad (11.9)$$

Из последнего выражения назначаются соотношения между параметрами эксцентрикового захвата.

Электромагниты постоянного тока широко применяются для подъема стальных и чугунных грузов весом до 30 т. Использование электромагнита (рис. 11.7) устраняет ручной труд при зачаливании груза, однако существует повышенная опасность падения груза или его частей даже при нормальной работе устройства. Подъемная сила электромагнита сильно зависит от типа, формы и температуры груза. Например, электромагнит М42 диаметром 1670 мм, поднимающий стальную плиту массой 16 т, может поднять только 200 кг стальной стружки. При температуре материала выше 200°C подъемная сила уменьшается и при 700°C и выше она практически равна 0.

Электромагнит состоит из стального (сталь 25Л) корпуса 1, подвешенного цепями 2 к крюку крана. Постоянный ток по гибкому кабелю, автоматически наматываемому и сматываемому со специального кабельного барабана через клеммовую коробку 3, подается на катушки 4, защищенные снизу листами из марганцовистой стали 5.

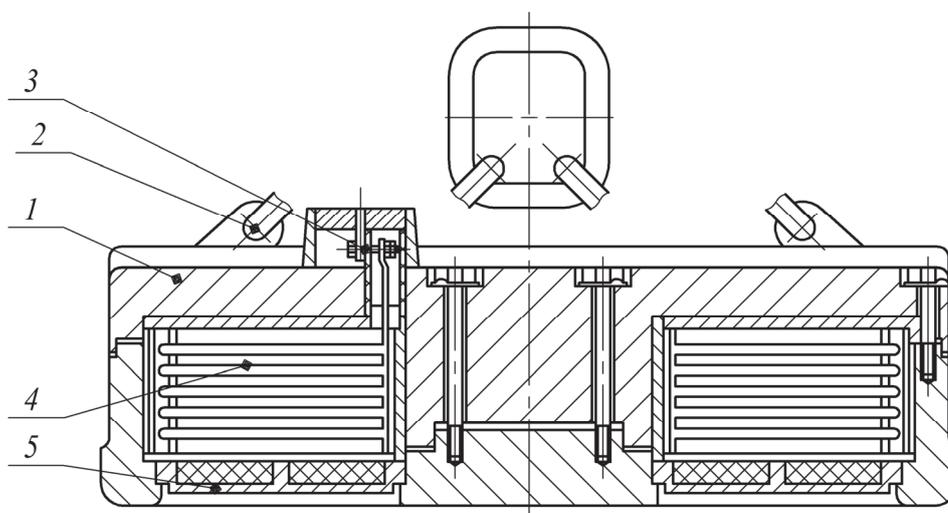


Рис. 11.7. Электромагнит:
1 – корпус; 2 – цепи; 3 – клеммовая коробка;
4 – катушка; 5 – защитные листы

Вакуумные захваты (рис. 11.8) применяют для транспортирования листовых материалов с различными свойствами.

Захват состоит из металлического диска 2 с центральным отверстием и из эластичного резинового герметизирующего кольца 1. Диск соединяется гибким шлангом 3 с вакуумным насосом,

приводимым в действие от электродвигателя. Захват для самоустановки покачивается на шарнире 4, опирающемся на листовую пружину 5. Для отключения захвата шланг 3 перекрывается краном 6.

По сравнению с электромагнитами захваты транспортируют различные, в том числе и немагнитные, материалы при значительно меньшей массе захватов. Преимуществом их также является большая безопасность работы (благодаря использованию дополнительных резервуаров) и устранение прогибов при транспортировании несколькими захватами длинномерных предметов. На 1 кг массы груза требуется 120–130 мм² активной площади вакуумного захвата, т. е. захват диаметром 608 мм поднимает груз массой до 1 т.

Вакуумные захваты имеют ряд преимуществ по сравнению с электромагнитными: возможность перемещать грузы из любых материалов (металл, бетон, дерево, стекло, пластмасса и др.), сокращается время на захват и транспортирование грузов, повышается безопасность проведения работ, значительно снижается масса захвата.

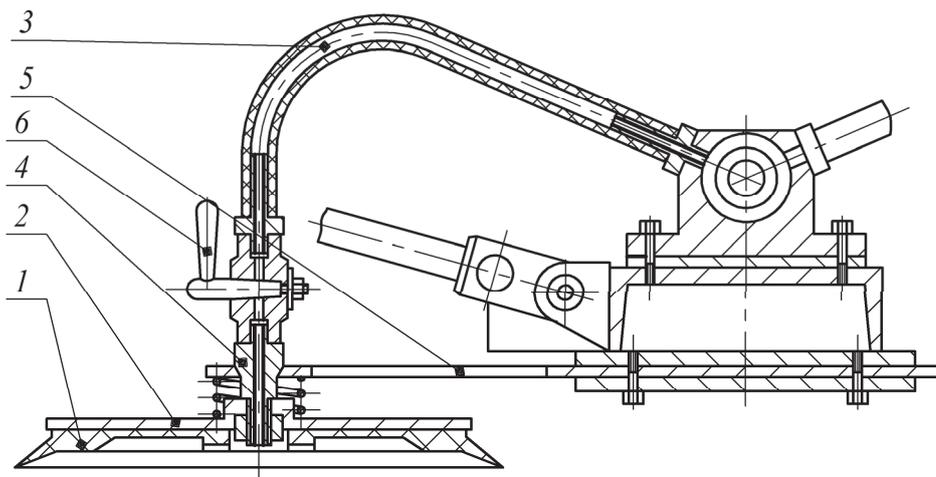


Рис. 11.8. Вакуумный захват:

1 – эластичное кольцо; 2 – металлический диск;
3 – гибкий шланг; 4 – шарнир; 5 – опорная пружина; 6 – кран

Для порционного транспортирования груза применяются **ковши**, **бадья** и **грейферы**. Разгрузка бадей и ковшей производится путем опускания дна или опрокидывания через край. Загрузка бадей является одной из самых трудоемких операций, часто требующих применения ручного труда. Автоматизация захвата грузов и разгрузка решается путем применения автоматических грузозахватных устройств – грейферов (рис. 11.9).

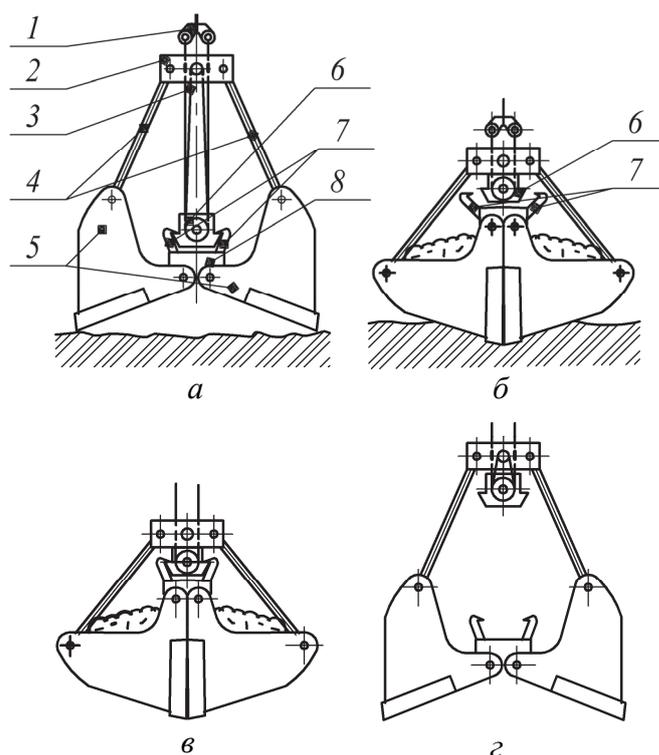


Рис. 11.9. Грейфер:

- a* – начало захвата груза; *б* – перемещение груза;
в – освобождение захвата; *г* – положение грейфера после разгрузки;
 1 – скоба; 2 – верхняя траверса; 3 – канат; 4 – тяги;
 5 – челюсти; 6 – головка; 7 – захваты; 8 – нижняя траверса

Грейфер состоит из двух челюстей 5, соединенных шарнирно нижней траверсой 8. Тяги 4 соединяют челюсти с верхней траверсой 2. Канатом 3 подвижная головка 6 соединяется с верхней траверсой 2 и со скобой 1, при помощи которой грейфер навешивается на крюк механизма подъема.

Грейферы по кинематике подразделяются на канатные (в том числе многоканатные) – приводятся в действие канатами, на которых они подвешиваются, и приводные – с расположением на грейфере привода загрузки и разгрузки. Наиболее широко применяются одноканатные съемные грейферы (рис. 11.9), позволяющие использовать кран как для работы с крюком, так и для работы с грейфером. После освобождения грейфера (рис. 11.9, *г*) он перемещается на место загрузки и опускается на подымаемый материал. Головка 6 опускается и происходит захват с нижней траверсой 8 (рис. 11.9, *a*). При подъеме челюсти начинают смыкаться и под действием своей массы грейфер зачерпывает груз (рис. 11.9, *б*).

После смыкания челюстей и перемещения к месту разгрузки грейфер опускается на поверхность места разгрузки, при этом захваты 7 раскрываются и головка b отсоединяется от нижней траверсы 8 (рис. 11.9, в). Подъем скобы 1 вызывает подъем верхней траверсы 2, что приводит к раскрытию грейфера и его опорожнению.

Раскрытия грейфера можно достичь и не опуская его на поверхность, а приводя в действие запорное устройство с помощью тросика или цепи. Для работы с кусковыми грузами (руда, камни, скрап) используют многочелюстные грейферы с челюстями клиновидной формы, которые легко проходят между кусками материала, что обеспечивает хорошее заполнение грейфера.

Описание лабораторной установки

В качестве объектов лабораторной работы используются натурные образцы однорогого кованого крюка (рис. 11.1), клещевого (рис. 11.5) и эксцентрикового (рис. 11.6) захватов.

Порядок выполнения работы

1. Измерить параметры клещевого захвата (рис. 11.5, в) в трех положениях (в крайних верхнем, нижнем и среднем). Путем геометрических замеров рычагов определить угол α . Данные занести в табл. 11.2 и рассчитать нормальную силу прижатия по формуле (11.5).

Таблица 11.2

Параметры клещевого захвата

Положение	Угол наклона α , град	Размеры, мм				Нормальная сила F_n , Н
		a	b	e	m	
Верхнее						
Среднее						
Нижнее						

2. Найти грузоподъемность эксцентрикового захвата, приняв коэффициенты трения $f_1 = 0,3$ и $f_2 = 0,15$. Геометрически определить угол α по заданной толщине поднимаемого груза δ (по согласованию с преподавателем). Вычислить нормальную силу прижатия из формулы (11.8). Найти силы трения по формулам (11.7). Определить грузоподъемность по выражению (11.6). Все значения свести в табл. 11.3.

Таблица 11.3

Данные расчета эксцентрикового захвата

α , град	δ , мм	r , мм	F_1 , Н	F_2 , Н	F_n , Н	Q , Н
-----------------	---------------	----------	-----------	-----------	-----------	---------

Содержание отчета

Название и цель работы; рисунок однорогового кованого крюка; кинематические схемы с действующими силами для клещевого (рис. 11.5, *в*) и эксцентрикового (рис. 11.6, *а*) захватов; табл. 11.2, 11.3.

Контрольные вопросы

1. За счет чего удерживается груз в клещевых и эксцентриковых захватах?
2. Чем определяется максимальная масса груза, при использовании вакуумного захвата?
3. Преимущества и недостатки грейферов различного типа.
4. Достоинства и недостатки грузовых петель.

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ КРЮКОВЫХ ПОДВЕСОК

Цель работы: изучение конструкций крюковых подвесок; определение пригодности подвески к эксплуатации.

Инструменты: штангенциркуль.

Подготовка к выполнению работы: ознакомиться с теоретическим материалом по крюковым подвескам [5, с. 82–86, 115–121; 6, с. 524–534].

Общие сведения

В полиспастной системе для соединения гибкого грузонесущего органа с грузом используется крюковая подвеска. В зависимости от массы поднимаемого груза и вида ГПМ подвески могут быть нормальные и укороченные.

Нормальная подвеска (рис. 12.1) состоит из: подвижного блока 1, установленного на подшипниках качения 2 на оси блока 3; крышки подшипников 4 с уплотнениями, защищающими подшипник от загрязнений и вытекания смазки; траверсы 5 с отверстием посередине, сквозь которое проходит хвостовик крюка 6 с гайкой 7 крюка; шарикового упорного подшипника 8, служащего опорой для гайки; винта 9 вместе с торцевой шайбой 10, которая предохраняет гайку от самоотвинчивания; серьги 11, соединяющей ось блоков с цапфами траверсы; защитных листов 12 из листовой стали, служащих для предохранения блоков от случайных ударов и сбрасывания каната с блоков; стопорных планок 13, фиксирующих траверсу 5 от осевого перемещения; стопорной шайбы 14, фиксирующей ось блоков; замка 15, предотвращающего самопроизвольное выпадение строп с грузом.

В верхней части подвеска снабжена дополнительно осью 16 для закрепления конца каната при использовании подвески в простом полиспасте с нечетной кратностью.

Укороченная подвеска (рис. 12.2) отличается от нормальной тем, что подвижные блоки 1 и крюк 6 закреплены на поперечине 3. Участок поперечины, на котором установлен блок, называется

цапфой. Блоки установлены на радиальных подшипниках 2, закрытых крышками 4. Для возможности поворота груза при выполнении монтажных работ, хвостовик крюка подвески в поперечине устанавливается на упорный подшипник 8, а на нарезанную часть хвостовика навинчивается гайка 7, которая защищена от произвольного самоотвинчивания торцевой шайбой 10 с винтами 9. Защитные листы 12 блоков подвески закреплены стопорными шайбами 11.

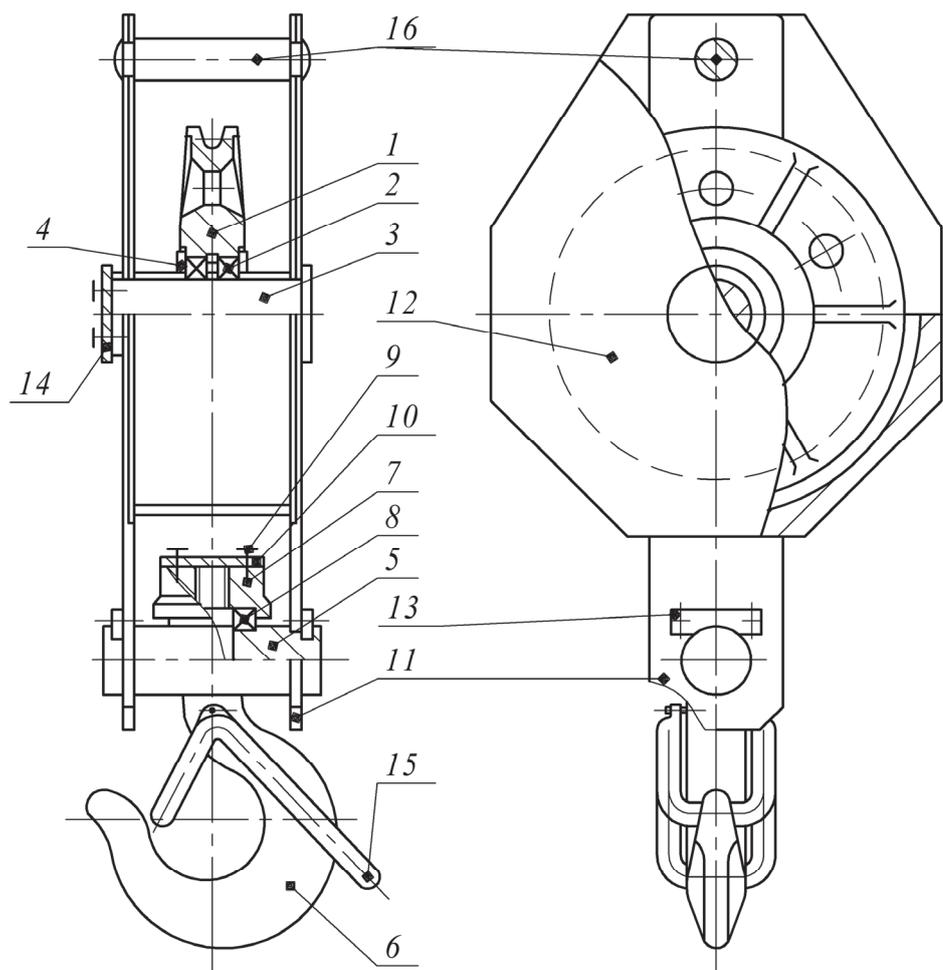


Рис. 12.1. Нормальная подвеска:

- 1 – блок; 2 – радиальный подшипник; 3 – ось блока;
 4 – крышка подшипника; 5 – траверса; 6 – крюк; 7 – гайка;
 8 – упорный подшипник; 9 – винт; 10 – торцевая шайба; 11 – серьга;
 12 – защитный лист; 13 – стопорная планка; 14 – стопорная шайба;
 15 – замок; 16 – ось крепления свободного конца каната

Укороченная подвеска проще по конструкции. Однако ее использование возможно только при четном количестве блоков.

Описание лабораторной установки

В качестве объектов лабораторной работы используются натурные образцы нормальной и укороченной подвесок.

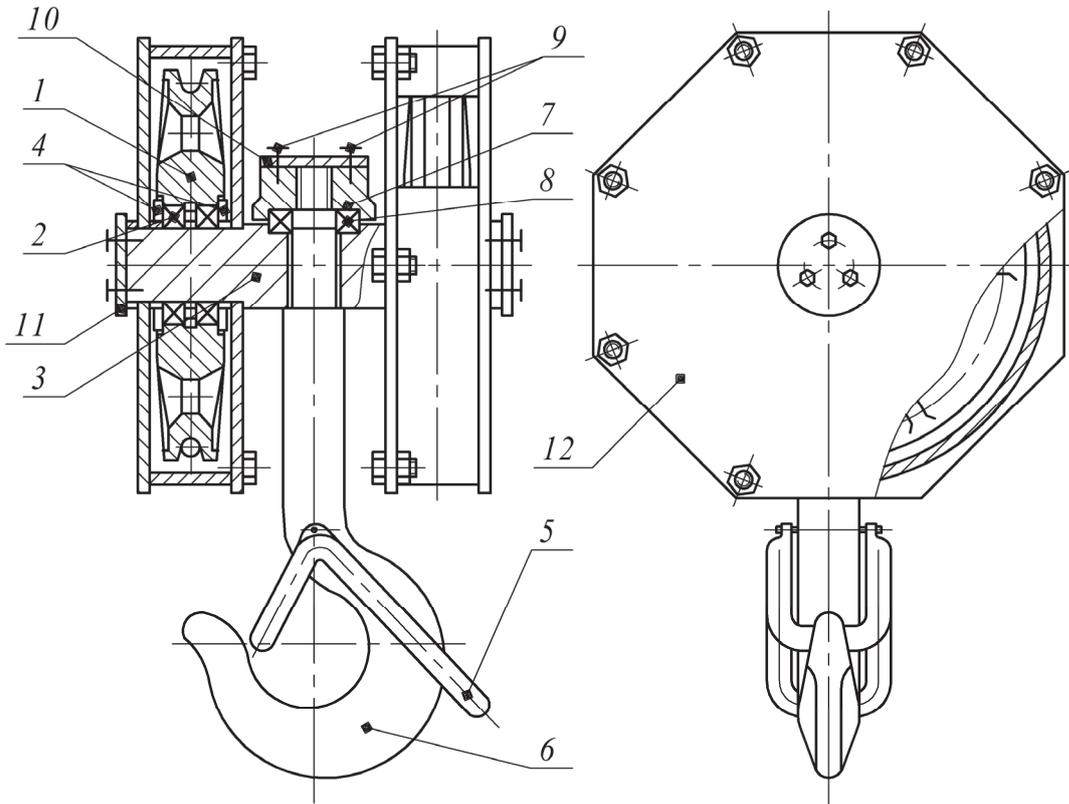


Рис. 12.2. Укороченная подвеска:

- 1 – блок; 2 – радиальный подшипник; 3 – поперечина;
 4 – крышка подшипника; 5 – замок; 6 – крюк; 7 – гайка;
 8 – упорный подшипник; 9 – винт; 10 – торцевая шайба;
 11 – стопорная шайба; 12 – защитный лист

Порядок выполнения работы

1. Измерить основные размеры деталей нормальной подвески: оси (рис. 12.3, *a*), траверсы (рис. 12.3, *б*), серьги (рис. 12.3, *в*), крюка (рис. 12.3, *д*) и упорного подшипника (рис. 12.3, *з*). Данные занести в таблицы 12.1–12.3.

2. По измеренным параметрам и данным табл. 12.1 и 12.2 определить грузоподъемность и типоразмер, и статическую грузоподъемность S_0 упорного подшипника.

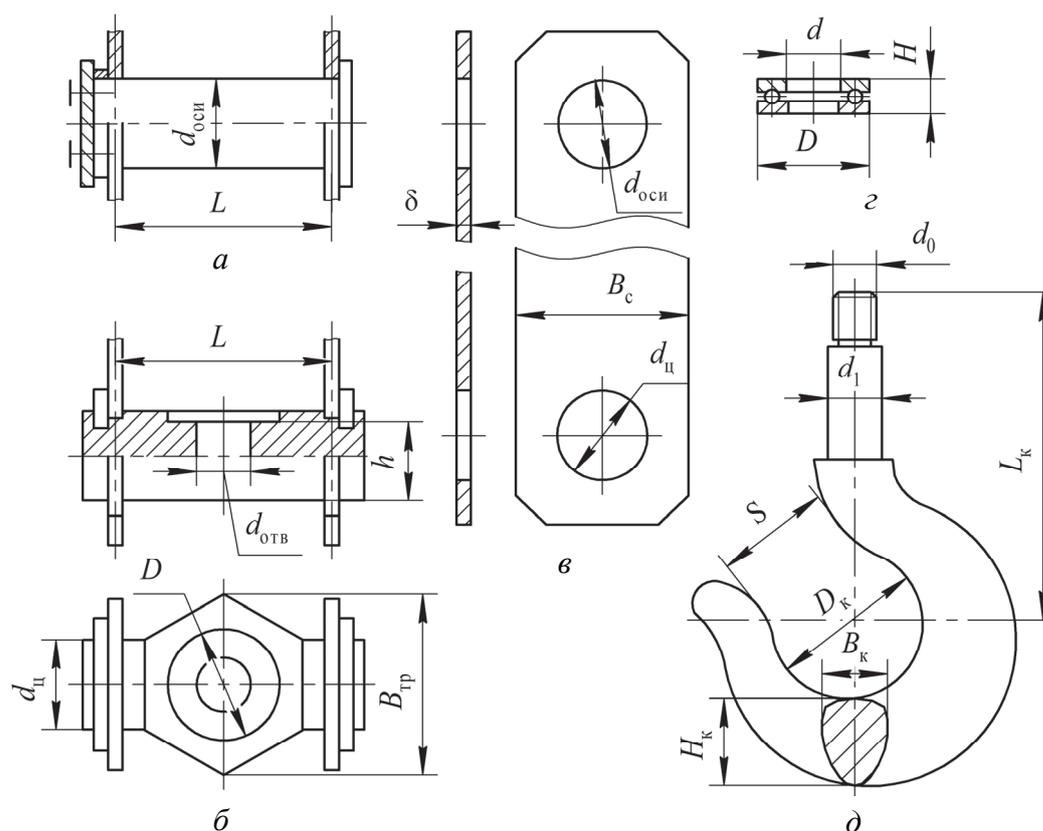


Рис. 12.3. Элементы нормальной крюковой подвески:
 а – ось блока; б – траверса; в – серьга; г – подшипник; д – крюк

3. Проверить ось блока по условию прочности на изгиб по формуле

$$\sigma_{и} = \frac{M_{и}}{W} \leq [\sigma_{и}], \quad (12.1)$$

где $\sigma_{и}$ – фактическое напряжение изгиба оси, Н/мм²; $M_{и}$ – изгибающий момент, действующий на ось блока, Н · мм; W – момент сопротивления изгибу сечения оси блока, мм³; $[\sigma_{и}]$ – допускаемое напряжение изгиба, Н/мм², принимаемое по табл. 12.3.

Таблица 12.1

Параметры крюка

Грузоподъемность, кН	Размеры, мм							
	d_0	d_1	$B_{к}$	$D_{к}$	$H_{к}$	$L_{к}$	S	
ГОСТ 6627	16	27	30	30	50	45	145	36
	20	30	30	34	55	52	165	40
	25	33	35	38	60	55	180	45
Измеренные размеры								

Таблица 12.2

Параметры упорного подшипника

Номер подшипника	Размеры, мм			Статическая грузоподъемность C_0 , кН
	d	D	H	
8204H	20	40	14	30,0
8205H	25	47	15	40,2
8206H	30	52	16	46,2
Измеренные размеры				–

Изгибающий момент при одном блоке на оси вычисляется по формуле

$$M_{\text{и}} = \frac{QgL}{2 \cdot 2}, \quad (12.2)$$

где Q – максимальная грузоподъемность подвески, принимается равной грузоподъемности крюка, кг; g – ускорение свободного падения; L – расчетная длина оси блока, мм.

Таблица 12.3

Параметры деталей нормальной крюковой подвески

Деталь	Размеры, мм						Параметры прочности, Н/мм ²		Выводы
	$d_{\text{оси}}$	$d_{\text{ц}}$	δ	$B_{\text{с}}$	$\sigma_{\text{р}}$	$[\sigma_{\text{р}}]$			
Серьга							140		
Ось блоков	$d_{\text{оси}}$			L		$\sigma_{\text{и}}$	$[\sigma_{\text{и}}]$		
							120		
Траверса	$B_{\text{тр}}$	$d_{\text{отв}}$	$d_{\text{ц}}$	L	D	h	$\sigma_{\text{и}}$	$[\sigma_{\text{и}}]$	
							80		
Цапфа траверсы	–	–		–	–	–	p	$[p]$	
							35		
Заключение о годности подвески в целом									

Момент сопротивления изгибу сечения оси блока определяется из выражения

$$W = \frac{\pi d_{\text{оси}}^3}{32}, \quad (12.3)$$

где $d_{\text{оси}}$ – диаметр оси, мм.

4. Проверить серьги подвески в местах, ослабленных отверстиями диаметрами $d_{\text{оси}}$ и $d_{\text{ц}}$, по условию прочности на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{F}{A_{\min}} \leq [\sigma_p], \quad (12.4)$$

где σ_p – фактическое напряжение растяжения, Н/мм²; F – растягивающая нагрузка, действующая на серьгу, Н, принимаемая $F = Qg / 2$; A_{\min} – наименьшая площадь сечения серьги, работающая на растяжение, рассчитываемая по формуле

$$A_{\min} = (B_c - d_{\max})\delta, \quad (12.5)$$

где B_c – ширина серьги, мм; d_{\max} – диаметр большего из отверстий $d_{\text{оси}}$ или $d_{\text{ц}}$, мм; δ – толщина серьги, мм; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, Н/мм² (см. табл. 12.3).

5. Проверить траверсу подвески по условию прочности на изгиб. Изгибающий момент в траверсе рассчитывается по формуле (12.1), а момент сопротивления изгибу траверсы – из выражения

$$W_{\text{и}} = \frac{(B_{\text{тр}} - d_{\text{отв}})h^2}{6}, \quad (12.6)$$

где $B_{\text{тр}}$ – ширина траверсы, мм; $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия под хвостовик крюка, мм; h – рабочая высота траверсы, мм.

Поверхность соприкосновения цапф траверсы с серьгами должна быть проверена на удельное давление по условию

$$p = \frac{F}{A_{\text{ц}}} \leq [p], \quad (12.7)$$

где F – нагрузка, действующая на цапфу, Н, принимаемая $F = 0,5Qg$; $A_{\text{ц}}$ – площадь рабочей поверхности цапфы, определяемая по формуле

$$A_{\text{ц}} = \delta d_{\text{ц}}. \quad (12.8)$$

Измеренные и рассчитанные значения занести в табл. 12.3, сделать вывод о пригодности подвески в целом.

Содержание отчета

Название и цель работы; кинематические схемы нормальной и укороченной крюковых подвесок; эскизы деталей нормальной подвески; результаты замеров и расчетов в табл. 12.1–12.3.

Контрольные вопросы

1. Назначение, разновидности и устройство крюковых подвесок.
2. Может ли укороченная подвеска иметь нечетное количество блоков?
3. Может ли нормальная подвеска иметь нечетное количество блоков?
4. Назначение блока, серьги, траверсы подвески.
5. По каким условиям прочности проверяют основные элементы крюковых подвесок?

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ТОРМОЗНЫХ УСТРОЙСТВ

Цель работы: изучение классификации и конструкций остановов; ознакомление с классификацией и конструкциями ленточных и колодочных тормозов; приобретение практических навыков по регулировке тормозного момента нормально замкнутых колодочных тормозов; экспериментальное определение величин, характеризующих эффективность работы тормозных устройств.

Инструменты: секундомер, штангенциркуль.

Подготовка к выполнению работы: ознакомиться с теоретическим материалом по тормозным устройствам [1, с. 133–161; 2, с. 98–126].

Общие сведения

Все механизмы, входящие в состав грузоподъемных машин, снабжаются надежными тормозными устройствами. Применение тормозов в подъемно-транспортных машинах гарантирует безопасность работы этих машин и повышает их производительность.

Интенсивность работы механизма может быть достигнута за счет снижения длительности периода торможения, однако резкое торможение приводит к высоким динамическим нагрузкам, вызывающим потерю устойчивости, повышенный износ муфт, подшипников, ходовых и зубчатых колес, нарушению соединений и другим негативным явлениям.

Тормозные устройства подъемно-транспортных машин в зависимости от назначения делятся на остановы и тормоза.

Остановы относятся к простейшим устройствам, служащим для удержания груза на весу. Они не препятствуют подъему груза, но исключают возможность самопроизвольного опускания под действием силы тяжести. Применяются храповые и роликовые остановы.

Храповый останов (рис. 13.1, а) состоит из храпового колеса 1, укрепленного на валу 2 механизма, собачки 3, ось 4 которой

установлена на неподвижных элементах механизма и пружины 5. При вращении храпового колеса в направлении, соответствующем подъему груза, собачка свободно скользит по наклонным поверхностям зубьев (положение А). Если направление вращения колеса изменяется на противоположное, то собачка, упираясь в верхнюю кромку зуба колеса, соскальзывает во впадину и прижимается к рабочей грани зуба всей торцевой поверхностью, создавая необходимый упор, и груз удерживается от опускания. Для опускания груза собачку необходимо вывести из зацепления с храповым колесом в положение Б. Храповый останов желателен размещать на входном валу, где действуют наименьшие крутящие моменты. Однако для повышения надежности храпового соединения, а также с учетом конструктивных особенностей различных грузоподъемных механизмов, храповое соединение может быть установлено на одном из промежуточных валов и даже непосредственно на валу барабана.

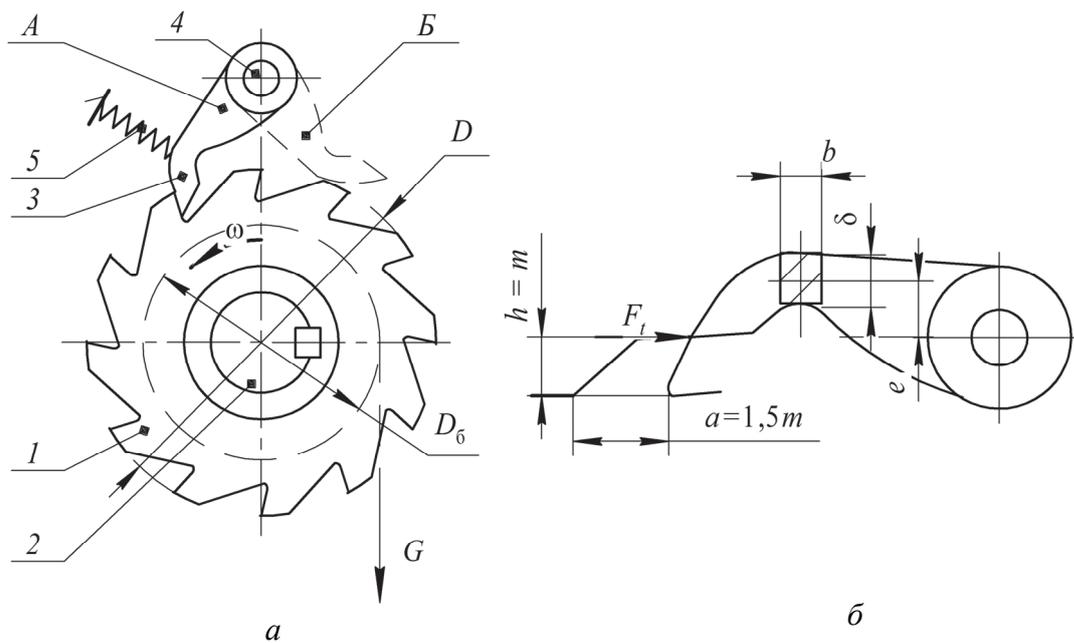


Рис. 13.1. Храповый останов:

a – схема останова; *б* – расчет собачки;

1 – храповое колесо; 2 – вал; 3 – собачка; 4 – ось; 5 – пружина;

А – рабочее положение собачки; Б – холостое положение собачки;

D – наружный диаметр храпового колеса; *D₆* – диаметр барабана;

G – масса груза; *F_t* – окружная сила; *h*, *a*, *m* – соответственно высота,

толщина и модуль зуба; *b*, δ – соответственно ширина и высота

собачки в опасном сечении; *e* – плечо изгиба

Храповое колесо изготавливается из чугуна или стали. Прочность кромок зуба в положении, в котором собачка упирается в вершину зуба храпового колеса (рис. 13.1, б), проверяют на удельное давление по условию

$$q = \frac{F_t}{b'} \leq [q], \quad (13.1)$$

где F_t – окружная сила, Н; b' – ширина зуба храпового колеса, мм; $[q]$ – допускаемое линейное давление с учетом динамического характера нагружения, зависящее от материала, Н/мм. При использовании в качестве материала изготовления храпового колеса сталь 45 принимают $[q] = 400$ Н/мм.

Окружная сила определяется по формуле

$$F_t = \frac{2T}{D} = \frac{2T}{mZ}, \quad (13.2)$$

где T – крутящий момент, действующий на валу храпового колеса, Н · мм; D – наружный диаметр храпового колеса, $D = mZ$, мм; m, Z – соответственно модуль, мм и число зубьев храпового колеса.

При модуле храпового колеса $m \geq 6$ мм этим расчетом можно ограничиться. При меньшем модуле необходима дополнительная проверка зуба на прочность при изгибе по формуле

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W} \leq [\sigma_{\text{и}}]. \quad (13.3)$$

Расчетная толщина зуба храпового колеса с внешним зацеплением принимается $a = 1,5m$. Момент, изгибающий зуб, с учетом того, что высота зуба $h = m$ рассчитывается по формуле

$$M_{\text{и}} = F_t h = \frac{2T}{D} m = \frac{2T}{Z}. \quad (13.4)$$

Момент сопротивления изгибу при рассмотрении зуба храпового колеса как консольной балки, находится из соотношения

$$W = \frac{2,25\psi m^3}{6}, \quad (13.5)$$

где ψ – коэффициент, зависящий от материала храпового колеса (для чугуна СЧ-12 – 1,5–6,0; для стали 35Л – 1,5–4,0; для стали 45 – 1,5–2,0), рассчитываемый как $\psi = b' / m$.

Допускаемое напряжение изгиба определяется по формулам:
– при чугунном храповом колесе

$$[\sigma_{и}] = \frac{\sigma_b}{[S]}, \quad (13.6)$$

где σ_b – предел прочности материала изготовления храпового колеса, Н/мм²; $[S]$ – коэффициент запаса прочности, равный 5;
– при стальном колесе

$$[\sigma_{и}] = \frac{\sigma_T}{[S]}, \quad (13.7)$$

где σ_T – предел текучести материала изготовления храпового колеса, Н/мм²; $[S] = 3$.

Собачку обычно изготавливают из стали 40Х, термообработанной до твердости не ниже HRC 48–50. Для обеспечения надежной работы соединений собачка прижимается к храповому колесу пружиной 5 (рис. 13.1, а) или другими устройствами. Поверхность зуба колеса, упирающуюся в собачку, делают плоской, шириной b' на 2–4 мм меньше ширины контактирующей поверхности собачки. Собачка, выполненная по схеме (рис. 13.1, б), воспринимает сжимающие и изгибающие нагрузки. Расчет ведут при положении собачки, упертой в кромку зуба колеса. Прочность собачки проверяют при совместном действии напряжений сжатия и изгиба по условию

$$\sigma_{э\text{кв}} = \frac{F_t}{b\delta} + \frac{6F_t e}{b\delta^2} \leq [\sigma_{и}], \quad (13.8)$$

где b , δ – соответственно высота и ширина собачки в опасном сечении, мм; e – плечо изгиба, мм.

Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_{и}]$ определяется по формуле (13.7) при коэффициенте запаса прочности $[S] = 5$.

Работа храпового соединения характеризуется шумом (щелчками), резким, ударным соединением собачки с зубом храпового колеса и мгновенной остановкой груза. Чтобы уменьшить динамические нагрузки при работе храпового соединения, иногда устанавливают на одно храповое колесо несколько собачек, расположенных так, чтобы они не могли войти в соединение с зубом одновременно. Тогда максимально возможный угол поворота храпового

колеса до упора в него собачки (угол холостого хода) сокращается, храповое колесо при изменении направления вращения не успевает развить высокую скорость под действием веса груза, и удар при зацеплении собачки с зубом колеса происходит мягче.

Роликовые остановы относятся к фрикционным самотормозящим механизмам. Их действие основано на использовании силы трения и эффекта заклинивания, и они являются наиболее совершенными механизмами, которые обеспечивают безударное приложение нагрузки при минимальном угле холостого хода, предшествующем заклиниванию. Роликовый останов (рис. 13.2) состоит из корпуса 1, втулки 2 с клиновыми пазами в которые заложены ролики 3 и штифты 5 с пружинами 4. Во время вращений втулки 2 против часовой стрелки (при неподвижном корпусе 1) ролики увлекаются силой трения в более широкую часть клинового паза, что обеспечивает свободное вращение втулки 2. При изменении направления вращения ролики увлекаются силами трения в узкую часть клинового паза, что приводит к самозаклиниванию роликов в пазу и остановке втулки.

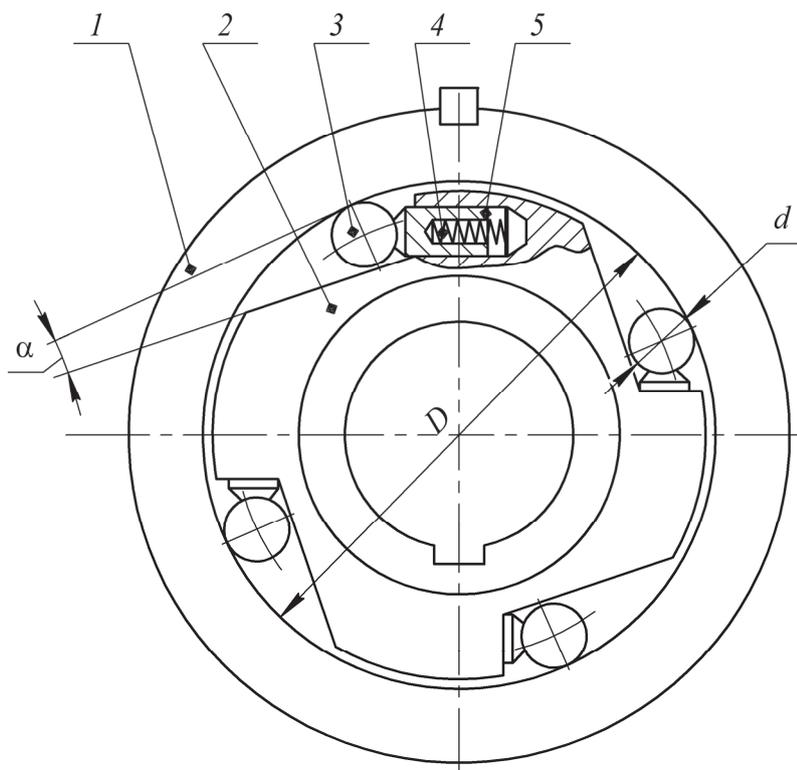


Рис. 13.2. Роликовый останов:

1 – корпус; 2 – втулка; 3 – ролик; 4 – пружина; 5 – штифт

Таким образом, в роликовом останове необходимо обеспечить самозаклинивание ролика. Оно происходит, если силы и моменты сил, действующие на ролик в начальный момент заклинивания, стремятся втянуть его в клиновое пространство между корпусом и втулкой. При одинаковых значениях коэффициентов трения f между роликом и втулками значение угла α должно удовлетворять неравенству

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq f . \quad (13.9)$$

Обычно для обеспечения самозаклинивания останова угол $\alpha = 6-8^\circ$. При проектировании роликовых остановов подъемно-транспортных машин принимают число роликов $z = 3-5$, длина ролика $l = (1,25-1,5)d$, внутренний диаметр корпуса $D = 8d$, где d – диаметр ролика.

В отличие от остановов, тормоза дают возможность плавно остановить механизмы в любом направлении и тем самым исключить возникновение динамических нагрузок.

Тормоза подъемно-транспортных машин классифицируют по следующим признакам:

1) в зависимости от конструктивного исполнения рабочих элементов: колодочные – тормоза с рабочим элементом в виде колодки, трущейся по наружной или внутренней поверхности тормозного барабана (шкива); ленточные – с рабочим элементом в виде гибкой ленты, трущейся по тормозному барабану; дисковые – с рабочим элементом в виде целого кольцевого диска или отдельных сегментных колодок; конические – устройства с рабочим элементом в виде конуса;

2) по принципу действия: автоматические тормоза (с электромагнитным, электрогидравлическим или электромеханическим приводом, а также замыкаемые весом транспортируемого груза и т. п.), в которых торможение происходит одновременно с отключением двигателя механизма; управляемые тормоза, замыкание или размыкание которых производится обслуживающим персоналом;

3) в соответствии с назначением: стопорные тормоза, производящие остановку механизма; спускные тормоза и регуляторы скорости, ограничивающие скорость движения в определенных пределах;

4) применительно к характеру действия силы, управляющей тормозом: нормально замкнутые тормоза, в которых замыкание

(прижатие рабочего элемента к тормозному барабану или диску) создается постоянно действующей силой (от пружины, весом специального замыкающего груза и т. п.), а размыкание – одновременно с включением привода механизма (при выключении привода тормоз автоматически замыкается); нормально разомкнутые тормоза, в которых рабочий элемент не соприкасается с тормозным барабаном (диском), а замыкание происходит при приложении силы управления тормозом; комбинированные тормоза, работающие в нормальных условиях как нормально разомкнутые тормоза, а в аварийных условиях – как тормоза, нормально замкнутые.

Основные требования, предъявляемые к тормозам: достаточный тормозной момент; быстрое замыкание и размыкание; прочность и долговечность элементов тормоза; простота конструкции; удобство осмотра, регулирования и замены износившихся деталей; надежность работы; минимальный износ трущихся элементов; минимальные габариты и масса; ограниченная температура на поверхности трения, не превышающая предельную температуру для применяемого фрикционного материала.

Тормоз рекомендуется устанавливать на быстроходном валу механизма, где действует наименьший крутящий момент и, следовательно, требуется небольшой тормозной момент. Если в механизме применена муфта с упругими элементами (втулочно-пальцевая, пружинная и т. п.), то в качестве тормозного шкива следует использовать ту полумуфту, которая находится на валу редуктора.

Ленточные тормоза. В ленточных тормозах тормозной момент создается в результате трения фрикционного материала, прикрепленного к гибкой стальной ленте, по поверхности цилиндрического тормозного барабана. При практических расчетах ленточных тормозов обычно используются зависимости Эйлера для гибкой нити, позволяющие установить соотношения между максимальным F_{\max} натяжением в набегающей ветви ленты и минимальным F_{\min} в сбегающей (рис. 13.3, а): $F_{\max} = F_{\min} e^{f\alpha}$, а $F_{\max} - F_{\min} = F_t$, отсюда

$$F_{\max} = \frac{F_t e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}; \quad F_{\min} = \frac{F_t}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (13.10)$$

где F_t – окружная сила, Н; e – основание натурального логарифма, равное 2,718; f – коэффициент трения между барабаном и фрикционным материалом; α – угол обхвата тормозного барабана лентой, град.

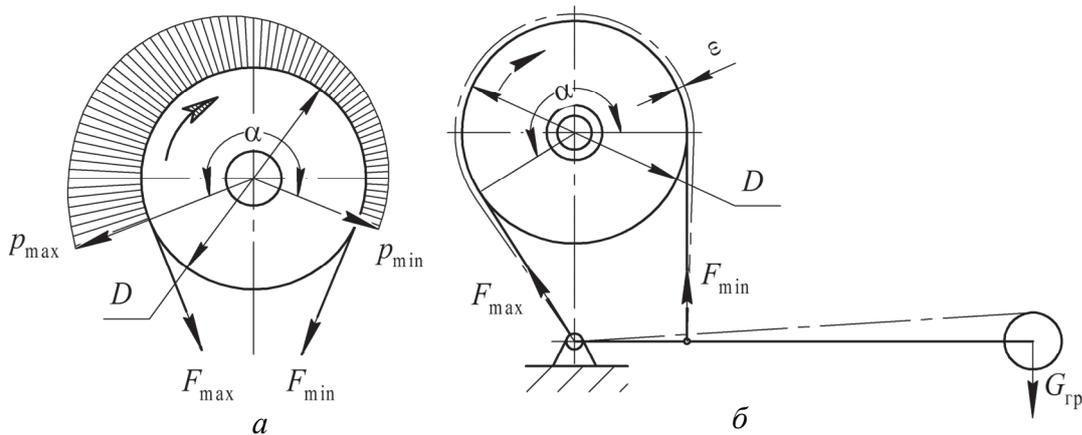


Рис. 13.3. Ленточные тормоза:

a – эпюра давления; *б* – простой тормоз;

D, α – соответственно диаметр и угол обхвата тормозного барабана;

ϵ – зазор между лентой и шкивом при его свободном вращении;

F_{\max} , F_{\min} – соответственно максимальное и минимальное натяжение в набегающей и сбегающей ветвях ленты; $G_{\text{гр}}$ – вес замыкающего груза

Из этих соотношений тормозной момент, развиваемый ленточным тормозом, находится по формуле

$$T_{\text{т}} = F_{\min} (e^{f\alpha} - 1) \frac{D}{2} = F_{\max} D \frac{(e^{f\alpha} - 1)}{2e^{f\alpha}}. \quad (13.11)$$

Поскольку коэффициент трения входит в показатель степени экспоненциальной функции, то даже малое его колебание вызывает значительное изменение тормозного момента. Вследствие этого тормозной момент ленточного тормоза отличается неустойчивостью.

Ширина ленты рассчитывается по допустимому давлению $[p]$, исходя из следующего соотношения:

$$B = \frac{2F_{\max}}{D[p]}. \quad (13.12)$$

Из-за неравномерности распределения давления по дуге обхвата износ фрикционного материала неравномерен. Для более полного использования фрикционного материала периодически меняют концы ленты местами либо используют фрикционные накладки в виде отдельных колодок, устанавливаемых с переменным шагом по дуге обхвата: шаг увеличивается от зоны высокого давления к зоне низкого давления.

Толщина стальной тормозной ленты δ определяется из условия прочности на растяжение по максимальной силе F_{\max} (толщину фрикционной накладке при расчете не учитывают).

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

Наиболее широкое применение получили двухколодочные тормоза с тормозными колодками, шарнирно связанными с тормозным рычагом (рис. 13.4). Тормозной момент, создаваемый двухколодочным тормозом, равен сумме тормозных моментов, развиваемых каждой колодкой. Во время торможения тормоз механизма подъема должен создать тормозной момент T_T , который уравновесит статический момент груза $M_{ст}$, момент инерции груза $M_{гр}$ и момент инерции вращающихся деталей привода M_d . Иными словами, с учетом момента сил сопротивления механизма (сил трения) M_c окончательно получим: $T_T = M_{ст} + M_{гр} + M_d - M_c$.

Общий тормозной момент двухколодочного тормоза при прямых рычагах рассчитывается из выражения

$$T_T = fF_3 D \frac{l}{l_1} \eta, \quad (13.13)$$

где f – коэффициент трения между накладкой колодки и тормозным шкивом; F_3 – сила, замыкающая тормоз, Н; D – диаметр тормозного шкива, мм; l , l_1 – длины плеч рычагов, мм (рис. 13.4); η – КПД рычажной системы тормоза, учитывающий потери на трение в шарнирах рычажной системы 0,9–0,95 (большие значения соответствуют шарнирам, имеющим смазку).

Удельное давление между шкивом и колодкой тормоза должно удовлетворять условию

$$p = \frac{M_T}{fDA_k} \leq [p], \quad (13.14)$$

где p – удельное давление между шкивом и колодкой, Н/мм²; A_k – площадь рабочей поверхности одной тормозной колодки, мм², вычисляемая по формуле

$$A_k = \pi D \frac{\alpha}{360^\circ} B, \quad (13.15)$$

где α – угол обхвата шкива одной колодкой, равный 70°; B – ширина тормозной колодки, мм; $[p]$ – допускаемое удельное давление, Н/мм², принимаемое по табл. 13.1.

Таблица 13.1

**Допускаемое давление $[p]$
и коэффициент трения в колодочных тормозах**

Материал трущихся поверхностей	f	$[p]$, Н/мм ²
Чугун и сталь по чугуну	0,15	1,5
Сталь по стали	0,20	0,2
Тормозная асбестовая накладка по чугуну или стали	0,35	0,3

Кроме указанного выше, следует проверять колодки тормоза на нагрев по удельной мощности трения:

$$a = pV_0 f \leq [a], \quad (13.16)$$

где V_0 – расчетная окружная скорость на ободу шкива м/с, определяемая по формуле

$$V_0 = Vc_0, \quad (13.17)$$

где V – действительная окружная скорость на ободу шкива, м/с; c_0 – коэффициент безопасности, равный 1,1–1,2; $[a]$ – допускаемое значение удельной мощности, принимаемое в пределах 1,5–2,0 МН/(м · с).

Действительная окружная скорость на ободу шкива вычисляется из соотношения

$$V = \frac{\pi D n}{60}, \quad (13.18)$$

где n – частота вращения тормозного шкива, мин⁻¹.

Наиболее широкое распространение получили двухколодочные тормоза типа ТКП и ТКТ с приводом для размыкания от спе-

циальных электромагнитов типа МП и МО-Б – соответственно постоянного и переменного тока с замыкающей пружиной и нормально замкнутые. Регулирование тормозного момента осуществляется с помощью гаек, сжимающих пружину, которая создает усилие прижатия колодок к тормозному шкиву.

Описание конструкции храпового останова

В качестве объекта лабораторной работы используется натурный образец храпового останова, используемый в установке по исследованию полиспастной системы (см. лабораторную работу № 9).

Описание конструкции нормально замкнутого тормоза ТКТ

Тормоз (рис. 13.4) состоит из двух рычагов 2 и 5 с шарнирно закрепленными на них тормозными колодками 1 и 3. Замыкание тормоза осуществляется усилием, которое создается основной пружиной сжатия 11, установленной в скобе 12 над тормозным шкивом 17 и прижимающей к нему обе колодки. Левый конец пружины воздействует на левую часть скобы, связанную через рычаг с правой колодкой 3; в свою очередь, правый конец пружины воздействует через контргайку 8 и гайку 9 на шток 10.

Гайка 14 передает усилие сжатой пружины 13 от штока на левый рычаг 2, т. е. на левую колодку. Для нормальной работы тормоза обязательно наличие зазора между правым рычагом 5 и гайкой 7. Размыкание тормоза происходит при подаче электрической энергии в обмотки электромагнита 4. Якорь 18 притягивается магнитным полем электромагнита и своим выступом надавливает на правый хвостовик штока 10. Основная пружина 11 при этом сжимается, а отход рычагов 2, 5 с колодками 1, 3 от тормозного шкива 17 обеспечивает вспомогательная сжатая пружина 13 и момент от силы тяжести электромагнита 4 и якоря 18.

Равномерность отхода обеих колодок от шкива достигается установкой винта 6. Для регулирования степени сжатия основной пружины на штоке 10 тормоза установлены гайка 9 и контргайка 8. Указатель 15 и шкала 16 предназначены для установки степени сжатия пружины на определенное усилие.

Для размыкания тормоза без включения электромагнита, что необходимо при замене фрикционных накладок, предусмотрена гайка 7, отводя которую вручную по резьбе на штоке 10 до упора в рычаг 5, производят перемещение штока, приводящее к дополнительному сжатию основной пружины 11 и отходу колодки от шкива. Для регулирования зазора между шкивом и колодкой и удержания рычага 2 служит гайка 14.

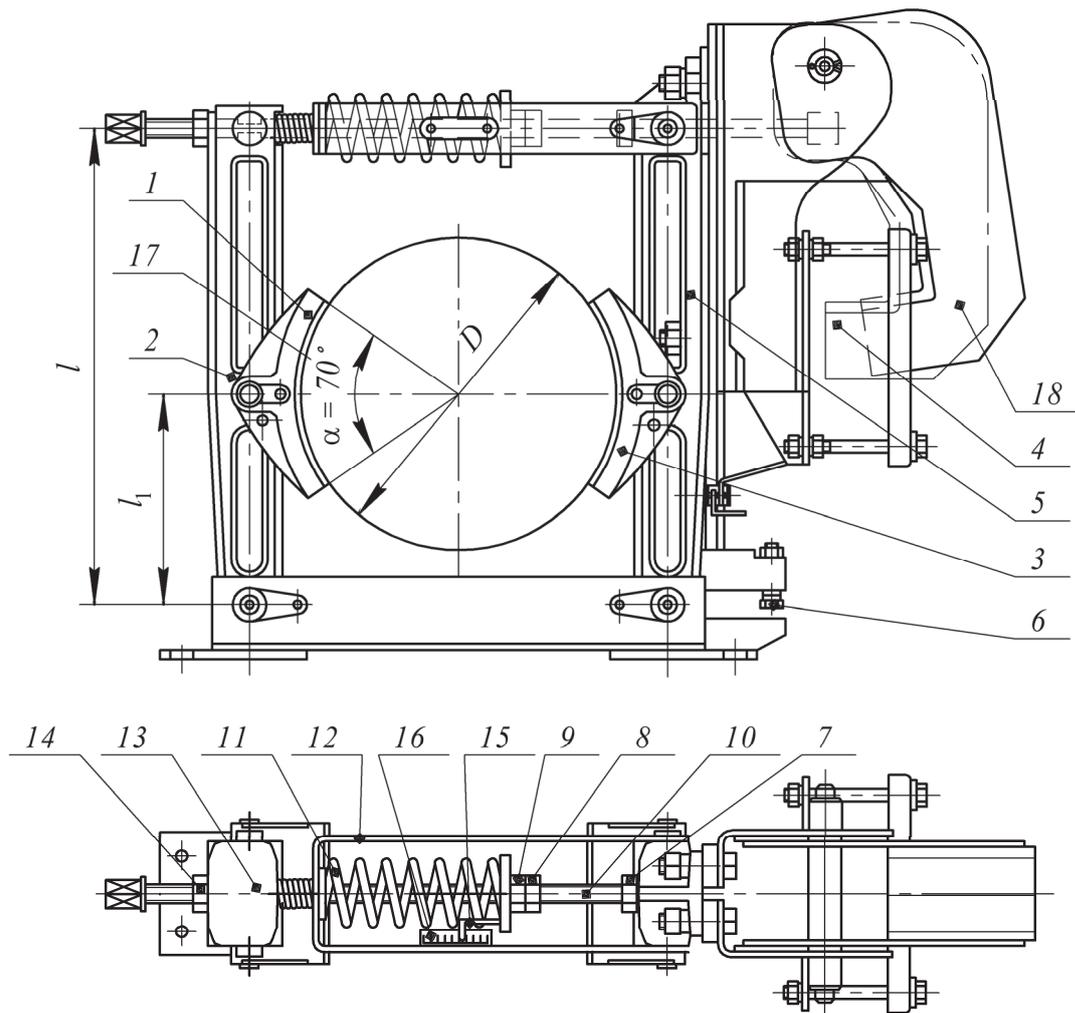


Рис. 13.4. Двухколодочный тормоз ТКТ:

- 1 – левая тормозная колодка с накладкой; 2 – левый рычаг;
 3 – правая тормозная колодка с накладкой; 4 – электромагнит;
 5 – правый рычаг; 6 – регулировочный винт; 7, 8, 9, 14, – гайки; 10 – шток;
 11 – основная пружина; 12 – скоба; 13 – вспомогательная пружина;
 15 – указатель; 16 – шкала силы сжатия пружины; 17 – тормозной шкив;
 18 – якорь; D – диаметр тормозного шкива; l , l_1 – длины плеч рычагов;
 α – угол обхвата шкива колодкой

Перед началом работы тормоз должен быть отрегулирован. Регулирование заключается в установлении необходимого усилия в основной пружине, создающего заданный тормозной момент, оптимального зазора между колодками и шкивом и равномерного отхода колодок от шкива.

1. Регулирование усилия пружины осуществляется вращением гаек 8 и 9 (рис. 13.4) с помощью ключа при удержании штока 10 за квадратный хвостовик до тех пор, пока указатель 15, закрепленный на пружине, не совпадет с необходимым делением на шкале 16.

2. Регулирование величины зазора между колодками и шкивом производится вращением гайки 14, при помощи которой вначале освобождаются колодки, затем между одной из колодок и шкивом закладываются пластинки или щуп толщиной, равной величине суммарного зазора на обе колодки, и прижимаются колодки к пластинкам. Отвинчивая гайку 7 до упора в рычаг 5, отжать колодки и извлечь закладки, а гайку 7 вернуть в исходное положение.

3. Регулирование равномерности зазора между колодками и шкивом осуществить винтом 6, вращением которого добиваются равного, симметричного отхода колодок, а контроль произвести щупом или калиброванной пластинкой.

Описание конструкции установки для изучения процесса торможения

Установка для испытания колодочного тормоза (рис. 13.5) смонтирована на литой станине 1, на которой расположен электродвигатель 2, соединенный при помощи упругой муфты 3 с валом тормозного шкива 4. Вал установлен в подшипниковых опорах 5, между которыми расположен исследуемый тормоз 6; на консольном конце вала укреплены три инерционных диска 7 и датчик частоты вращения 8. Для управления и контроля за работой установки на станине смонтирован пульт управления 9 с элементами управления и контроля: тумблер 10, включающий и выключающий подачу электрического тока на установку, тумблер 11, включающий и выключающий электромагнит тормоза; тумблер 12 – выключающий двигатель при включенном электромагните тормоза; выключатель терморпар 13, смонтированных в тормозные обкладки, и шкала 14 – указатель их температуры; переключатель частоты вращения электродвигателя 15.

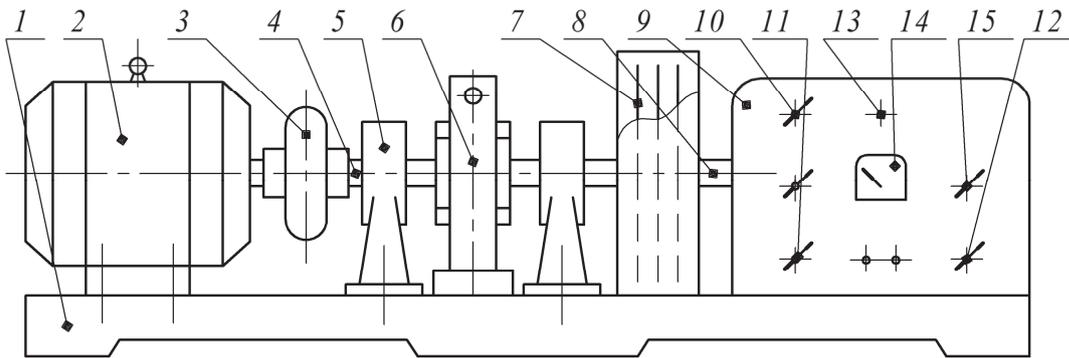


Рис. 13.5. Установка для изучения процесса торможения:

- 1 – станина; 2 – электродвигатель; 3 – соединительная муфта;
 4 – вал тормозного шкива; 5 – подшипниковая опора; 6 – тормоз;
 7 – инерционный диск; 8 – датчик частоты вращения; 9 – пульт управления;
 10 – тумблер включения и выключения установки;
 11 – тумблер включения и выключения тормоза; 12 – тумблер выключения двигателя при включенном тормозе;
 13 – тумблер включения термопар; 14 – шкала указателя температуры колодок;
 15 – тумблер переключения частоты вращения двигателя

Приведенный момент инерции вращающихся масс установки без дисков $J_y = 1 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$. Момент инерции одного инерционного диска – $J_d = 3,9 \text{ Н} \cdot \text{м}^2$, количество дисков $z = 3$ шт.

Порядок выполнения работы

1. Измерить высоту h и ширину b' зуба, а также наружный диаметр храпового колеса (рис. 13.1). Посчитать количество зубьев Z колеса. Измерить ширину b и толщину δ опасного сечения собачки, плечо изгиба e .

2. По согласованию с преподавателем выбрать величину крутящего момента на валу храпового колеса T , $\text{Н} \cdot \text{м}$. Проверить прочность храпового колеса по формулам (13.1)–(13.7).

3. Проверить прочность собачки по условию (13.8).

4. Определить время t_c свободного выбега установки без включенного тормоза при частоте вращения $n = 950 \text{ мин}^{-1}$. Для этого включить установку (рис. 13.5) тумблерами 10–12 в положение «Вкл», тумблер 15 установить в положение «1». Дать выдержку до установившейся частоты вращения (не более 10 с). Одновременно с установкой тумблера 12 (выбег) в положение «Выкл» включить секундомер; при полной остановке вращающихся масс

выключить секундомер. Показания секундомера являются временем свободного выбега t_c при $n = 950 \text{ мин}^{-1}$. После полной остановки вала отключить установку тумблером 10. Опыт повторить 2 раза и определить среднее значение времени выбега. Аналогичным образом установить время свободного выбега при частоте вращения $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$, при которой тумблер 15 устанавливается в положение «2». Полученные данные занести в табл. 13.2.

5. Найти время торможения t_T для обеих частот вращения. По согласованию с преподавателем отрегулировать на тормозе усилие основной пружины 11 (рис. 13.4) 100–200 Н. Включить установку (рис. 13.5) аналогично п. 1, последовательно включив тумблеры 10–12 в положение «Вкл», а 15 – в положение «1». После того как частота вращения достигнет установившегося значения, одновременно выключить тумблер 11 (двигатель-тормоз) и включить секундомер, затем при полной остановке вращающихся частей установки выключить секундомер, зафиксировав время t_T . После полной остановки вала отключить установку тумблером 10. Повторить опыт 2 раза, определить среднее значение времени торможения. Аналогичным образом установить время торможения при частоте вращения $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$, при которой тумблер 15 устанавливается в положение «2». Полученные данные занести в табл. 13.2.

Таблица 13.2

Результаты опытов и расчетов

Параметр	Тормозное усилие пружины F , _____ Н							
	$n = 950 \text{ мин}^{-1}$				$n = 1450 \text{ мин}^{-1}$			
	опыт			\bar{t}	опыт			\bar{t}
	1	2	3		1	2	3	
Время свободного выбега t_c , с								
Время торможения t_T , с								
Момент сопротивлений установки M_c , Н · м								
Момент инерции вращающихся масс $M_{ин}$, Н · м								
Тормозной момент T_T , Н · м								
Удельное давление между шкивом и колодкой p , Н/мм ²								
Удельная мощность сил трения a , МН/(м · с)								

6. Рассчитать момент сопротивлений установки для частоты вращения $n = 950 \text{ мин}^{-1}$ по формуле

$$M_c = \frac{(J_y + zJ_d)n}{375\bar{t}_c}, \quad (13.19)$$

где J_y – момент инерции установки без дисков, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$; J_d – момент инерции одного диска, $\text{Н} \cdot \text{м}^2$; z – количество дисков; \bar{t}_c – среднее время свободного выбега установки, с (см. п. 1).

7. Вычислить момент инерции вращающихся масс из следующего соотношения

$$M_{\text{ин}} = \frac{(J_y + zJ_d)n}{375\bar{t}_T}, \quad (13.20)$$

где \bar{t}_T – среднее время торможения установки.

Затем найти величину момента T_T , развиваемого тормозом, как $T_T = M_{\text{ин}} - M_c$.

8. Проверить тормоз на удельное давление и нагрев колодок по формулам (13.14)–(13.18).

9. Выполнить п. 1–5 для частоты вращения $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$.

10. Заполнить табл. 13.2.

11. Сделать выводы.

Содержание отчета

Название и цель работы; схема и расчеты на прочность храпового колеса и собачки останова; схема ленточных тормозов; кинематические схемы установки и колодочного тормоза ТКТ; таблица результатов опытов и расчетов эффективности работы колодочного тормоза (табл. 13.2).

Контрольные вопросы

1. Роль и место тормозных устройств в подъемно-транспортных машинах.

2. Чем отличаются остановы и тормоза?

3. Типы остановов, тормозов и их назначение.

4. Какие остановы применяют в грузоподъемных машинах?

5. Какие прочностные расчеты выполняют для элементов храпового останова?

6. Разновидности ленточных тормозов, их область использования, преимущества и недостатки.

7. Объяснить устройство и принцип действия нормально замкнутого колодочного тормоза ТКТ.

8. Для чего в тормозных устройствах необходимо регулировать величину тормозного момента?

9. Факторы, влияющие на тормозной момент и время торможения.

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН С ТЯГОВЫМ ОРГАНОМ

Цель работы: изучение классификации и конструкций транспортирующих машин с тяговым органом; определение фактической производительности и тягового усилия на приводном барабане ленточного конвейера.

Инструменты: секундомер, штангенциркуль.

Подготовка к выполнению работы: ознакомиться с теоретическим материалом по конвейерам [4, с. 355–444].

Общие сведения

Транспортирующими машинами с тяговым органом называют такие, которые осуществляют непрерывное перемещение насыпных грузов потоком, а штучных и тарных – с определенными интервалами на большие расстояния вместе с транспортирующим элементом конвейера.

В качестве тяговых органов могут быть лента, канат, цепь. Конструктивной основой здесь является замкнутый контур, образованный гибким тяговым органом, осуществляющий от привода машины постоянную и повторяемую траекторию движения всех точек контура конвейера. На основе этих гибких тяговых органов функционируют ленточные, канатные, цепные (подвесные, пластинчатые, скребковые, лотковые, ковшовые и др.) конвейеры.

Производительность транспортирующей машины в зависимости от вида груза и принятой формы учета может быть определена по массе, объему или в штуках.

Насыпные грузы характеризуются плотностью насыпной массы, гранулометрическим составом, влажностью, абразивностью, агрессивностью, коэффициентом трения скольжения и углом естественного откоса. Сыпучие грузы поступают на конвейер непрерывно, а штучные и тарные – через равные или неравные проме-

жутки времени и укладываются на грузонесущий орган на расстоянии друг от друга в зависимости от ритма поступления.

Объемная часовая производительность определяется по формуле

$$P_{об} = 3600AV, \quad (14.1)$$

где A – площадь сечения сплошного слоя насыпного материала, расположенного на грузонесущем органе, m^2 ; V – скорость грузонесущего органа, m/c .

Часовая производительность по массе находится из выражения

$$P_m = 3600AV\rho, \quad (14.2)$$

где ρ – насыпная плотность груза, kg/m^3 .

Ленточные конвейеры используют для перемещения сыпучих, кусковых и штучных грузов на расстояния до 10–12 км. При больших расстояниях транспортировки конвейер может состоять из нескольких секций и приводных станций. Трасса конвейера в горизонтальной плоскости прямолинейная, а в вертикальной может быть наклонной или иметь более сложную конфигурацию. Тяговым и грузонесущим органом является лента, которая движется по стационарным роликоопорам, огибая приводной, натяжной, а иногда и отклоняющие барабаны. Груз перемещается на ленте вместе с ней. Ленточные конвейеры имеют высокую эксплуатационную надежность и обеспечивают большую производительность. Скорость перемещения ленты зависит от вида транспортируемого груза и может достигать 10 м/с. Производительность до 12,5 тыс. $m^3/ч$ (до 30 тыс. т/ч).

Конструкция горизонтального ленточного конвейера может иметь вид, представленный на рис. 14.1. Такой конвейер состоит из приводного барабана 1, натяжного барабана 7, ленты 2, поддерживаемой на рабочей ветви роликоопорами 3, а на холостой – роликоопорами 6, загрузочной воронки 4, отклоняющих барабанов 5 для возможности увеличения угла охвата приводного барабана и натяжения ленты, разгрузочного устройства 8, натяжного винта 9 с гайкой 10.

В зависимости от типа роликоопор лента имеет плоскую или желобчатую форму (рис. 14.2). Транспортирующие машины с плоской лентой используются преимущественно для перемещения штучных грузов.

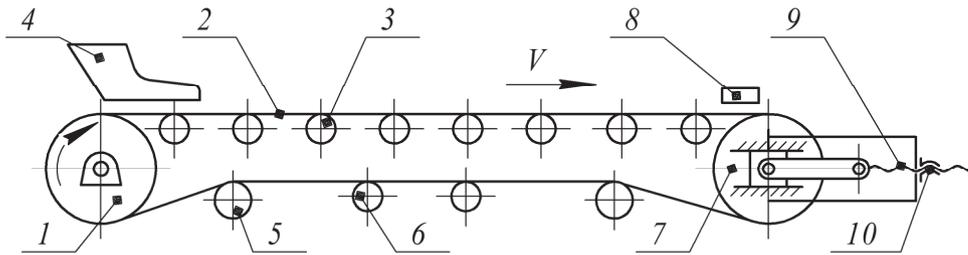


Рис. 14.1. Схема ленточного конвейера:

- 1 – приводной барабан; 2 – грузонесущее полотно;
 3 – роlikоопора рабочей ветви; 4 – загрузочное устройство;
 5 – отклоняющий барабан; 6 – роlikоопора холостой ветви;
 7 – натяжной барабан; 8 – разгрузочное устройство;
 9 – винт натяжного устройства; 10 – гайка

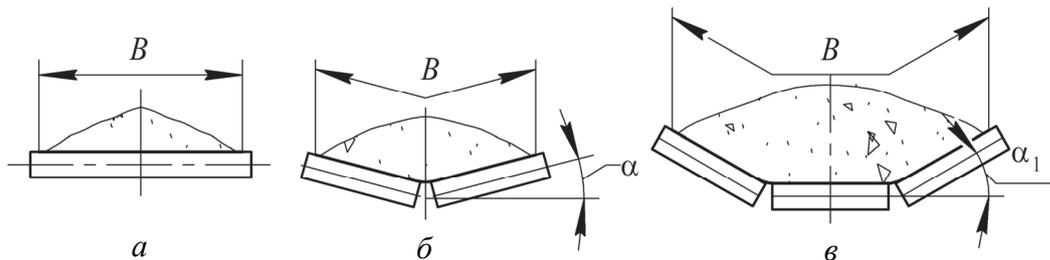


Рис. 14.2. Схема расположения роlikоопор рабочей ветви ленточного конвейера:

- а – плоская; б – желобчатая с двумя роliками ($\alpha = 10^\circ$);
 в – желобчатая с тремя роliками ($\alpha_1 = 20, 30, 45, 60^\circ$)

Ленты, применяемые в конвейерах, имеют ширину $B = 300\text{--}2000$ мм при скорости движения ленты $V = 1,5\text{--}4,0$ м/с. По типу ленты конвейеры бывают с прорезиненной, стальной цельнопрокатной и проволочной лентой. Наибольшее применение в качестве тяговых и несущих органов конвейеров получили резинотканевые ленты (ГОСТ 20–76). Такая лента (рис. 14.3, а, б) состоит из нескольких слоев (прокладок) хлопчатобумажной (бельтинговой) ткани, соединенных натуральным или синтетическим каучуком. Наружные поверхности ленты иногда покрывают резиновыми обкладками, предохраняющими ленту от механических повреждений и действия влаги.

По характеру расположения прокладок в ленте предусматривают послойно завернутую (рис. 14.3, а), нарезную (рис. 14.3, б) и другие конструкции. Прокладки изготавливаются из обычного хлопка (бельтинг Б), нейлона, лавсана, стекловолокна, капрона и др. Применяют цельнотканевые прорезиненные ленты, обладающие

повышенной прочностью и не поддающиеся расслаиванию, а также ленты с кордошнуровым каркасом, резиновые ленты с каркасом из стальной сетки или стальных тросов (рис. 14.3, *з*), ленты с рифленой рабочей поверхностью (рис. 14.3, *в*), ленты с отогнутыми бортами.

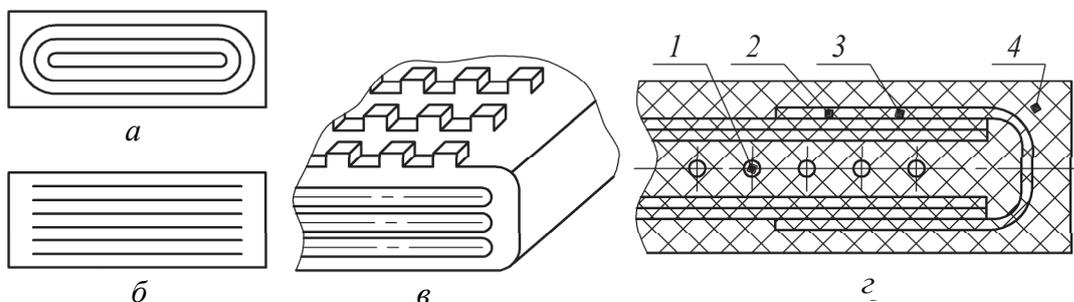


Рис. 14.3. Типы лент:

- a* – резинотканевая послойно завернутая с гладкой рабочей поверхностью;
- б* – резинотканевая нарезная с гладкой рабочей поверхностью;
- в* – резинотканевая нарезная с рифленой рабочей поверхностью;
- г* – резиноканатная с тканевым чехлом:
- 1 – стальной канат; 2 – кордовая продольная прокладка;
- 3 – кордовые продольно-бортовые прокладки; 4 – резина

Гладкие ленты используют при угле наклона конвейера к горизонту до 20° , рифленые – до 25° , с перегородками высотой до 200 мм – до 30° . Прорезиненные ленты обычного качества могут работать в диапазоне температур от -25 до 50°C . При других температурах применяют специальные ленты.

Основным критерием работоспособности ленточного конвейера является тяговая способность, которая записывается в виде условия

$$F_{\text{тр}} > F_t, \quad (14.3)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения между рабочей поверхностью барабана и тяговым органом, Н; F_t – тяговая сила на приводном барабане, Н, рассчитываемая по формуле

$$F_t = \frac{2T_6}{D_6}, \quad (14.4)$$

где T_6 – крутящий момент на валу приводного барабана, Н · м; D_6 – диаметр приводного барабана, м.

Тяговая способность может быть повышена за счет увеличения угла охвата α приводного барабана, натяжения ленты и

использования футерованных барабанов. Применение последних позволяет повысить коэффициент трения между тяговым органом и рабочей поверхностью приводного барабана.

Натяжение ленты осуществляется винтовыми (рис. 14.4, *а*, *б*), пружинными (рис. 14.4, *в*) или грузовыми (рис. 14.4, *з*, *д*) натяжными устройствами. Винтовые механизмы требуют периодического подтягивания ленты винтом и по принципу действия могут быть с тянущим (рис. 14.4, *а*) или толкающим (рис. 14.4, *б*) винтом. Пружинные и грузовые натяжные устройства относятся к автоматическим, обеспечивающим постоянное по величине натяжение ленты. Грузовые натяжные устройства работают за счет подвижных опор натяжного барабана (рис. 14.4, *з*) или могут быть с отклоняющим барабаном (рис. 14.4, *д*).

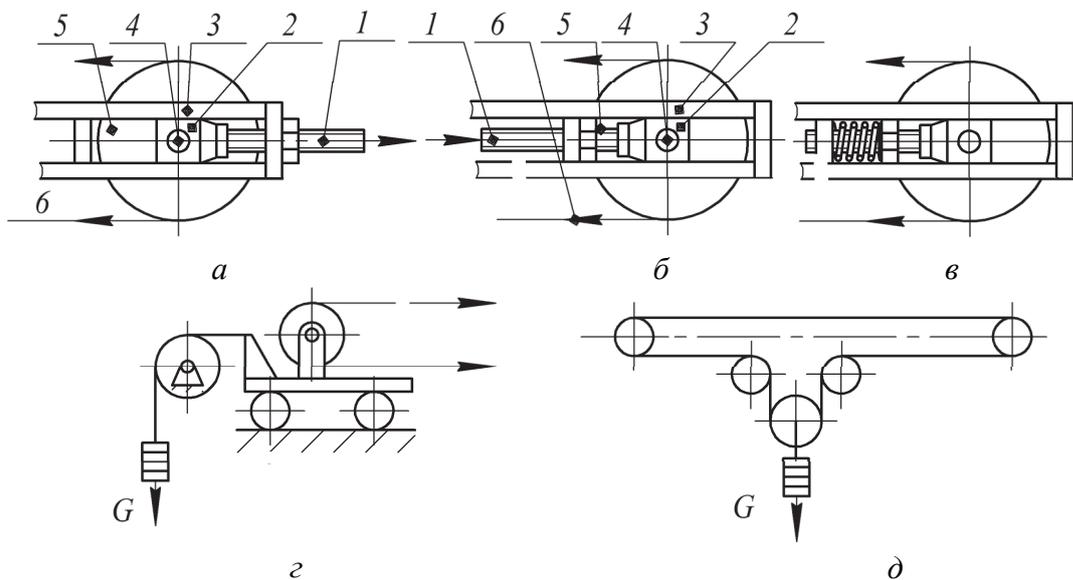


Рис. 14.4. Натяжные устройства:

а, *б* – винтовые натяжные устройства:

1 – винт; *2* – ползун; *3* – рама; *4* – ось; *5* – барабан; *6* – лента;

в – пружинное устройство; *з* – натяжное устройство

с подвижной тележкой; *д* – грузовое устройство

Привод конвейера (приводная станция) состоит из электродвигателя, редуктора, открытых передач, приводного барабана и соединительных муфт. Такой привод преобразует электрическую энергию в механическую и за счет снижения угловой скорости повышает крутящий момент на валу приводного барабана, что позволяет увеличить тяговую силу F_t . Наличие в приводе упругих муфт и

передач с упругими элементами компенсирует динамические нагрузки, возникающие в приводе при пуске, остановке и перегрузках.

Загрузка сыпучего груза на ленту может производиться через направляющий лоток или воронку, а разгрузка – через концевой барабан либо при помощи плужкового или барабанного сбрасывателя.

Кроме перечисленных устройств, ленточные конвейеры могут быть оснащены различными приборами управления и учета (взвешивающими, указателями скорости движения ленты, датчиками уровня слоя транспортируемого материала и др.), различного рода приспособлениями для очистки ленты (скребками-ножами, спиральными резиновыми роликами, вращающимися щетками и т. д.).

Пластинчатые конвейеры предназначены для перемещения в горизонтальной плоскости или с небольшим наклоном (до 35°) тяжелых (500 кг и более) штучных грузов, крупнокусковых, в том числе остrokромчатых материалов, а также грузов, нагретых до высокой температуры. Пластинчатые конвейеры, стационарные или передвижные, имеют те же основные узлы, что и ленточные.

Схема простейшего пластинчатого конвейера представлена на рис. 14.5. В таком конвейере материал подается через загрузочную воронку 1 и транспортируется грузонесущим полотном 4. Тяговая цепь 3 натягивается с помощью звездочки 2 и приводится в движение от звездочки 5. Разгрузка транспортируемого материала производится через окно 6.

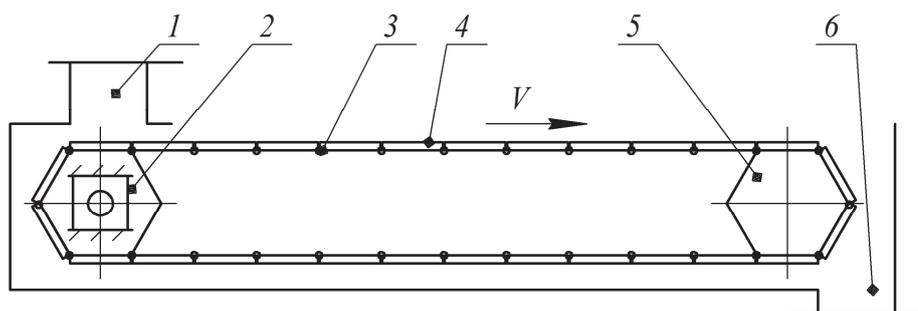


Рис. 14.5. Схема пластинчатого конвейера:

1 – загрузочная воронка; 2 – натяжная звездочка; 3 – тяговая цепь; 4 – грузонесущее полотно; 5 – приводная звездочка; 6 – разгрузочное окно

Грузонесущий орган – металлический, реже деревянный, пластмассовый настил-полотно, который состоит из отдельных пластин, прикрепленных к одной или двум тяговым цепям. Настил может

быть плоским, волнистым или коробчатого сечения, без бортов или с бортами. Тяговые цепи огибают приводные и натяжные звездочки, установленные на концах рамы. Скорость движения груза небольшая – 0,3–1,0 м/с. Для увеличения производительности конвейеры с плоским настилом дополняют неподвижными бортами. Типовые пластинчатые конвейеры имеют производительность до 2000 т/ч.

Скребокковые конвейеры перемещают груз движущимися по желобу или трубе скребками. Такие конвейеры используют для перемещения сыпучих или кусковых грузов, поступающих в желоб через загрузочную воронку. Трасса скребокковых конвейеров может быть горизонтальной, наклонной, а иногда пространственной. Рабочей ветвью обычно является нижняя, реже – верхняя, иногда обе ветви. В качестве тягового элемента чаще используется цепь, реже – лента.

На рис. 14.6 приведена схема скребоккового конвейера с нижней рабочей ветвью. Такой конвейер состоит из загрузочной воронки 1, желоба 2, поддерживающих роликоопор рабочей 6 и холостой 3 ветви, тягового полотна 7 с закрепленными на нем скребками, приводного 4 и натяжного 5 барабанов, разгрузочного окна 8.

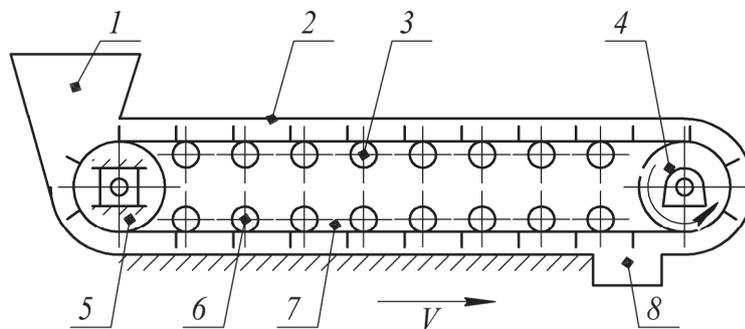


Рис. 14.6. Схема скребоккового конвейера:

- 1 – загрузочная воронка; 2 – желоб;
- 3 – поддерживающая роликоопора холостой ветви;
- 4 – приводной барабан (звездочка); 5 – натяжной барабан (звездочка);
- 6 – поддерживающая роликоопора рабочей ветви;
- 7 – тяговый орган со скребками; 8 – разгрузочное окно

Контур сечения желоба и конфигурация скребков должны быть одинаковыми – прямоугольной, полукруглой, трапецеидальной формы. Скребки бывают штампованными из листовой стали или литыми, а желоба изготавливают металлическими, реже де-

ревянными. Скребокковые конвейеры по сравнению с пластинчатыми имеют меньшую массу, могут загружаться и разгружаться в любой точке по всей длине желоба. Применение скребокковых конвейеров ограничено из-за измельчения грузов и быстрого износа желоба, особенно при перемещении абразивных материалов. Кроме того, для скребокковых конвейеров характерен большой расход энергии, затрачиваемой на преодоление сил сопротивлений. Скорость тягового органа скребокковых конвейеров составляет 0,16–0,50 м/с и реже 1,0 м/с, производительность – 50–350 т/ч. Скребокковые конвейеры обычно применяются для перемещения груза на расстояния до 100 м.

Подвесные конвейеры предназначены для транспортировки штучных грузов или насыпных грузов в таре по замкнутому контуру пространственной или одноплоскостной (горизонтальной) трассы. Тяговым органом таких конвейеров является цепь или канат, на котором закреплены каретки с подвесками для транспортирования груза по подвешенному жесткому пути. Подвесные конвейеры делят на три группы: грузонесущие (рис. 14.7, а), у которых каретки 1 постоянно соединены с тяговым органом 3; толкающие (рис. 14.7, б), где каретки не связаны постоянно с тяговым органом и передвигаются по грузовым подвесным путям 5, а грузовые тележки перемещаются толкателями 4; тянущие, или грузоведущие (рис. 14.7, в), когда каретки также постоянно соединены с тяговым органом и имеют захваты б для присоединения тележек 7, перемещающихся по полу цеха или склада.

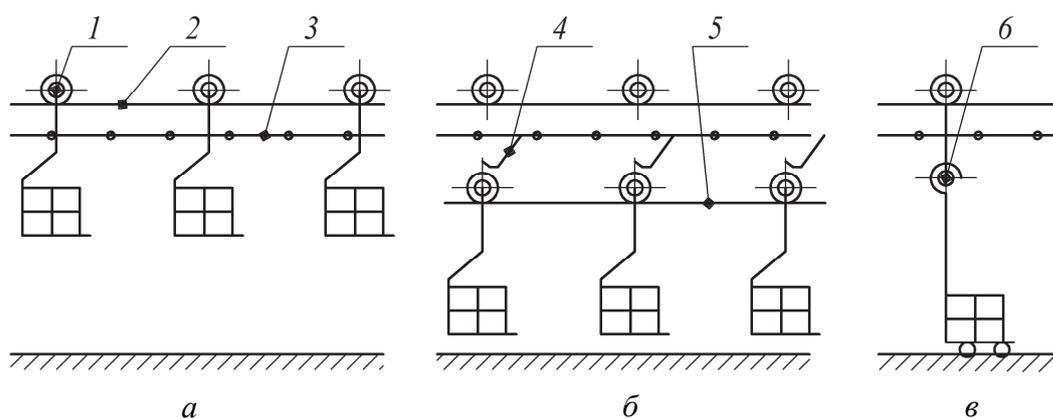


Рис. 14.7. Схемы подвесных конвейеров:
 а – грузонесущий; б – толкающий; в – грузоведущий;
 1 – каретка; 2 – тяговый путь; 3 – тяговый элемент; 4 – толкатель;
 5 – грузовой путь; б – захват; 7 – тележка со штангой

Применение подвесных конвейеров позволяет решить проблемы комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных и складских работ на стыке внутрицехового, внутризаводского и магистрального транспорта. Значительная роль им отводится и в создании полностью автоматизированных складов. Скорость движения цепи подвесного составляет 0,005–0,4 м/с, производительность до 3000 подвесок/ч. Их обычно применяют для перемещения груза до 500 м и более с уклоном до 25°.

Порядок выполнения работы

1. Составить кинематическую схему ленточного конвейера с приводом и натяжным устройством.

2. По согласованию с преподавателем выбрать транспортируемый материал (табл. 14.1).

3. Определить скорость движения ленты. Для этого отметить на ленте конвейера две метки на расстоянии $L = 0,5–1$ м и напротив первой метки на ленте поставить метку на раме конвейера. С помощью секундомера измерить время t , за которое совместится вторая метка на ленте с меткой на раме. Найти скорость движения ленты по формуле

$$V = \frac{L}{t}, \quad (14.5)$$

где t – время прохождения лентой данного расстояния, с.

Опыт провести дважды.

4. Измерить ширину ленты B , м.

5. Определить часовую производительность ленточного конвейера по формуле (14.2), где A – площадь транспортируемого материала, м^2 , определяемая для плоской схемы расположения роликоопор по формуле

$$A = \frac{0,64B^2 \operatorname{tg}\left(\frac{\varphi}{2}\right)}{4}, \quad (14.6)$$

где φ – угол естественного откоса материала в движении (табл. 14.1).

6. Рассчитать требуемую тяговую силу при транспортировании груза по следующей формуле

$$F_T = \omega L_T (q + q_k) g k_k, \quad (14.7)$$

где ω – коэффициент сопротивления (для прямой роликоопоры на подшипниках качения, установленной в чистом помещении без пыли, $\omega = 0,018$); L_T – длина горизонтальной проекции конвейера, м; q – погонная масса груза q , кг/м, определяемая по формуле

$$q = A\rho, \quad (14.8)$$

где A – площадь поперечного сечения груза, м²; ρ – насыпная плотность, кг/м³ (табл. 14.1); q_k – погонная масса движущихся частей конвейера, кг/м, $q_k = 1,2$; g – ускорение свободного падения, равное 9,81 м/с²; k_k – коэффициент, учитывающий геометрические и конструктивные особенности конвейера, вычисляемый по формуле

$$k_k = k_1 k_2 k_3 k_4 k_5, \quad (14.9)$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий длину конвейера ($k_1 = 1,5$); k_2 – коэффициент, учитывающий профиль трассы ($k_2 = 1$); k_3 – коэффициент, учитывающий положение привода (при головном приводе $k_3 = 1$); k_4 – коэффициент, учитывающий наличие и количество z промежуточных натяжных станций ($k_4 = 1 + 0,02z$); k_5 – коэффициент, учитывающий способ разгрузки (при разгрузке через головной барабан $k_5 = 1$).

Таблица 14.1

Характеристика свойств насыпных грузов

Наименование груза	Насыпная плотность ρ , кг/м ³	Угол естественного откоса φ , град.	
		в покое	в движении
Бетон	1800–2200	45	27
Глина мокрая	1900–2000	30	25
Известь гашеная	320–810	30–50	15–25
Камень	1800–2200	45	30
Опилки древесные	160–320	39	19
Песок сухой	1400–1650	45	30
Песок влажный	1500–1700	50	35
Торф сухой	330–400	45	32
Уголь древесный	150–220	35–50	17–25
Цемент	1000–1800	40	30
Щебень	1200–1800	45	35

7. Определить силу натяжения в набегающей ветви по следующей формуле:

$$F_{\text{наб}} = F_{\text{т}} \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (14.10)$$

где e – основание натурального логарифма, равное $e = 2,718$; f – коэффициент трения ленты по барабану (для пары резина – сталь $f = 0,25$); α – угол обхвата барабана лентой, рад, принимается по табл. 14.2; $e^{f\alpha}$ – коэффициент Эйлера (коэффициент тяги).

8. Рассчитать силу натяжения в сбегающей ветви по формуле

$$F_{\text{сб}} = \frac{F_{\text{наб}}}{e^{f\alpha}}. \quad (14.11)$$

9. Вычислить требуемое натяжение ленты по следующей формуле:

$$F_{\text{нат}} = F_{\text{наб}} + F_{\text{сб}}. \quad (14.12)$$

10. Результаты расчетов занести в табл. 14.2.

Таблица 14.2

Результаты расчета ленточного конвейера

Угол обхвата α		Коэффициент трения f	Коэффициент тяги $e^{f\alpha}$	Сила, Н		
град.	рад			$F_{\text{нат}}$	$F_{\text{наб}}$	$F_{\text{сб}}$
180	3,14	0,25				
		0,30				
220		0,25				
		0,30				
260		0,25				
		0,30				

Содержание отчета

Название и цель работы; кинематическая схема ленточного конвейера с приводом; результаты расчетов в виде табл. 14.2.

Контрольные вопросы

1. Назначение конвейеров.
2. Где применяются ленточные конвейеры?
3. Какие существуют разновидности ленточных конвейеров?
4. От чего зависит тяговое усилие ленточного конвейера?
5. От чего зависит коэффициент трения между соприкасающимися поверхностями ленты и барабана?
6. Какие имеются возможные пути увеличения тяговой способности и производительности ленточных конвейеров?
7. Условие работоспособности ленточного конвейера.

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН БЕЗ ТЯГОВОГО ОРГАНА

Цель работы: изучение классификации и конструкций транспортирующих машин без тягового органа; определение фактической производительности роликового и винтового конвейеров.

Инструменты: секундомер, штангенциркуль.

Подготовка к выполнению работы: ознакомиться с теоретическим материалом по конвейерам [4, с. 355–444].

Общие сведения

Транспортирующие машины без тягового органа. В таких конвейерах происходит раздельное движение транспортируемого материала и рабочих органов, совершающих круговое вращательное (роликовые, винтовые конвейеры) или возвратно-поступательное рабочее движение (например, инерционные конвейеры).

Винтовые конвейеры служат для перемещения пылевидных, мелкокусковых, вязких и тестообразных грузов в горизонтальной или наклонной (до 20°) плоскостях, реже в вертикальной плоскости (конвейеры с быстро вращающимися винтами). Производительность конвейера зависит от угла наклона груза. Для горизонтальных конвейеров она может достигать $140 \text{ м}^3/\text{ч}$. Обычно они применяются для транспортирования груза на небольшие расстояния (до 12 м).

Конвейер, приведенный на рис. 15.1, состоит из винта 1, вал которого вращается на подшипниковых опорах 3, установленных на кронштейнах 4. Винт находится внутри желоба 2, что позволяет транспортировать пылящиеся и испаряющие вредные вещества материалы. Загрузка транспортируемого материала производится через воронку 6, а разгрузка – через люк 7. Вращение винта осуществляется приводом 5.

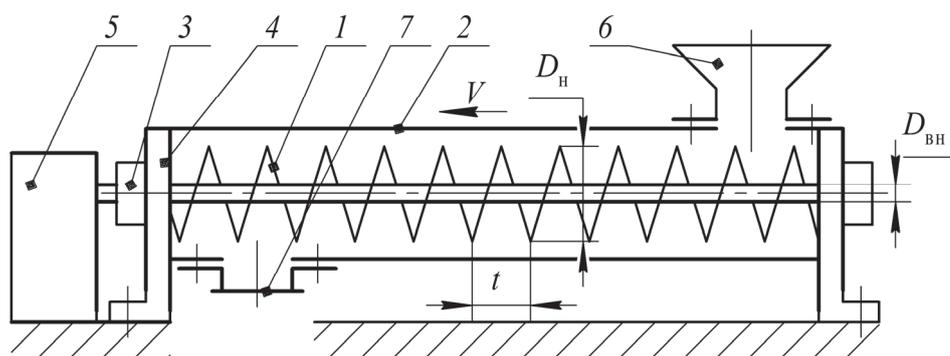


Рис. 15.1. Винтовой конвейер:

1 – винт; 2 – желоб; 3 – подшипниковая опора вала винта;
4 – кронштейн; 5 – привод; 6 – загрузочная воронка; 7 – разгрузочный люк;
 t – шаг винта; D_n – наружный диаметр винта; $D_{вн}$ – внутренний диаметр винта; V – скорость перемещения материала

Винты по конструкции бывают: сплошными (рис. 15.2, а) – для транспортировки насыпных мелкозернистых и порошковых грузов (цемент, гипс, мел, зола, сухой песок и др.); фасонными (рис. 15.2, б) – для транспортировки тестообразных грузов (цементный раствор, глина и др.); ленточными (рис. 15.2, в) – для перемещения насыпных мелкокусковых грузов (гравий, песчаник, известняк и пр.); лопастными (рис. 15.2, г) – для одновременного интенсивного перемешивания и транспортировки тестообразных грузов.

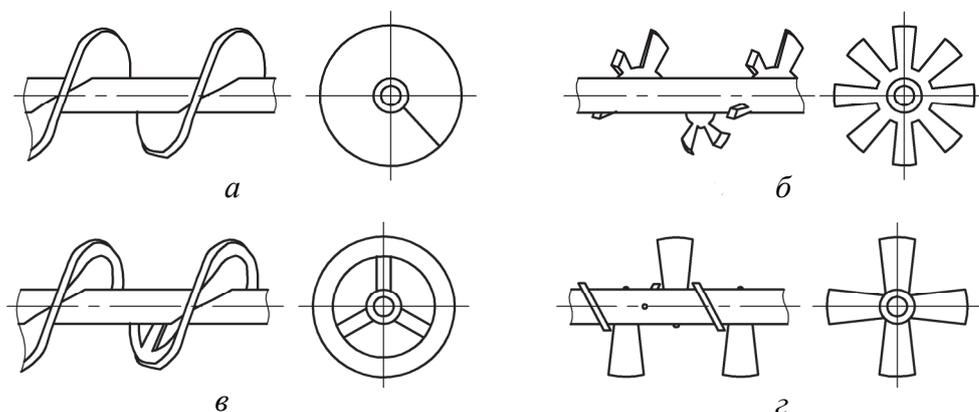


Рис. 15.2. Конструкции винтов:

а – сплошной; б – фасонный; в – ленточный; г – лопастной

Винты, применяемые в таких транспортирующих машинах, могут иметь постоянный или переменный диаметр; постоянный либо переменный одно- или двухзаходный шаг; правое, левое или комбинированное направление спирали.

Перемещение груза в конвейере осуществляется винтом, который вращаясь сообщает поступательное движение грузу, соприкасающемуся с его винтовой поверхностью, при этом между винтом и желобом должен обеспечиваться минимально возможный зазор. При работе конвейера формируется винтовая пара, в которой роль гайки выполняет перемещаемый груз. Работоспособность конвейера обеспечивается при выполнении условия

$$F_{\text{тр.ж}} > F_{\text{тр.в}}, \quad (15.1)$$

где $F_{\text{тр.ж}}$ – сила трения между грузом и стенками желоба, Н; $F_{\text{тр.в}}$ – сила трения между грузом и рабочими боковыми поверхностями витков винта, Н.

Винтовые конвейеры просты в изготовлении, имеют мало вращающихся частей и при необходимости могут быть сделаны герметичными, что особенно ценно при транспортировке пылящих и горячих грузов, выделяющих вредные испарения. Эти конвейеры позволяют осуществлять загрузку и разгрузку материала в любом необходимом месте по длине конвейера, совмещать технологические операции (транспортировку и перемещение), дозировать груз. Существенными недостатками винтовых конвейеров являются крошение хрупких материалов, невозможность транспортировки липких материалов, небольшое расстояние транспортировки и только прямая трасса, большой расход энергии вследствие значительных сопротивлений при перемещении сыпучих грузов, в результате которого происходит повышенное износ трущихся поверхностей элементов конвейера. Производительность винтового конвейера определяется по следующим формулам:

1) горизонтального:

– объемная

$$Q_{\Gamma}^{\text{об}} = \frac{60\pi(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вн}}^2)}{4} t n \psi = 47,1(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вн}}^2) t n \psi; \quad (15.2)$$

– по массе

$$Q_{\Gamma}^{\text{м}} = 47,1(D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вн}}^2) t n \psi \rho; \quad (15.3)$$

2) наклонного

$$Q_{\text{н}} = Q_{\Gamma} C; \quad (15.4)$$

3) вертикального

$$Q_v = 0,5Q_g, \quad (15.5)$$

где D_n – наружный диаметр винта, м; $D_{вн}$ – внутренний диаметр винта, м; t – шаг винта, м; n – частота вращения винта, мин⁻¹ (табл. 15.1); ψ – коэффициент заполнения желоба (табл. 15.1); ρ – плотность транспортируемого материала, кг/м³; C – коэффициент уменьшения производительности наклонного конвейера (табл. 15.2).

Таблица 15.1

**Значение частоты вращения винта
и коэффициента заполнения желоба**

Параметр	Материал		
	легкий неабразивный	тяжелый неабразивный	тяжелый абразивный
Частота вращения n , мин ⁻¹	$n = \frac{60}{\sqrt{D_n}}$	$n = \frac{45}{\sqrt{D_n}}$	$n = \frac{30}{\sqrt{D_n}}$
Коэффициент заполнения желоба ψ	0,4	0,25	0,125

Таблица 15.2

Значение коэффициента C

Угол наклона α , град.	5	10	25	30
Коэффициент уменьшения производительности C	0,9	0,8	0,7	0,65

Качающиеся (вибрационные) конвейеры (рис. 15.3) используются для транспортирования всех видов насыпных грузов, кроме липких. Применение таких конвейеров эффективно для перемещения грузов на небольшие расстояния (до 100 м) при малой и средней производительности (до 150 т/ч). Наибольшая их возможная производительность 400 т/ч. По конструкции качающийся конвейер представляет собой желоб, совершающий колебательные движения относительно неподвижной рамы и перемещающий транспортируемый материал. Колебания желоба осуществляются с помощью вибратора.

По характеру движения груза качающиеся конвейеры подразделяются на инерционные (с переменным и постоянным давлением груза на дно желоба), в которых груз скользит по желобу, не отрываясь от него, и вибрационные, в которых груз отрывается от

желоба и небольшими бросками перемещается вдоль желоба. Наиболее широкое распространение получили вибрационные конвейеры, в которых желоб 2 в форме трубы (рис. 15.3) совершает колебания с амплитудой от долей миллиметра до 15 мм и более и частотой до 50 Гц. Желоб устанавливается на упругих элементах и соединяется с вибратором. В качестве упругих элементов могут использоваться пружинные рессоры 4 (рис. 15.3) или резиновые демпферы. Преимуществами резиновых демпферов являются: малые габариты и масса по сравнению с металлическими рессорами и пружинами той же жесткости, более высокая надежность.

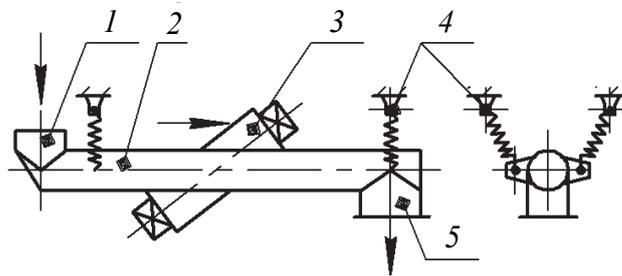


Рис. 15.3. Схема вибрационного качающегося конвейера:
1 – загрузочная воронка; 2 – желоб; 3 – электровибратор;
4 – пружинная подвеска; 5 – разгрузочная воронка

При работе вибрационного конвейера возникают ускорения, вертикальная составляющая которых превышает ускорения свободного падения. В таком случае частицы груза отрываются от поверхности желоба и их движение происходит непрерывными, следующими один за другим микрополетами.

Груз при таком движении не крошится, не пылит и мало изнашивает желоб. Эффективное транспортирование груза будет происходить в том случае, если в конце микрополета частицы попадут на желоб в начале следующего периода его колебаний. В качестве возбудителей колебаний могут использоваться инерционные, электромагнитные, эксцентриковые и поршневые (гидравлические и пневматические) вибраторы.

Преимущества вибрационных конвейеров: возможность транспортировки изолированного от окружающей среды груза в герметически закрытых трубах и возможность одновременно с транспортировкой выполнять различные технологические операции – сушку, смешивание, охлаждение, грохочение и т. п. Для таких конвейеров свойственны малый износ несущего элемента (трубы или

желоба), в том числе при транспортировке абразивных грузов; сравнительная простота конструкции машины; возможность промежуточной загрузки и разгрузки; малый расход энергии при работе в резонансном режиме, когда частота вынужденных колебаний совпадает с частотой собственных колебаний частиц груза.

К недостаткам относятся значительное снижение производительности при транспортировке груза вверх (за исключением специальных вертикальных вибрационных конвейеров) – при увеличении угла наклона на 1° производительность конвейера снижается примерно на 3–4% (при перемещении груза вниз по уклону производительность примерно в таком же размере повышается); небольшая долговечность упругих элементов и опорных подшипников привода (обычно не больше года).

Роликовые конвейеры применяют для перемещения штучных грузов, имеющих плоскую, ребристую или цилиндрическую поверхность, а также материалов, упакованных в тару. Перемещение груза осуществляется перекачиванием его по стационарно установленным роликам. Трасса конвейера может быть прямолинейной (рис. 15.4, *а, б, к*) или криволинейной (рис. 15.4, *в, е, и*). По приводу роликовые конвейеры бывают неприводными (рис. 15.4, *а–в*), когда движущей силой является мускульная энергия рабочего, сообщаемого грузу импульс для перемещения (при горизонтальных конвейерах), или составляющая собственной массы (наклонные гравитационные устройства) (рис. 15.4, *д, е*). В приводных конвейерах (рис. 15.4, *г, к, л*) перемещение груза осуществляется за счет сил сцепления, возникающих между грузом и вращающимся приводным роликом.

Наиболее часто применяются роликовые конвейеры с приводными роликами. Основными условиями работоспособности таких конвейеров являются: длина ролика должна быть несколько больше ширины или диаметра транспортируемого груза, а расстояние между роликами не должно превышать половины длины груза; сила трения между роликом и перемещаемым грузом должна превышать силу сопротивления движению груза: $F_{тр} > F_{сопр}$.

Приводные конвейеры позволяют без использования дополнительных устройств, только за счет размещения роликов, выбора их диаметров и формы, производить саморазгрузку, ускорять движение в горизонтальной плоскости (рис. 15.4, *г*), образовывать перекидные системы, дающие возможность перемещать груз с одной технологической линии на другую (рис. 15.4, *е–и*).

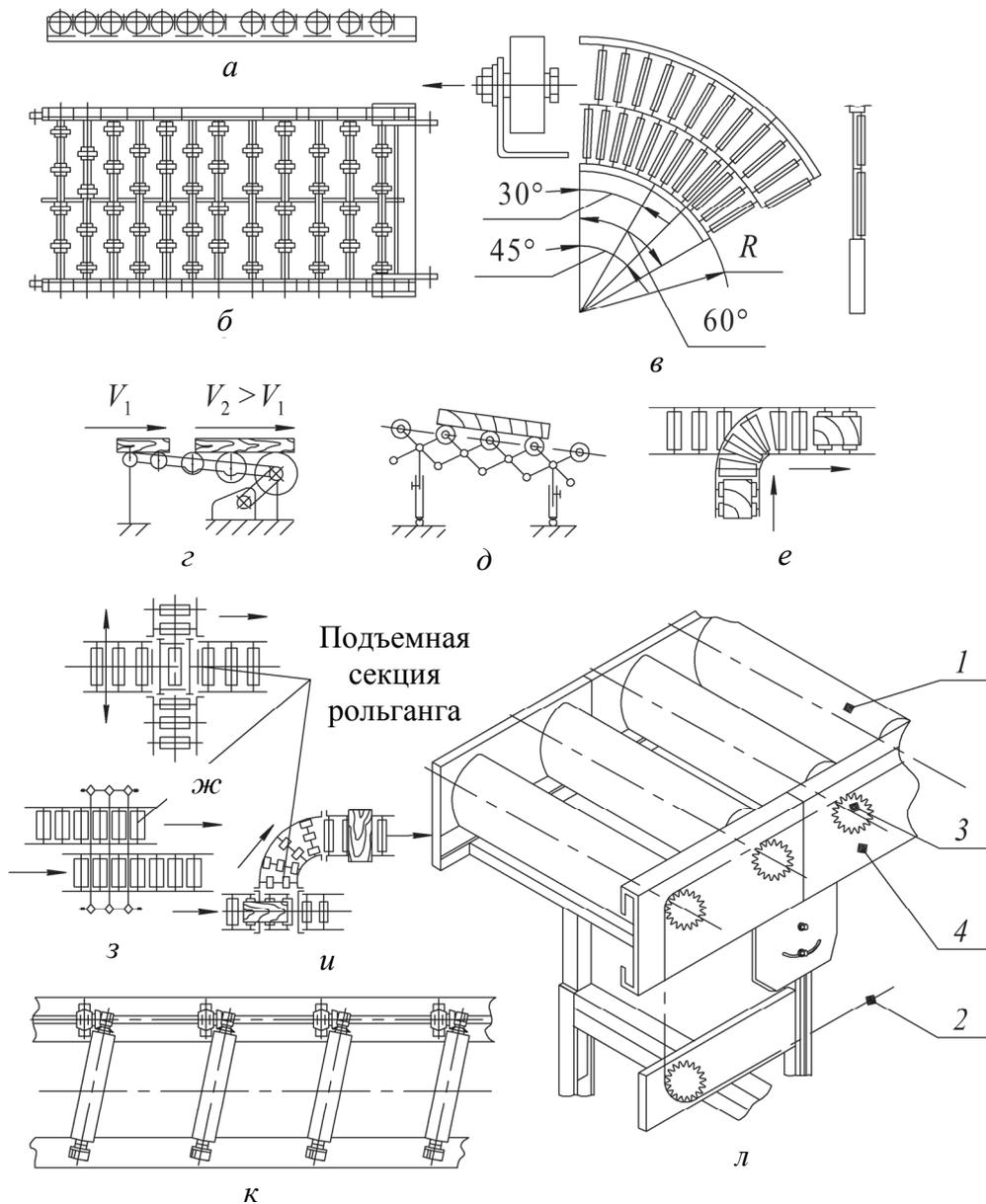


Рис. 15.4. Виды роликовых конвейеров:
a – горизонтальный конвейер; *б* – дисковый конвейер; *в* – поворотная секция;
г – разгонный участок конвейера; *д*, *е* – наклонные конвейеры;
ж, *з*, *и* – деления на потоки; *к* – групповой привод валом
с коническими колесами; *л* – групповой привод цепью:
1 – приводной ролик; 2 – цепь; 3 – звездочка; 4 – рама

Штучная производительность роликового конвейера рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{шт}} = 3600 \frac{V}{a_{\text{м}}}, \quad (15.6)$$

где V – скорость перемещения, м/с; a_m – расстояние между штучными или тарными грузами по длине, м.

Производительность по массе находится из следующего выражения

$$Q_m = 3600 \frac{V}{a_m} G_0, \quad (15.7)$$

где G_0 – масса единичного груза, кг.

Порядок выполнения работы

1. Составить кинематическую схему роликового конвейера с приводом и натяжным устройством цепи.

2. Измерить длину конвейера L , м.

3. Определить скорость движения груза по формуле (14.5 на с. 160). Для этого положить образец на роликовый конвейер. Включить конвейер. Замерить время t , с, перемещения груза от начала до конца конвейера.

4. Рассчитать производительность роликового конвейера по формулам (15.6) и (15.7).

5. Составить кинематическую схему винтового конвейера.

6. Измерить наружный D_n , м, и внутренний $D_{вн}$, м, диаметры винта, м; шаг винта S , м, винтового конвейера.

7. Вычислить производительность конвейера по формулам (15.2)–(15.5) для разных материалов по согласованию с преподавателем. Результаты расчета занести в табл. 15.3.

Таблица 15.3

Результаты расчета винтового конвейера

Размеры, мм			Материал	Частота вращения n , мин ⁻¹	Производительность					
					объемная, м ³ /ч			по массе, кг/ч		
t	$D_{вн}$	D_n					$П_г$	$П_n$	$П_в$	

8. Сделать выводы по результатам работы.

Содержание отчета

Название и цель работы; кинематическая схема роликового конвейера с приводом; результаты расчетов в виде табл. 15.3.

Контрольные вопросы

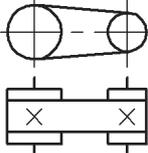
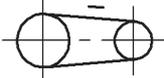
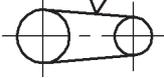
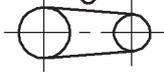
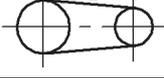
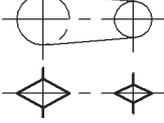
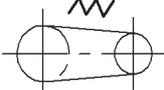
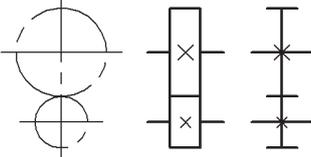
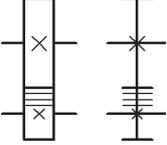
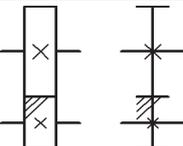
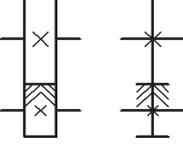
1. Чем отличаются конвейеры без тягового органа от транспортирующих машин с тяговым органом?
2. Где применяются роликовые конвейеры?
3. Какие существуют разновидности роликовых конвейеров?
4. От чего зависит производительность роликового конвейера?
5. Где используются винтовые конвейеры?
6. От чего зависит производительность винтового конвейера?
7. Условия работоспособности винтового и роликового конвейеров.
8. Область применения вибрационных конвейеров.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

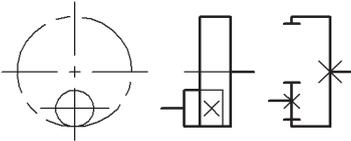
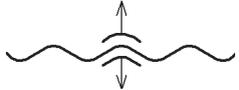
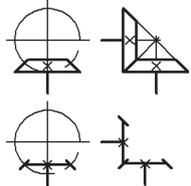
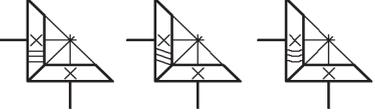
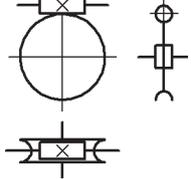
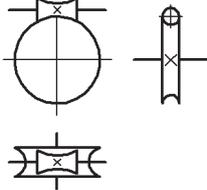
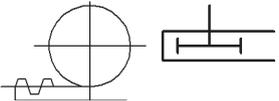
ОБОЗНАЧЕНИЯ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ В СХЕМАХ. ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИКИ (ПО ГОСТ 2.770–80)

Наименования	Обозначения	
Вал, валик, ось, стержень, шатун и т. п.		
Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа): а) радиальные б) упорные		
Подшипники: а) радиальные	скольжения 	качения
б) радиально-упорные односторонние		
в) радиально-упорные двухсторонние		
г) упорные односторонние		
д) упорные двухсторонние		
Муфта. Общее обозначение без уточнения типа		
а) глухая		
б) упругая		
Тормоз. Общее обозначение без уточнения типа		
Храповые зубчатые механизмы с наружным зацеплением односторонние		
Фрикционные передачи с цилиндрическими роликами		
Маховик на валу		

Продолжение таблицы

Наименования	Обозначения
Передача ремнем без уточнения типа	
Передача плоским ремнем	
Передача клиновидным ремнем	
Передача круглым ремнем	
Передача зубчатым ремнем	
Передача цепью: а) общее обозначение без уточнения типа цепи	
б) зубчатой	
Передачи зубчатые (цилиндрические): а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
б) то же с прямыми зубьями	
косыми зубьями	
шевронными зубьями	

Окончание таблицы

Наименования	Обозначения
в) внутреннее зацепление	
Винт, передающий движение	
Гайка на винте, передающем движение: а) неразъемная	
б) неразъемная с шариками	
в) разъемная	
Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические а) общее обозначение без уточнения типа зубьев	
б) с прямыми, спиральными и круговыми зубьями	
Червячные передачи с цилиндрическим червяком	
Червячные глобоидные передачи	
Передачи зубчатые реечные (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
Пружины цилиндрические сжатия	

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ПОДШИПНИКИ

Подшипники шариковые радиальные однорядные (по гост 8338–75)

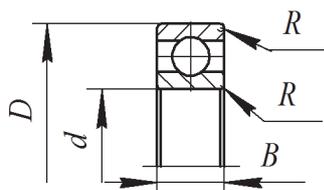


Рис. П2.1. Габаритные размеры шариковых радиальных однорядных подшипников

Таблица П2.1

Основные размеры и параметры шариковых радиальных однорядных подшипников

Условное обозначение подшипника	d, мм	D, мм	B, мм	R, мм	Грузоподъемность, кН		Условное обозначение подшипника	d, мм	D, мм	B, мм	R, мм	Грузоподъемность, кН	
					динамическая C	статическая C ₀						динамическая C	статическая C ₀
Особо легкая серия						Легкая серия							
104	20	42	12	1,0	9,36	4,5	204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
105	25	47	12	1,0	11,2	5,6	205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8	206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5	207	35	72	17	2,0	25,5	13,7
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3	208	40	80	18	2,0	32,0	17,8
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2	209	45	85	19	2,0	33,2	18,6
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2	210	50	90	20	2,0	35,1	19,8
Средняя серия						Тяжелая серия							
303	17	47	14	1,5	13,5	6,65	403	17	62	17	2,0	22,9	11,8
304	20	52	15	2,0	15,9	7,8	405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
305	25	62	17	2,0	22,5	11,4	406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
306	30	72	19	2,0	29,1	14,6	407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0	408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4	409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0	410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
310	50	100	27	3,0	61,8	36,0	411	55	140	33	3,5	100,0	63,0

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (по ГОСТ 831–75)

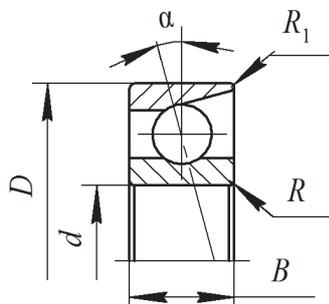


Рис. П2.2. Габаритные размеры шариковых радиально-упорных подшипников

Таблица П2.2

Основные размеры и параметры шариковых радиально-упорных подшипников

Условное обозначение подшипника		d , мм	D , мм	B , мм	R , мм	R_1 , мм	Грузоподъемность, кН			
							динамическая C типа		статическая C_0 типа	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$						36000	46000	36000	46000
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	14,8	8,31	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	15,7	9,1	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	21,9	12,0	12,0
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	30,8	29,0	17,8	16,4
36208	46208	40	80	18	2,0	1,0	38,9	36,8	23,2	21,3
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	41,2	38,7	25,1	23,1
36210	46210	50	90	20	2,0	1,0	43,2	40,6	27,0	24,9

Подшипники роликовые конические однорядные (по Гост 333–79)

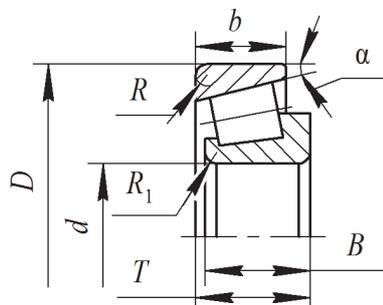


Рис. П2.3. Габаритные размеры роликовых конических однорядных подшипников

Таблица П2.3

**Основные размеры и параметры
роликовых конических однорядных подшипников**

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки		
	d	D	T	B	b	R	R_1	динамическая C	статическая C_0	e	Y	Y_0
Легкая серия ($\alpha = 12-16^\circ$)												
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,360	1,666	0,916
7205	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,360	1,666	0,916
7206	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,365	1,645	0,905
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,369	1,624	0,893
7208	40	80	20,0	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,383	1,565	0,861
7209	45	85	21,0	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,414	1,450	0,798
7210	50	90	22,0	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,374	1,604	0,882
Легкая широкая серия ($\alpha = 12-16^\circ$)												
7506	30	62	21,5	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,365	1,645	0,905
7507	35	72	24,5	23,0	20	2,0	0,8	53,0	40,0	0,346	1,733	0,953
7508	40	80	25,0	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,381	1,575	0,866
7509	45	85	25,0	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,416	1,442	0,793
7510	50	90	25,0	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,421	1,426	0,784
Средняя серия ($\alpha = 10-14^\circ$)												
7304	20	52	16,5	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,296	2,026	1,114
7305	25	62	18,5	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,360	1,666	0,916
7306	30	72	21,0	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,337	1,780	0,979
7307	35	80	23,0	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,319	1,881	1,035
7308	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,278	2,158	1,187
7309	45	100	27,5	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,287	2,090	1,150
7310	50	110	29,5	29	23	2,5	1,0	100,0	75,5	0,310	1,937	1,065
Средняя широкая серия ($\alpha = 11-15^\circ$)												
7604	20	52	22,5	21	118,5	2,0	0,8	31,5	22,0	0,298	2,011	1,106
7605	25	62	25,5	24	21	2,0	0,8	47,5	36,6	0,273	2,194	1,205
7606	30	72	29,0	29	23	2,0	0,8	63,0	51,0	0,319	1,882	1,035
7607	35	80	33,0	31	27	2,5	0,8	76,0	61,5	0,296	2,026	1,114
7608	40	90	35,5	33	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5	0,296	2,026	1,114
7609	45	100	38,5	36	31	2,5	0,8	114,0	90,5	0,291	2,058	1,131
Средняя серия* ($\alpha = 25-29^\circ$)												
27306	30	72	21,0	19,0	14,0	2,0	0,8	35,0	20,6	0,721	0,833	0,458
27307	35	80	23,0	21,0	15,0	2,5	0,8	45,0	29,0	0,786	0,763	0,420
27308	40	90	25,5	23,0	17,0	2,5	0,8	56,0	37,0	0,786	0,763	0,420
27310	50	110	29,5	29,0	19,0	3,0	1,0	80,0	53,0	0,797	0,752	0,414

* По ГОСТ 7260-81.

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник / М. Н. Иванов. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
2. Гузенков, П. Г. Детали машин: учеб. пособие для студентов вузов / П. Г. Гузенков. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1982. – 351 с.
3. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск: Выш. шк., 2000. – 584 с.
4. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины / М. П. Александров. – М.: Высш. шк., 1985. – 520 с.
5. Таубер, Б. А. Подъемно-транспортные машины / Б. А. Таубер. – М.: Лесная пром-сть, 1980. – 456 с.
6. Кузьмин, А. В. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин / А. В. Кузьмин, Ф. Л. Марон. – Минск: Высш. шк., 1983. – 350 с.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
Порядок выполнения лабораторных работ.....	3
Основные положения по технике безопасности.....	4
Лабораторная работа № 1. Определение параметров цилиндрического зубчатого зацепления и их влияние на конструкцию редуктора	5
Лабораторная работа № 2. Определение параметров конического зубчатого зацепления и их влияние на конструкцию редуктора	24
Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции планетарного редуктора и определение КПД планетарного зацепления	34
Лабораторная работа № 4. Определение параметров червячного зацепления и их влияние на конструкцию червячного редуктора	44
Лабораторная работа № 5. Изучение методов снижения энергоемкости червячной передачи.....	58
Лабораторная работа № 6. Исследование болтового соединения, нагруженного поперечной внешней силой	68
Лабораторная работа № 7. Изучение конструкции и принципа работы ручной тали.....	76
Лабораторная работа № 8. Изучение конструкции и принципа работы электротельфера.....	84
Лабораторная работа № 9. Изучение работы полиспастной системы	92
Лабораторная работа № 10. Изучение классификации и основных параметров грузонесущих органов.....	101
Лабораторная работа № 11. Изучение грузозахватных устройств грузоподъемных машин.....	116
Лабораторная работа № 12. Изучение конструкций и принципа работы крюковых подвесок.....	128

Лабораторная работа № 13. Изучение конструкций тормозных устройств.....	135
Лабораторная работа № 14. Изучение конструкций и принципа работы транспортирующих машин с тяговым органом.....	152
Лабораторная работа № 15. Изучение конструкций и принципа работы транспортирующих машин без тягового органа.....	164
ПРИЛОЖЕНИЕ 1	173
ПРИЛОЖЕНИЕ 2	176
ЛИТЕРАТУРА	179

Учебное издание

Дулевич Александр Федорович
Осоко Сергей Анатольевич
Лось Александр Михайлович

ДЕТАЛИ МАШИН
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Учебно-методическое пособие

Редактор *Ю. А. Юрчик*
Компьютерная верстка *О. Ю. Шантарович*
Корректор *Ю. А. Юрчик*

Подписано в печать 07.04.2014. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,6. Уч.-изд. л. 10,9.
Тираж 300 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
ЛИ № 02330/0549423 от 08.04.2009.
ЛП № 02330/12 от 30.12.2013.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.

Учебное издание

Дулевич Александр Федорович
Осоко Сергей Анатольевич
Лось Александр Михайлович

ДЕТАЛИ МАШИН
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ

Учебно-методическое пособие

Редактор *Ю. А. Юрчик*
Компьютерная верстка *О. Ю. Шантарович*
Корректор *Ю. А. Юрчик*

Подписано в печать 07.04.2014. Формат 60×84¹/16.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 10,6. Уч.-изд. л. 10,9.
Тираж 300 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
ЛИ № 02330/0549423 от 08.04.2009.
ЛП № 02330/12 от 30.12.2013.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.