

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**ДЕТАЛИ МАШИН.
ПРАКТИКУМ**

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением
по аграрному техническому образованию
в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования
по специальностям 1-74 06 01 «Техническое обеспечение
процессов сельскохозяйственного производства»;
1-74 06 02 «Техническое обеспечение процессов хранения
и переработки сельскохозяйственной продукции»;
1-74 06 03 «Ремонтно-обслуживающее производство
в сельском хозяйстве»; 1-36 12 01 «Проектирование
и производство сельскохозяйственной техники»*

Минск
БГАТУ
2020

УДК 621.81(075)
ББК 34.44я7
Д38

Составители:

кандидат технических наук, доцент *Н. Н. Романюк*,
кандидат технических наук, доцент *В. А. Агейчик*,
кандидат технических наук, доцент *К. В. Сашко*,
старший преподаватель *А. Л. Вольский*,
старший преподаватель *Л. С. Жаркова*,
старший преподаватель *П. В. Клавсуть*,
старший преподаватель *И. Н. Кононович*,
старший преподаватель *А. И. Оскирко*,
старший преподаватель *К. Л. Сергеев*,
старший преподаватель *О. В. Сокол*

Рецензенты:

кафедра «Материаловедение и проектирование технических систем»
УО «Белорусский государственный технологический университет»
(кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой *Д. В. Куис*);
кандидат технических наук, доцент,
главный инженер РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства» *А. Л. Рапичук*

Детали машин. Практикум : учебно-методическое пособие /
Д38 сост.: Н. Н. Романюк [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2020. – 156 с.
ISBN 978-985-25-0073-9.

Содержит методические указания для выполнения лабораторных работ в целях повышения и углубления теоретических знаний, развития умения анализировать и объяснять результаты исследований и расчетов. Предусматривает практическое знакомство с типовыми деталями машин и сборочными единицами, условиями их работы и основами расчета.

Для студентов учреждений высшего образования.

УДК 621.81(075)
ББК 34.44я7

ISBN 978-985-25-0073-9

© БГАТУ, 2020

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ И ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОСТИ	5
Лабораторная работа № 1 Исследование привода рабочего органа машины.....	7
Лабораторная работа № 2 Изучение конструкции и определение параметров цилиндрического зубчатого редуктора.....	18
Лабораторная работа № 3 Определение параметров конических зубчатых передач	34
Лабораторная работа № 4 Определение КПД червячного редуктора.....	45
Лабораторная работа № 5 Определение основных параметров и расчет на прочность червячных передач	52
Лабораторная работа № 6 Исследование несущей способности ременной передачи	68
Лабораторная работа № 7 Исследование приводных втулочно-роликовых цепей	75
Лабораторная работа № 8 Определение критической скорости вращения вала	89
Лабораторная работа № 9 Изучение конструкции и определение долговечности подшипников качения	98
Лабораторная работа № 10 Исследование работы фрикционной многодисковой муфты	116
Лабораторная работа № 11 Исследование работы и расчет сварных соединений	126
Лабораторная работа № 12 Исследование затянутых болтов	135
Лабораторная работа № 13 Работа затянутого болта при приложении внешней нагрузки к соединению.....	143
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	154

ВВЕДЕНИЕ

Изучение курса «Детали машин» сопровождается выполнением студентами лабораторных работ, которые предусматривают практическое знакомство с типовыми деталями машин и сборочными единицами, с условиями их работы и основами расчета, со способами регулирования зацеплений и подшипников, их смазкой, а также с методами испытания на прочность и работоспособность соединений и элементов конструкций, с обработкой результатов опытов. Это способствует повышению и углублению теоретических знаний, развивает умение анализировать и объяснять полученные результаты. Задания на исследование несущей способности деталей, определение действующих усилий дают возможность шире раскрыть особенности прочностных расчетов.

Выполнение лабораторных работ позволяет ознакомиться с сущностью изучаемых явлений, с принципами работы устройств, установок и механизмов, научиться использовать слесарный инструмент и средства измерения, изучить методики проведения экспериментов и обработки результатов исследований.

Для успешного выполнения лабораторной работы студент обязан самостоятельно проработать по лекционному материалу и учебникам теорию, относящуюся к предстоящей работе.

Перед каждой лабораторной работой студент составляет индивидуальный отчет в принятой форме (на листах формата А4), включающий:

- титульный лист с указанием названия работы, данных студента и преподавателя;
- цель работы, основные теоретические положения, расчетные формулы, ответы на контрольные вопросы по теме лабораторной работы;
- принципиальную схему установки, таблицы для опытных и расчетных величин.

После выполнения работы отчет дополняется:

- результатами экспериментов и обработки опытных данных, результатами прочностных расчетов;
- результатами сопоставления значений опытных величин с теоретическими и справочными данными;
- анализом и объяснением возможных отклонений;
- выводами по работе.

ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ И ПРАВИЛА БЕЗОПАСНОСТИ

На лабораторных занятиях учебная группа делится на подгруппы, каждая из которых работает в отдельной лаборатории в присутствии преподавателя. В свою очередь, подгруппы делятся на рабочие звенья. За каждым студентом закрепляется рабочее место, что позволяет эффективно организовать работу с лабораторными установками, включающую их изучение, измерение и регистрацию данных и проведение расчетов.

Числовые значения, получаемые в результате измерений физических величин и вычислений при проведении лабораторных работ, являются приближенными, поэтому при расчетах необходимо соблюдать правила приближенных вычислений и округления чисел [1, с. 6–8].

В лабораторных работах, связанных с проведением опытов, в общем случае все полученные величины содержат погрешности, обусловленные различными причинами. Обработку таких измерений следует проводить согласно рекомендациям [1, с. 9–12].

Защита отчета по лабораторной работе проводится непосредственно на занятиях или во время консультаций. Отчет принимается преподавателем, ведущим занятия, с выставлением соответствующей отметки в журнале и отчете.

Студенты, не готовые к занятиям, к выполнению лабораторных работ не допускаются. Студенты, не отработавшие пропущенные лабораторные работы либо не защитившие их, не допускаются к экзамену по дисциплине.

До начала выполнения лабораторной работы все студенты проходят инструктаж по технике безопасности и оставляют подпись в специальном журнале. Студенты, не прошедшие инструктаж, к лабораторным занятиям не допускаются. В процессе работы все положения техники безопасности должны неукоснительно выполняться. За порядком в лаборатории во время проведения лабораторных работ следит преподаватель.

Основные правила безопасности:

– перед началом занятий дежурный по аудитории должен принять аудиторию, подготовить доску, получить методическую литературу и инструмент, необходимый для проведения занятий;

- находиться в аудитории в верхней одежде запрещается;
- при выполнении работ следует руководствоваться исключительно указаниями преподавателя, выполнять только ту работу, которая предусмотрена заданием;
- перед выполнением работы провести осмотр установки, убрать с рабочего стола посторонние предметы;
- при снятии узлов и деталей с установки для их изучения и измерения следует размещать их на специальных столах с противоскатными бортами;
- запрещается переносить узлы и детали с места на место, шуметь, толкаться;
- при работе с грузами следить за правильным размещением их на подвесах и стараться подвешивать как можно ниже;
- после изучения установки и проведения измерений предоставить результаты преподавателю для проверки, затем собрать установку, проверить ее комплектность, работоспособность;
- при работе с электроустановками закрепить соединительные провода и кабели, чтобы они не попали во вращающиеся движущиеся части, убедиться в исправности питающей сети, получить разрешение преподавателя на включение установки. Самостоятельное включение лабораторной установки запрещается;
- по окончании работы отключить питающую сеть, привести в порядок рабочее место (сложить провода, поставить приборы на место хранения, собрать инструмент и методические указания, расставить стулья);
- обеспечивать соблюдение установленных норм и правил пожарной безопасности.

Виновный в порче имущества (мебели, лабораторных установок, приборов, инструмента, стендов, плакатов) лаборатории кафедры несет материальную ответственность.

Лабораторная работа № 1

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДА РАБОЧЕГО ОРГАНА МАШИНЫ

Цель работы: изучить конструкцию привода, составить кинематическую схему привода; определить кинематические и энергетические соотношения в передачах.

Теоретическое обоснование

Виды передач

Передачами в машинах называются устройства, служащие для передачи энергии механического движения на расстояние и преобразования его параметров. Общее назначение передач совмещается с выполнением частных функций, к которым относятся распределение энергии, понижение или повышение скорости, преобразование видов движения (например, вращательного в поступательное или наоборот), регулирование скорости, пуск, остановка и реверсирование. Широкое распространение в технике получило вращательное движение, т. к. оно может быть осуществлено наиболее простыми способами.

Передачи используются как для понижения, так и для повышения угловой скорости ведомого вала машины. В зубчатых передачах первые называются *редукторами*, а вторые – *мультипликаторами*.

Необходимость применения передач, располагаемых между двигателем и исполнительным органом машины (по пути следования энергии), обусловлена следующими причинами:

а) скорости движения исполнительных органов машины чаще всего отличны от скоростей стандартных двигателей;

б) в процессе эксплуатации машины необходимо регулировать скорости исполнительного органа и соответствующие вращающие моменты, вероятнее всего, в пределах, не осуществляемых непосредственно двигателем из-за неэкономичности или невозможности;

в) характер и законы движения, обеспечиваемые двигателем, отличаются от предусматриваемых для исполнительного органа;

г) одним двигателем необходимо привести в движение несколько исполнительных органов с различными скоростями;

д) непосредственно большое расстояние между двигателем и исполнительным органом;

е) соображения безопасности, удобства обслуживания или габаритов машины.

Различают следующие виды передач:

- по способу передачи движения от ведущего вала к ведомому: передачи трением и зацеплением, непосредственного касания (фрикционные, зубчатые, червячные, глобoidные, гипоидные, волновые, винтовые) и с гибкой связью (ременные, зубчатоременные, цепные); по назначению – кинематические и силовые;
- по характеру изменения передаточного отношения: с постоянным и изменяющимся (ступенчато и бесступенчато);
- по относительному движению валов: обыкновенные и сателлитные;
- по взаимному расположению валов в пространстве: между параллельными, пересекающимися, перекрещивающимися и соосными осями валов.

Выбор того или иного типа передачи обуславливается габаритами, массой и компоновочной схемой машины, режимом ее работы, частотой и направлением вращения ведущего и ведомого валов, пределами и условиями регулирования их скорости.

Устройства, состоящие из источника энергии (электродвигатель или двигатель внутреннего сгорания) и механических передач и служащие для передачи энергии к рабочему органу, называются *приводными станциями* или *приводами*.

Правильный выбор типа привода, кинематической схемы, вида и материала трущихся пар, применение подшипников качения, совершенной системы смазывания – все это является важным с точки зрения повышения КПД машины и механизма.

Различают приводные станции общего назначения (рис. 1.1) и приводы машин специального назначения (рис. 1.2).

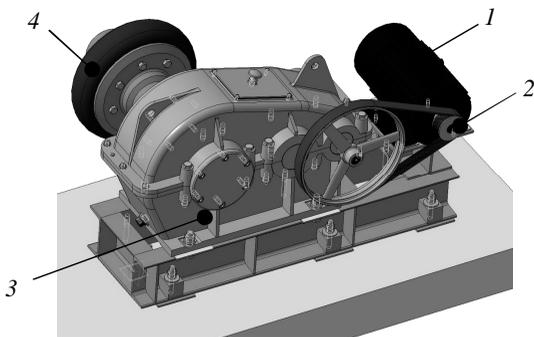


Рис. 1.1. Приводная станция общего назначения:

1 – электродвигатель; 2 – плоскоременная передача; 3 – редуктор; 4 – муфта

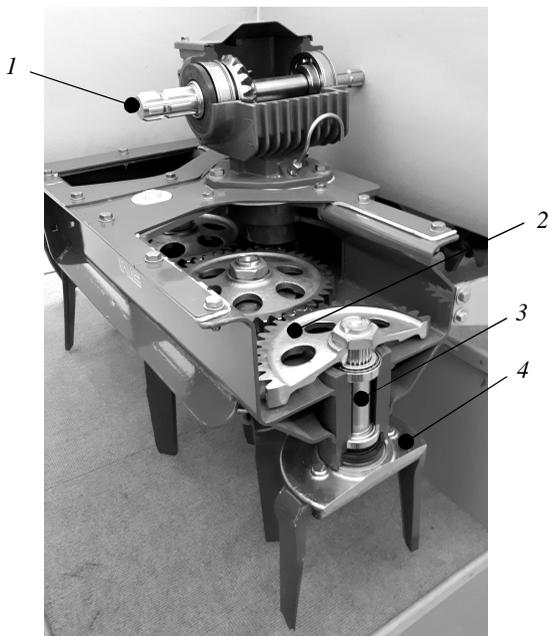


Рис. 1.2. Привод машины специального назначения:
 1 – ведущий вал; 2 – механическая передача;
 3 – выходной вал; 4 – рабочий орган

Кинематические и силовые соотношения в передачах

Любая передача состоит из ведущего и ведомого звеньев. Передачу характеризуют следующие основные и производные параметры: мощность P , кВт; угловая скорость ω , с^{-1} , или частота вращения n , мин^{-1} ; момент вращения T , Н·м; коэффициент полезного действия (КПД) η ; передаточное отношение u .

Важнейшей характеристикой любой механической передачи является передаточное отношение, которое показывает, во сколько раз угловая скорость ω (или частота вращения n) одного звена больше или меньше угловой скорости (частоты вращения) другой передачи. Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности от ведущего звена 1 к ведомому 2, имеет вид:

$$u_{12} = \frac{W_1}{W_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (1.1)$$

Передаточное отношение можно выразить через диаметры или число зубьев, тогда формула будет иметь вид:

$$u_{12} = \frac{w_1}{w_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}. \quad (1.2)$$

Если кинематическая характеристика выражается отношением числа зубьев, то это называют передаточным числом.

Передаточное число, в отличие от передаточного отношения, всегда положительное и не может быть меньше единицы.

Привод может включать несколько передаточных механизмов (ступеней). Значение общего передаточного отношения определяется произведением передаточных отношений отдельных кинематических ступеней привода.

При разбивке общего передаточного отношения следует руководствоваться кинематическими возможностями отдельных передач (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Ориентировочные значения основных параметров одноступенчатых механических передач

Вид передачи	Передаточное число u	КПД η	Передаваемая мощность P , кВт	Относительные габаритные размеры	Относительная масса	Относительная стоимость
1	2	3	4	5	6	7
Зубчатая:						
– цилиндрическая	До 6,3	0,96...0,98	Не ограничена	1	1	1
– коническая	До 6,3	0,95...0,97	4000	2	1...1,2	1,70...2,20
– планетарная A_{1h}^3	3...9	0,95...0,97	5000	0,7...1	0,73...0,93	1,25...1,50
– планетарная B_{1h}^3	7...16	0,94...0,96	5000	0,8...1,1	0,80...0,95	1,30...1,60
– волновая u_{h1}^2	80...315	0,70...0,90	150	0,5...0,6	0,05...0,15	1,50...1,70
Червячная при числе заходов червяка:						
$Z_1 = 4$	8...14	0,80...0,90	60	1...1,6	1,04	1,40...1,55
$Z_1 = 2$	14...30	0,75...0,85				
$Z_1 = 1$	30...80	0,70...0,80				

Окончание таблицы 1.1

1	2	3	4	5	6	7
Цепная	До 10	0,92...0,95	120	1...1,6	0,25	0,20...0,35
Ременная (трением)	До 8	0,94...0,96	50	5...4	0,4...0,5	0,20...0,30
Зубчато- ременная	До 12	0,96...0,98	100	2,5...3	0,3	0,20...0,80
Фрикционная	До 7	0,85...0,95	20	1,5...2	1,5	0...8
Муфта соеди- нительная	–	0,98	–	–	–	–
Подшипники качения (одна пара)	–	0,99	–	–	–	–

Примечания:

1. Относительные габаритные размеры, масса и стоимость определяются по отношению к одноступенчатой зубчатой передаче.

2. Передаточные числа u редукторов следует выбирать из единого ряда (допускаемое отклонение от номинального значения $u = \pm 4\%$): 1; 1,12; 1,25; 1,4; 1,6; 1,8; 2; 2,24; 2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4; 4,5; 5; 5,6; 6,3; 7,1; 8; 9; 10; 11,2; 12,5; 14; 16; 18; 20; 22,4; 25; 28; 31,5; 35,5; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355.

В табл. 1.1 приведены рекомендуемые интервалы передаточных чисел, а значения редукторов следует принимать стандартными. Сравнительная характеристика передач приведена в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Преимущества и недостатки основных типов передач

Тип передачи	Преимущества	Недостатки
Зубчатая: цилиндрическая; коническая	Высокий КПД. Постоянство передаточного отношения	Малое передаточное отношение. Шум при работе
Червячная	Большое передаточное число. Возможность самоторможения	Низкий КПД. Использование цветных металлов
Планетарная зубчатая	Плавность, бесшумность. Малые габариты и масса	Большое число деталей. Сложность сборки. Большая точность изготовления

Тип передачи	Преимущества	Недостатки
Волновая зубчатая	Большое передаточное число. Малые габариты и масса. Возможность передачи движения в герметичное пространство. Высокая демпфирующая способность	Высокое качество материала колеса. Ограниченная частота вращения ведущего вала генератора волн деформации во избежание усталостного разрушения гибкого колеса
Винт-гайка с трением качения	Высокий КПД (до 0,9)	Сложность изготовления. Необходимость хорошей защиты от загрязнения. Необеспеченность точного и постоянного передаточного отношения

Если к ведущему валу передачи подвести мощность P_1 , то с ведомого можно будет отобрать мощность P_2 , которая несколько меньше затраченной P_1 (вследствие потерь на трение и другие сопротивления). Эти потери выражаются коэффициентом полезного действия

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}. \quad (1.3)$$

Поскольку $P = T\omega$ и $w = \frac{rn}{30}$, то

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2\omega_2}{T_1\omega_1} = \frac{T_2n_2}{T_1n_1} = \frac{T_2}{T_1u_{12}}. \quad (1.4)$$

Значения КПД передач приведены в табл. 1.1.

В силовой (понижающей) передаче $\omega_1 \geq \omega_2$, $T_2 \geq T_1$, $T_2 = T_1u_{12}\eta$.

В идеальной передаче (без потерь) изменение частоты вращения или угловой скорости обратно пропорционально изменению моментов вращения.

Окружная скорость v ведущего или ведомого звена, м/с:

$$V = \frac{\omega d}{2} \quad \text{или} \quad V = \frac{\pi d n}{60}, \quad (1.5)$$

где ω – угловая скорость, с^{-1} ;

d – диаметр шкива, колеса, звездочки, червяка, мм;

n – частота вращения, мин^{-1} (об/мин).

Окружная сила передачи F_t , Н:

$$F_t = \frac{P}{V} = \frac{2T}{d}, \quad (1.6)$$

где P – мощность, Вт.

Момент вращения T , Н·м:

$$T = \frac{F_t d}{2} = \frac{P}{\omega}. \quad (1.7)$$

Момент вращения ведущего вала T_1 является моментом движущих сил, и его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент ведомого вала T_2 – момент силы сопротивления, его направление противоположно направлению вращения вала.

Если частота вращения ведомого вала не задана в явной форме, то ее находят через другие заданные параметры привода. Так, при заданных скорости ленты (цепи) V конвейера, м/с, и диаметре D барабана (звездочки), мм:

$$n_T = \frac{60 \times 1000 V}{\pi D}. \quad (1.8)$$

Если заданы шаг тяговой цепи t , мм, и число зубьев звездочки z , то сначала определяют диаметр делительной окружности звездочки

$$D = \frac{t}{\sin \frac{\alpha}{2}} \frac{z}{z} \quad (1.9)$$

затем по формуле (1.8) – частоту вращения ведомого вала.

Требуемая мощность электродвигателя

$$P = \frac{P_T}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (1.10)$$

где P_T – требуемая мощность, затрачиваемая на привод рабочего органа, кВт;

$\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода, равный произведению частных КПД отдельных передач, составляющих привод:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{12}\eta_{23} \cdot \dots \cdot \eta_n. \quad (1.11)$$

Если в техническом задании мощность на ведомом валу P_T , Вт, не задана в явной форме, например указаны тяговая сила F , Н, и скорость V , м/с, ленты конвейера, то

$$P_T = FV. \quad (1.12)$$

При расчете привода часто используют следующие зависимости между различными параметрами:

1) выражение угловой скорости ω , с^{-1} , через частоту вращения n , мин^{-1} :

$$\omega = \frac{\pi n}{30}; \quad (1.13)$$

2) выражение вращающего момента T , Н·м, через мощность P , Вт, и частоту вращения n , мин^{-1} :

$$T = \frac{9,55P}{n}; \quad (1.14)$$

3) связь между моментами на ведущем T_6 и ведомом T_T валах передачи через передаточное число u и КПД η :

$$T_T = T_6 u \eta. \quad (1.15)$$

Для двухступенчатого редуктора

$$u_{\text{ред}} = u_6 u_T, \quad (1.16)$$

где u_6 и u_T – передаточные числа быстроходной и тихоходной ступеней редуктора (коробки передач).

Описание установки

В качестве лабораторных установок используются модели сельскохозяйственных машин, имеющих приводы рабочих органов, и типовые образцы приводов рабочих органов.

Подготовка к выполнению работы

Изучить материал в учебнике [2, с. 139–140] и проработать данные методические указания.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: лабораторная установка, штангенциркуль, линейка.

1. Изучить конструкцию лабораторной установки, указанной преподавателем (назначение, название составляющих).

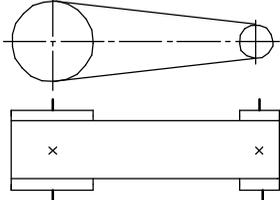
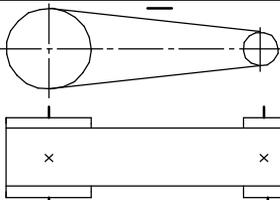
2. Вычертить кинематическую схему привода, используя условные обозначения передач в кинематических схемах (табл. 1.3).

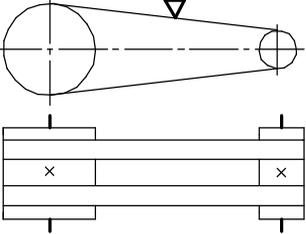
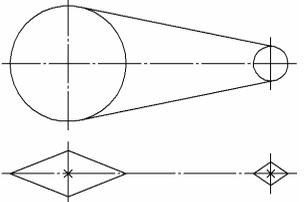
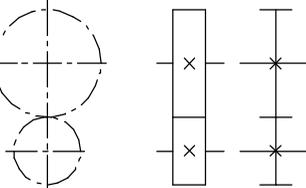
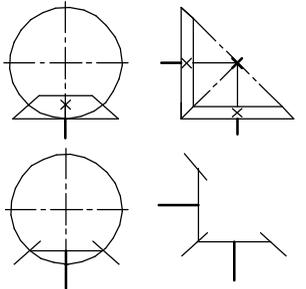
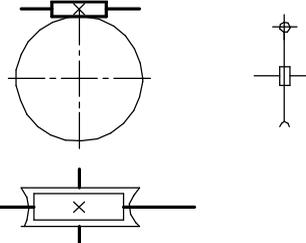
3. Определить передаточное число (передаточное отношение) механических передач.

4. Задав КПД передач (см. табл. 1.1), с помощью наиболее подходящих данных лабораторной установки определить значения мощности, частоты вращения (вращательного момента) на валах привода.

Таблица 1.3

Условные обозначения передач в кинематических схемах

Наименование	Обозначение
Передача ремнем без уточнения типа ремня	
Передача плоским ремнем	

Наименование	Обозначение
<p>Передача клиновидным ремнем</p>	
<p>Передача цепью</p>	
<p>Цилиндрическая передача с внешним зацеплением (общее обозначение без уточнения типа зубьев)</p>	
<p>Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические</p>	
<p>Передачи червячные с цилиндрическим червяком</p>	

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначен привод?
2. Как определяется КПД передачи?
3. Как определяется КПД привода?
4. Как определяется передаточное число передачи и привода?
5. Как определяется передаточное отношение передачи?
6. Как определяется окружная сила в передаче?
7. Как определяется вращательный момент на валу?

Лабораторная работа № 2

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: изучить конструкцию и кинематические схемы, порядок разборки и сборки двухступенчатого цилиндрического редуктора, регулировку подшипников; определить габаритные, присоединительные и установочные размеры редуктора; изучить методики определения основных геометрических параметров зубчатых колес и зацепления экспериментально-расчетным путем.

Теоретическое обоснование

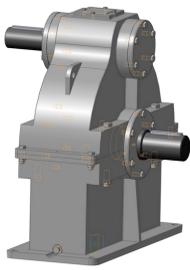
Редуктором называется механизм, служащий для снижения угловой скорости и повышения вращающего момента на ведомом валу. Цилиндрические редукторы содержат цилиндрические зубчатые передачи и передают движение между параллельными валами. В зависимости от числа ступеней передач редукторы делят на одно-, двух- и многоступенчатые.

Основной кинематической характеристикой редуктора является передаточное число, т. к. с его увеличением повышается крутящий момент на выходном валу и тем самым увеличивается тяговая сила на рабочем органе машины.

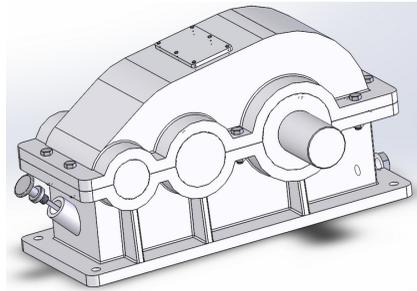
Одноступенчатые редукторы (рис. 2.1, а) наиболее простые и дешевые в изготовлении, но передаточное число у одноступенчатых цилиндрических редукторов с прямыми зубьями $u \leq 5$; с косыми либо шевронными зубьями $u \leq 6,3$.

Двухступенчатые цилиндрические зубчатые редукторы (рис. 2.1, б) являются наиболее распространенными (потребность в них оценивается в 65 %), для них наиболее характерны передаточные числа $u \leq 8 \dots 40$.

На рис. 2.2 представлены кинематические схемы наиболее распространенных двухступенчатых цилиндрических редукторов. На схемах буквой Б обозначен быстроходный (ведущий) вал редуктора, буквой Т – тихоходный (ведомый) вал.

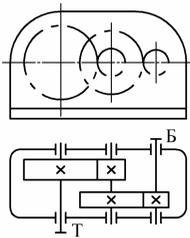


a

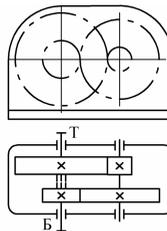


б

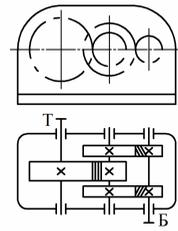
Рис. 2.1. Вертикальный одноступенчатый (*a*) и горизонтальный двухступенчатый (*б*) цилиндрические редукторы



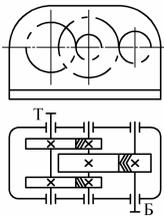
a



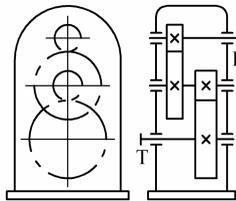
б



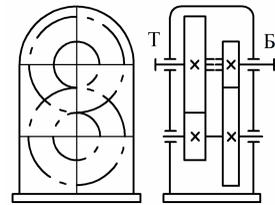
в



г



д



е

Рис. 2.2. Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов: *a* – выполненный по развернутой схеме; *б* – соосный; *в* – с раздвоенной быстроходной ступенью; *г* – с раздвоенной тихоходной ступенью; *д* – вертикальный, выполненный по развернутой схеме; *е* – вертикальный соосный

Наиболее распространены двухступенчатые горизонтальные редукторы, выполненные по *развернутой схеме* (рис. 2.2, *a*). Они отличаются простотой конструкции, но из-за несимметричного расположения колес на валах повышается концентрация нагрузки

по длине зуба. *Соосная схема* (рис. 2.2, б) позволяет получить меньшие габариты по длине, это ее основное преимущество. В соосных редукторах быстроходная ступень зачастую недогружена, т. к. силы, возникающие в зацеплении колес тихоходной ступени, значительно больше, чем в быстроходной, а межосевые расстояния ступеней одинаковы. Это один из основных недостатков соосных редукторов. Редуктор с *раздвоенной быстроходной ступенью*, имеющий косозубые колеса, показан на рис. 2.2, в. Тихоходная ступень может иметь или шевронные, или прямозубые колеса. Кинематическая схема редуктора с *раздвоенной тихоходной ступенью* показана на рис. 2.2, г. При раздвоенной быстроходной или тихоходной ступени колеса расположены симметрично относительно опор, что приводит к меньшей концентрации нагрузки по длине зубьев. Быстроходный вал редуктора, показанного на рис. 2.2, б, должен иметь свободу осевого перемещения («плавающий» вал), что обеспечивается соответствующей конструкцией подшипниковых узлов. Схемы *вертикальных цилиндрических двухступенчатых редукторов* (выполненный по развернутой схеме и соосный) приведены на рис. 2.2, д, е соответственно.

Зубчатые редукторы изготавливают с прямозубыми, косозубыми и шевронными колесами. Прямозубые зубчатые передачи предназначены для работы с более низкими скоростями (до 6 м/с), чем редукторы с косозубыми и шевронными. Наиболее распространены в сельскохозяйственном машиностроении колеса степеней точности 6, 7, 8, требования и допуски к которым регламентированы стандартами.

Корпусы редукторов обычно выполняются литыми из серого чугуна или сплавов алюминия, а корпуса тяжело нагруженных редукторов, работающих при ударных нагрузках, – из высокопрочного чугуна или стального литья. Смазку зацепления в редукторах при окружных скоростях до 15 м/с применяют преимущественно картерную, как наиболее простую. Смазывание подшипников качения редукторов общего назначения осуществляют жидкими маслами или пластичными мазями. Наиболее благоприятные условия для работы подшипников обеспечивают жидкие масла. На практике подшипники стремятся смазывать тем же маслом, которым осуществляется смазывание зубчатого зацепления. Такое смазывание эффективно при окружной скорости колес $V_{\text{окр}} > 2...3$ м/с. При меньших скоростях смазывание подшипников производят индиви-

дуально пластичными мазями. Для защиты от загрязнения извне и предупреждения вытекания смазки подшипниковые узлы снабжают уплотняющими устройствами. Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, контролируют маслоуказателем. Для слива масла из корпуса предусматривается маслосливное отверстие, закрытое специальной резьбовой пробкой и размещаемое в нижней части корпуса. Во время работы внутри корпуса редуктора повышается давление из-за нагрева масла и воздуха, что приводит к выдавливанию масла из корпуса через уплотнения. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость редуктора соединяют с внешней средой отдушиной.

Опорами валов в редукторах являются подшипники качения. Для нормальной работы подшипников необходимо создать зазоры, обеспечивающие свободное, без защемления шариков или роликов вращение подшипников. Различают два вида зазоров – радиальные и осевые (рис. 2.3).

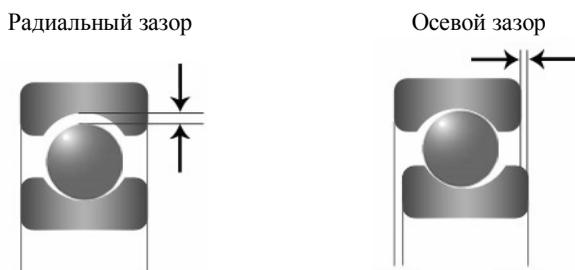


Рис. 2.3. Зазоры в подшипниках качения

Радиальный зазор – это расстояние, на которое можно сместить наружное кольцо подшипника в радиальном направлении относительно внутреннего кольца подшипника без приложения усилия. *Осевой зазор* – это полное перемещение одного из колец подшипника в осевом направлении из одного крайнего положения в другое при неподвижном другом кольце.

В радиальных (нерегулируемых) подшипниках принято рассматривать радиальные зазоры, которые устанавливаются при сборке самого подшипника, и во время сборки редуктора его не регулируют. В радиально-упорных подшипниках, где радиальный и осевой зазор регулируются, принято рассматривать только осевой зазор. Радиальные и осевые зазоры в радиально-упорных подшипниках

связаны между собой. При изменении зазора в одном направлении изменяется зазор и в другом.

При использовании роликовых радиально-упорных подшипников, у которых в стадии поставки наружное кольцо не фиксируется относительно внутреннего кольца, необходимо в процессе сборки редуктора регулировать осевой зазор. Для повышения долговечности подшипника необходимо добиваться минимального радиального зазора, достаточного, чтобы не произошло заклинивания подшипника.

На рис. 2.4 показано крепление подшипника торцами врезных крышек. Регулирование осевого зазора производится компенсаторным (регулирующим) кольцом 1. Предварительно комплект собирают без кольца 1. После сборки измеряют зазор δ между торцами подшипника и крышки и по его величине подбирают толщину регулировочного кольца K так, чтобы выполнялось условие

$$K = \delta - \delta_{ос}, \quad (2.1)$$

где $\delta_{ос}$ – осевой зазор в подшипниках (табл. 2.1).

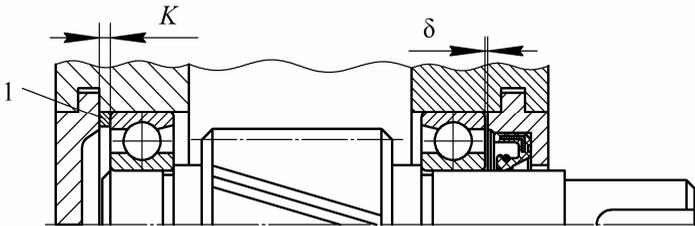


Рис. 2.4. Схема крепления врезной крышки с установкой регулировочного кольца

Таблица 2.1

Значения зазоров в подшипниках

Тип подшипника	Внутренний диаметр подшипника d , мм	Размер $\delta_{ос}$ ($\delta_{рад}$), мм
Радиальный шариковый	10...120	0,20...0,50
Радиально-упорный шариковый с углом контакта 12°	10...50 55...120	0,03...0,07 0,05...0,15
Радиальный роликовый	10...120	0,50...1,00
Радиально-упорный роликовый с углом контакта 12°	10...50 55...120	0,04...0,10 0,08...0,20

На рис. 2.5 показано осевое фиксирование вала с одновременным регулированием осевого зазора установочным винтом 1, который через промежуточную шайбу 2 воздействует на наружное кольцо подшипника. Для повышения точности регулирования применяют резьбы с мелким шагом. Чтобы отрегулировать подшипники, достаточно винта и шайбы, установленных на одной крышке. Если необходимо регулировать осевое положение вала, винты и шайбы устанавливаются на двух сторонах.

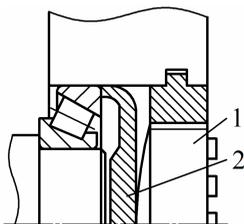


Рис. 2.5. Схема регулирования осевого зазора установочными винтами:
1 – винт; 2 – самоустанавливающаяся шайба

Описание установки

Объектом лабораторных исследований являются горизонтальные двухступенчатые зубчатые редукторы с цилиндрическими косозубыми колесами, выполненные по развернутой схеме: Ц2У-100, Ц2У-160, РМ-250, РЦД-250.

Рассмотрим информацию, представленную в обозначении редуктора *Ц2У-100-20-21К-У1*:

Ц2У – редуктор цилиндрический, двухступенчатый, горизонтальный;

100 – межосевое расстояние тихоходной ступени, мм;

20 – передаточное число редуктора;

21 – вариант сборки редуктора (выходные концы валов расположены в соответствии с рис. 2.6);

К – коническая форма исполнения тихоходного вала;

У1 – климатическое исполнение и категория размещения (для районов с умеренным климатом).

В корпусе редуктора 7 (рис. 2.6) размещаются две ступени цилиндрических зубчатых передач. Корпус закрыт крышкой 39

и соединен с крышкой винтами 36. Шестерня 1 быстроходной передачи выполнена заодно с быстроходным валом (вал-шестерня). Колесо 8 располагается на промежуточном валу 2. Шестерня тихоходной передачи изготовлена заодно с промежуточным валом (вал-шестерня), а колесо 24 установлено на выходном (тихоходном) валу 31. В редукторе установлены роликовые конические радиально-упорные 5, 13, 17, 28 и шариковые радиальные 21, 27 подшипники. Упорные шайбы подшипников 4, 9, 16 применяются для регулирования осевого зазора в радиально-упорных подшипниках и осевого положения ведущего вала-шестерни 1 с помощью резьбовых регулировочных пробок 11, 14 и упорных шайб 20, 29 для регулирования осевого положения вала 31 с помощью резьбовой регулировочной пробки 26. Имеются сквозные крышки подшипников 3 и 19 и глухие крышки 10, 15, 25 и 30. Распорная втулка 12 служит для предотвращения осевого перемещения колеса 8, установочные штифты 6 и 22 – для строгого центрирования крышки корпуса 39 относительно основания корпуса 7. Редуктор имеет отдушину 33; табличку технических характеристик редуктора 35, которая крепится винтами 23; резьбовую пробку 34 проверки уровня масла и резьбовую пробку 32 – для слива масла; фиксирующую планку 37 – для стопорения регулировочных винтов 11, 14, 26. Винт 38 прижимает фиксирующую планку к крышке подшипника. Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в крышках 3 и 19 установлены уплотнительные манжеты 40 и 41.

На всех валах редуктора для передачи вращающего момента установлены призматические шпонки 18 и 42. Крепление деталей, установленных на выходные концы валов 1 и 31, осуществляется с помощью гаек 43.

Для механизации работ при подъеме и транспортировке редуктора на его крышке выполнены специальные отверстия. Для крепления редуктора к раме или плите предусмотрены отверстия в основании корпуса.

Важными параметрами редуктора являются его размеры, которые подразделяются на габаритные (рис. 2.7) и присоединительные (рис. 2.8). *Габаритными* называются наибольшие размеры редуктора по длине, ширине и высоте. *Присоединительными* являются те размеры, которые позволяют выполнить сопряжение редуктора с другими деталями, и размеры, необходимые для установки редуктора на раме или фундаменте.

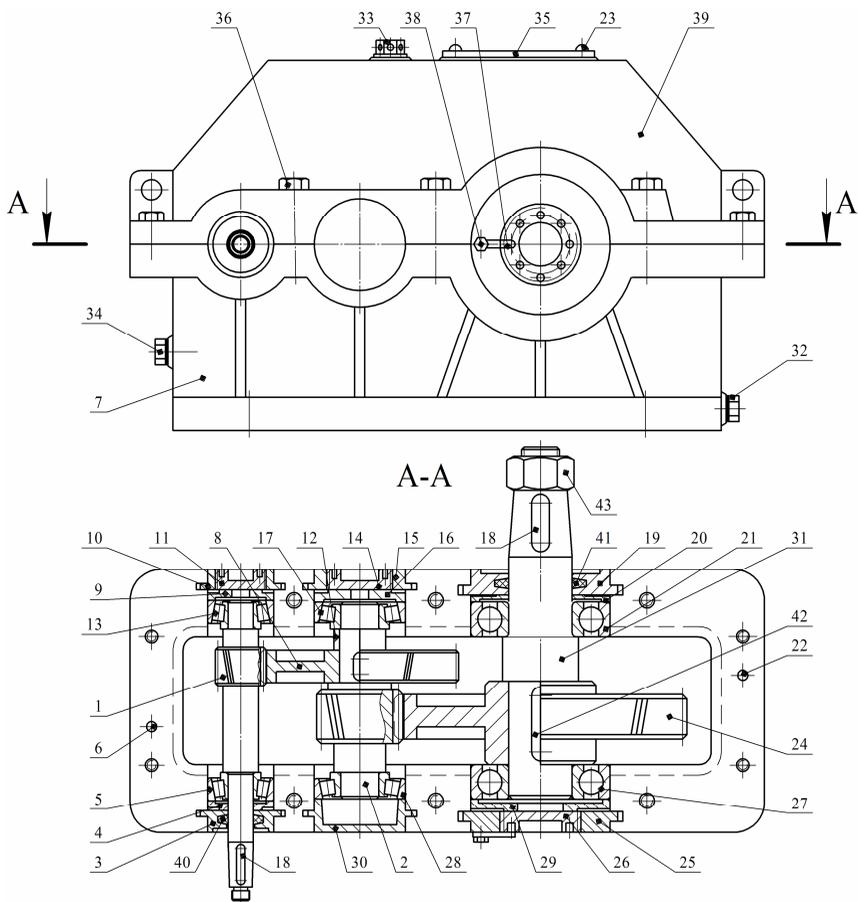


Рис. 2.6. Конструкция двухступенчатого цилиндрического редуктора:

- 1 – вал-шестерня ведущий; 2 – вал-шестерня промежуточный;
- 3, 19 – крышки подшипников сквозные; 4, 9, 16, 20, 29 – шайбы упорные;
- 5, 13, 17, 28 – подшипники роликовые конические радиально-упорные;
- 6, 22 – штифты установочные; 7 – основание корпуса; 8, 24 – колеса зубчатые;
- 10, 15, 25, 30 – крышки подшипников глухие; 11, 14, 26 – пробки регулировочные резьбовые; 12 – втулка распорная; 18, 42 – шпонки призматические;
- 21, 27 – подшипники шариковые радиальные; 23 – винт; 31 – вал выходной;
- 32 – пробка резьбовая; 33 – отдушина; 34 – пробка резьбовая проверки уровня масла; 35 – табличка технических характеристик редуктора;
- 36 – винт; 37 – планка фиксирующая с усиком; 38 – винт;
- 39 – крышка корпуса; 40, 41 – манжеты уплотнительные; 43 – гайка

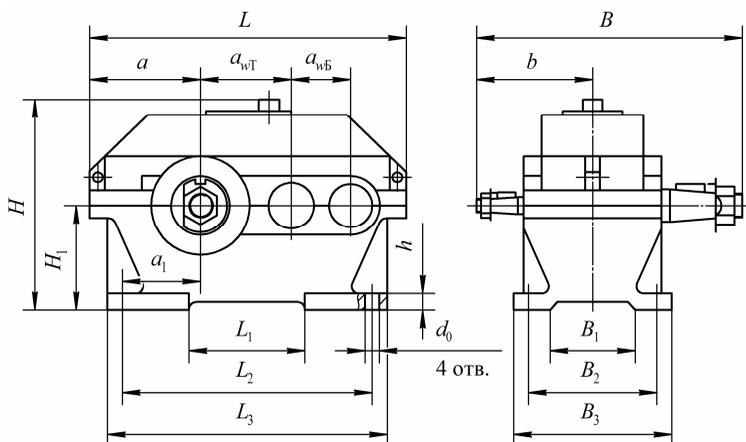


Рис. 2.7. Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

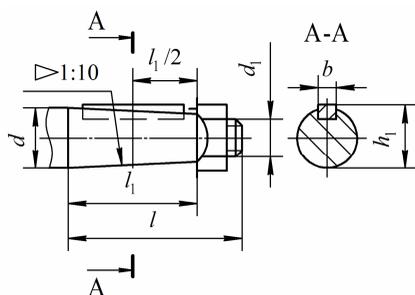


Рис. 2.8. Присоединительные размеры входных и выходных валов

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материал в учебниках [2–5] и проработать данные методические указания.
2. Подготовить табл. 2.2, 2.3 и 2.5, кинематическую схему редуктора (рис. 2.2, а).

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: горизонтальные двух-ступенчатые редукторы с цилиндрическими косозубыми колесами,

выполненные по развернутой схеме, Ц2У-100, Ц2У-160, РМ-250, РЦД-250; набор гаечных ключей; штангенциркуль.

1. По указанию преподавателя определить характерные особенности редуктора (тип, количество ступеней), используя табличку технических характеристик редуктора.

2. Замерить межосевые расстояния быстроходной и тихоходной зубчатых передач (результаты замеров внести в табл. 2.2) и согласовать их со стандартными значениями по ГОСТ 2185–86, мм:

1-й ряд (предпочтительный): 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500;

2-й ряд: 140, 180, 224, 260, 355, 450, 560.

3. Провести обмеры редуктора согласно рис. 2.7, 2.8, результаты занести в табл. 2.2, 2.3.

Таблица 2.2

Размеры редуктора

Габаритные			Установочные и присоединительные													
L	B	H	$a_{вБ}$	$a_{вТ}$	a	a_1	L_1	L_2	L_3	B_1	B_2	B_3	b	H_1	h	d_0

Таблица 2.3

Размеры концов валов редуктора

Вал	d	d_1	l	l_1	b	h_1
Быстроходный						
Тихоходный						

4. Разобрать редуктор, для чего отвернуть винты 36 и снять крышку редуктора 39 (см. рис. 2.6). Визуально изучить устройство редуктора согласно рис. 2.6.

Из корпуса редуктора вынуть валы с находящимися на них изделиями.

По указанию преподавателя определить *параметры одной ступени редуктора*.

Подсчитать числа зубьев z_1 шестерни и z_2 колеса, измерить диаметры вершин d_{a1} шестерни и d_{a2} колеса, ширину венца b_2 колеса.

5. Собрать редуктор (в порядке, обратном разборке).

5.1. Валы вместе с находящимися на них подшипниками, зубчатыми колесами, втулками, закладными крышками установить в корпус, также установить в пазы корпуса глухие закладные крышки.

После установки валов проверить, чтобы венцы сопряженных шестерни и колеса располагались приблизительно симметрично. Установка зубчатых колес обеспечивается перемещением валов в осевом направлении вместе с подшипниками с помощью упорных шайб 4, 9, 16, 20, 29 и резьбовых пробок 11, 14, 26, которые фиксируются планками с усиками 37. Для перемещения вала в осевом направлении следует освободить винт 38, фиксирующий планку с усиком 37, и, заворачивая или отворачивая специальным ключом резьбовые пробки 11, 14, 26, установить вал в необходимое положение.

5.2. Поставить крышку редуктора на основание и завинтить винты, соединяющие крышку с основанием корпуса редуктора.

5.3. Отрегулировать осевой зазор в радиально-упорных конических подшипниках 5, 13, 17, 28 – должен составлять 0,08...0,15 мм. Для этого необходимо на один оборот отвернуть резьбовые пробки 11 и 14. С небольшим усилием заворачивать резьбовые пробки 11 и 14 до тех пор, пока валы 1 и 2 перестанут проворачиваться от руки (отсутствует радиальный зазор в подшипниках). После этого резьбовые пробки отвернуть на $\frac{1}{6}$ оборота, это будет соответствовать примерно осевому зазору (0,08...0,15 мм). Застопорить это положение усиком фиксирующей планки 37 и зажать винт 38. В правильно собранном редукторе валы 1 и 2 должны свободно проворачиваться при вращении входного вала от руки и не иметь радиальных и осевых люфтов.

Обработка опытных данных

На основании предварительно полученных данных определить геометрические параметры зубчатой передачи редуктора (рис. 2.9).

С точки зрения геометрии зубчатых колес в косозубых передачах различают нормальный m_n (m) и окружной (торцовый) m_t модули, мм, которые связаны зависимостью

$$m_n = m_t \cos \beta, \quad (2.2)$$

где β – угол наклона линии зуба на делительном цилиндре, град.

При отсутствии специальных приборов для измерения угла наклона зубьев значение этого угла определяют расчетом.

Нормальный модуль регламентируется ГОСТ 9563–60.

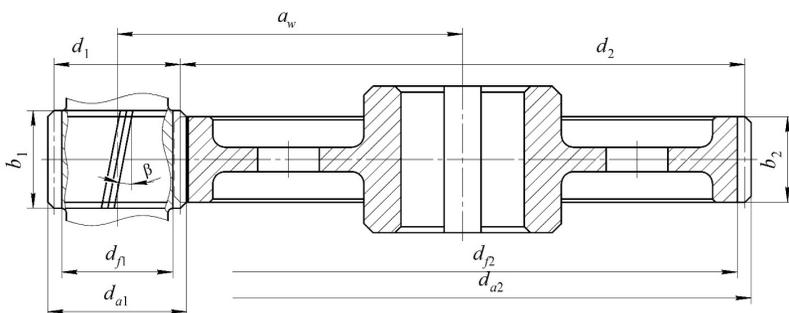


Рис. 2.9. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

Замерив межосевое расстояние, предварительно устанавливают значение окружного модуля, мм, оставляя *три цифры после запятой*:

$$m_t = \frac{2a_w^{\text{изм}}}{z_1 + z_2}. \quad (2.3)$$

Учитывая, что обычно $\beta = 8...20^\circ$, а $\cos\beta = 0,94...0,99$, выбирают значение нормального модуля m как ближайшее меньшее к m_t , согласно табл. 2.4.

Таблица 2.4

Значения стандартных модулей

Ряд	Модуль m , мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,175; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 23

Приняв стандартное значение модуля m , определяют угол наклона зуба, град.:

$$\beta = \arccos \frac{m}{m_t}. \quad (2.4)$$

Форма профиля зубьев зависит от их числа. С уменьшением числа зубьев увеличивается кривизна эвольвентного профиля и уменьшается толщина зуба у вершины и основания. При дальнейшем уменьшении числа зубьев шестерни z нарезание зубьев инструментом реечного типа сопровождается *подрезанием ножки зуба колеса*, минимально допустимое число зубьев без подрезания $z_{\min} = 17$. Для устранения возможности подрезания зубьев нормальный профиль зубчатого зацепления исправляют (корректируют). Наиболее распространенным методом исправления профиля зубьев является

смещение зуборезного инструмента относительно заготовки нарезаемого колеса. Для обозначения коэффициента смещения используют x . При положительном смещении инструмента происходит утолщение зуба у основания и уменьшение кривизны его профиля, что способствует увеличению изгибной и контактной прочности зубьев. Для передач с передаточным числом одной ступени u^3 3,5, что наблюдается у основной массы двухступенчатых редукторов. Рекомендуется выполнять шестерню с положительным смещением режущего инструмента, а колесо – с таким же отрицательным; в этом случае суммарный коэффициент смещения $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$. Данная конструкция зубчатых колес реализована в редукторах, рассматриваемых в лабораторной работе. Коэффициент уравнивающего смещения $\Delta y = 0$, т. к. делительные диаметры колес совпадают с начальными. Численные значения коэффициентов смещения шестерни x_1 и колеса x_2 принять по указанию преподавателя.

Для зубчатых колес, нарезанных со смещением режущего инструмента, межосевое расстояние, мм:

$$a_w = m \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} + x_{\Sigma} - \Delta y \quad (2.5)$$

где z_1, z_2 – количества зубьев шестерни и колеса соответственно;
 x_{Σ} – суммарный коэффициент смещения;
 Δy – коэффициент уравнивающего смещения.

Диаметры делительных окружностей зубчатых колес, мм:

$$d = m_t z. \quad (2.6)$$

Диаметры окружностей выступов, мм:

$$d_a = d + 2m(h_a^* + x - \Delta y). \quad (2.7)$$

Диаметры окружностей впадин, мм:

$$d_f = d + 2m(h_a^* + C^* - x), \quad (2.8)$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба;
 $C^* = 0,25$ – коэффициент радиального зазора;
 x – коэффициент смещения.

Результаты расчетов занести в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Параметры зацепления быстроходной (тихоходной) ступени редуктора марки _____

Наименование	Обозначение	Расчетная зависимость	Шестерня (1)		Колесо (2)	
			Расчетные параметры	Измеренные параметры	Расчетные параметры	Измеренные параметры
<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>	<i>4</i>			
Угол профиля зуба рейки	α	—	20°			
Коэффициент высоты головки	h_a^*	—	1			
Коэффициент радиального зазора	C^*	—	0,25			
Степень точности по ГОСТ 1643–81	—	—	8			
Коэффициент смещения	x	—		—		—
Рабочая ширина зубчатого венца, мм	b_2	—	—	—	—	
Число зубьев	$z_{1(2)}$	—	—		—	
Передаточное число	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$				
Измеренное межосевое расстояние, мм	$a_w^{\text{изм}}$	—				
Модуль торцовый, мм	m_t	$m_t = \frac{2a_w^{\text{изм}}}{z_1 + z_2}$				
Модуль нормальный, мм	m	По табл. 2.4				
Угол наклона зуба, град.	β	$\beta = \arccos \frac{m}{m_t}$				

1	2	3	4			
Направление зуба (правое, левое)	–	–	–		–	
Диаметры делительных окружностей, мм	$d_{1(2)}$	$d_1 = m_1 z_1$; $d_2 = m_1 z_2$		–		–
Диаметры окружностей вершин, мм	$d_{a1(2)}$	$d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1 - Dy)$; $d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2 - Dy)$				
Диаметр окружностей впадин, мм	d_f	$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a^* + C^* - x_1)$; $d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + C^* - x_2)$		–		–
Расчетное межосевое расстояние, мм	a_w	$a = m \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} + x_s - Dy \frac{\delta}{\delta}$				
Коэффициент ширины	ψ_{bd}	$y_{bd} = \frac{b_2}{d_1}$				
Коэффициент ширины по межосевому расстоянию	ψ_{ba}	$y_{ba} = \frac{b_2}{a_w}$				
Коэффициент торцевого перекрытия	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \frac{e}{d} \cdot 88 - 3,2 \frac{z_1}{z_2} + \frac{1}{z_2} \frac{\delta}{\delta} \cos \beta$				

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначен редуктор?
2. С какой целью регулируются зазоры в подшипниках? Каким образом?
3. С какой целью корригируют зубчатые колеса?
4. Что такое модуль зубьев? Какие модули различают в зубчатых колесах?
5. Чем передаточное отношение отличается от передаточного числа?
6. Как определяется передаточное число зубчатой передачи?
7. Чем отличается шестерня от колеса? Что такое вал-шестерня?
8. Как определить диаметры зубчатых колес d , d_a , d_f ?
9. Как проводится разборка редуктора?
10. Каковы преимущества и недостатки косозубой зубчатой передачи перед прямозубой?

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: ознакомиться с устройством конической зубчатой передачи редуктора; изучить регулировку подшипников и зацепления; изучить методику проведения замеров и расчета основных геометрических параметров зацепления.

Теоретическое обоснование

Конические зубчатые передачи применяют, если по условиям компоновки механизма необходимо передать движение между валами, оси которых пересекаются под углом 90° (рис. 3.1). Коническая зубчатая передача сложнее цилиндрической в изготовлении и монтаже. Ее нагрузочная способность составляет примерно 85 % от цилиндрической. Нарезание зубьев производится на специальных станках.

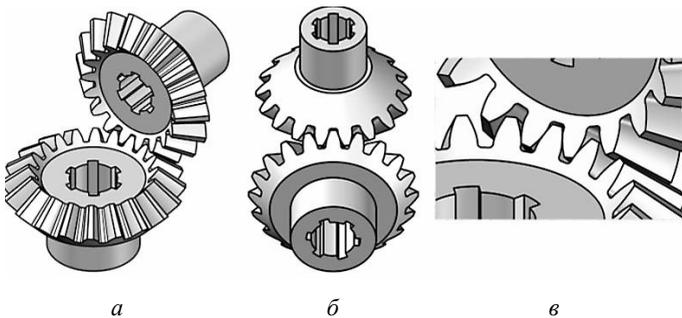


Рис. 3.1. Коническая зубчатая передача:
а – общий вид; б – вид на внешние контуры зубьев; в – зона контакта

Достоинства конической зубчатой передачи:

- обеспечение возможности передачи и преобразования вращательного движения между звеньями с пересекающимися осями вращения;
- расширение компоновочных возможностей при разработке сложных зубчатых и комбинированных механизмов.

Недостатки конической зубчатой передачи:

- более сложная технология изготовления и сборки конических зубчатых колес;
- большие осевые и изгибные нагрузки на валы, особенно в связи с консольным расположением зубчатых колес.

Передаточное число конической передачи обычно $u \leq 6,3$. КПД передачи равен 0,95...0,97.

По форме профиля зубьев конические колеса могут быть с прямыми (рис. 3.2, *а*), косыми (тангенциальными) (рис. 3.2, *б*) и круговыми (рис. 3.2, *в*) зубьями.

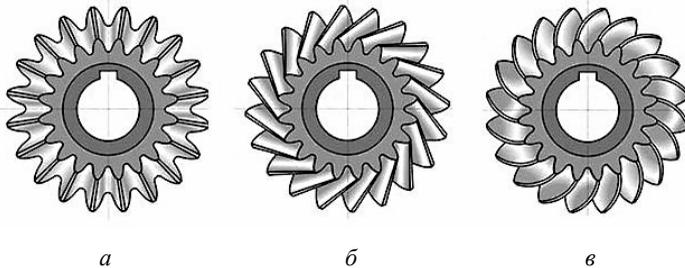


Рис. 3.2. Конические колеса с различными зубьями

Прямозубые колеса рекомендуют применять в передачах при окружных скоростях $V \leq 3$ м/с. При более высоких скоростях ($V \geq 3$ м/с) целесообразно применять колеса с тангенциальными и круговыми зубьями (при скоростях до 40 м/с).

Основным расчетным параметром передачи является модуль зацепления m . В зависимости от значения модуля рекомендуется применять следующие осевые формы зубьев (рис. 3.3):

- у пропорционально понижающихся зубьев (рис. 3.3, *а*; форма I) вершины делительного конуса, конусов выступов и впадин зубьев совпадают. Применяются для колес с прямым и тангенциальным зубом, а также для круговых зубьев при $m = 2...2,5$ мм;

- у понижающихся зубьев (рис. 3.3, *б*; форма II) вершины делительного конуса, конусов выступов и впадин зубьев не совпадают. Форма II основная для колес с круговым зубом при $m = 0,4...2,5$ мм;

- у равновысоких зубьев (рис. 3.3, *в*; форма III) образующие делительного конуса, конусов впадин и вершин зубьев параллельны. Эту форму применяют для колес с круговыми зубьями при $m = 0,4...2,5$ мм.

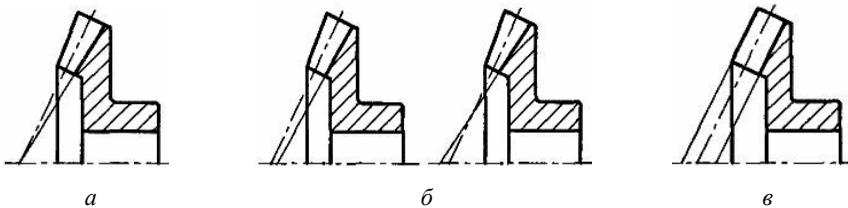


Рис. 3.3. Формы зубьев конических колес

Различают следующие основные модули у конических колес:

- с прямым зубом: m_m (m) – средний окружной, m_e – внешний окружной (стандартизируется);
- с круговым зубом: m_{nm} – средний нормальный (стандартизируется), m_m – средний окружной;
- с тангенциальным зубом: m_{te} – внешний окружной (стандартизируется), m_{ne} – внешний нормальный.

В обозначении параметров колес с прямым зубом индекс t опускается, индекс e обозначает внешнее, а m – среднее торцовое сечение.

Основные размеры конической передачи представлены на рис. 3.4.

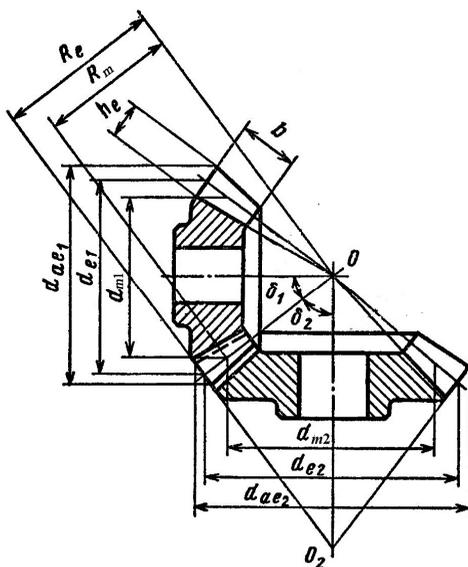


Рис. 3.4. Схема и основные параметры конической передачи

Силы в зацеплении конической передачи определяют по размерам средних сечений зубьев, в которых лежит точка приложения силы F_n , действующей перпендикулярно поверхности зуба (рис. 3.5). Силу F_n раскладывают на составляющие: окружную силу F_t , радиальную F_r и осевую F_a .

Окружная сила, Н, на среднем диаметре для прямозубой конической передачи при T_1 и T_2 , Н·мм, d_{m1} и d_{m2} , мм:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m2}}. \quad (3.1)$$

Осевая сила, Н, на шестерне, равная радиальной силе на колесе для передач с прямыми зубьями ($\alpha = 20^\circ$):

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1. \quad (3.2)$$

Радиальная сила, Н, на шестерне, равная осевой силе на колесе для передач с прямыми зубьями:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1. \quad (3.3)$$

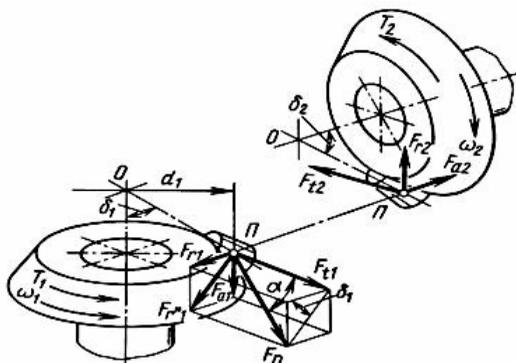


Рис. 3.5. Схема действия сил в зацеплении конической передачи

Основные конструктивные элементы конического колеса – обод, ступица и диск – показаны на рис. 3.6, а. Конструктивные формы конических зубчатых колес с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} < 120$ мм показаны на рис. 3.6, б, а с диаметром $d_{ae} > 120$ мм – на рис. 3.6, в.

Рекомендуют принимать: $l_{ст} = (1,2...1,5)d$; $d_{ст} = 1,55d$; $S = 2,5m_e$; $\delta_{ст} \approx 0,3d$; $d_o \geq 25$ мм; $R \geq 1...10$; $\gamma \geq 7^\circ$. Колеса меньших диаметров изготавливают из проката (круга), больших – свободной ковкой с последующей токарной обработкой.

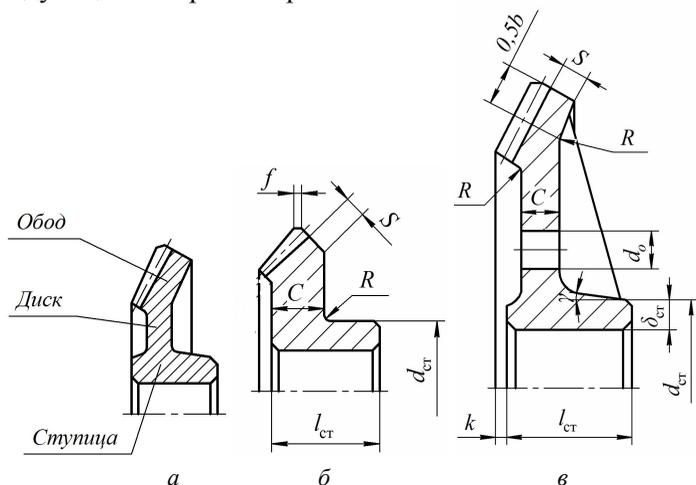


Рис. 3.6. Конструктивные элементы и формы зубчатого конического колеса

Конический редуктор имеет те же основные детали и узлы, что и цилиндрический. Отличие заключается в установке ведущего вала редуктора: вал устанавливается в стакан, стакан, в свою очередь, устанавливается в корпус редуктора и служит для размещения подшипников (рис. 3.7, а). В стаканах обычно размещают подшипники вала конической шестерни. В подшипниковом узле вала-шестерни конической передачи стакан является обязательным, с его помощью производят регулировку зубчатого зацепления (рис. 3.7, б). Заготовки для изготовления стаканов в условиях серийного производства, как правило, выполняют литыми из чугуна.

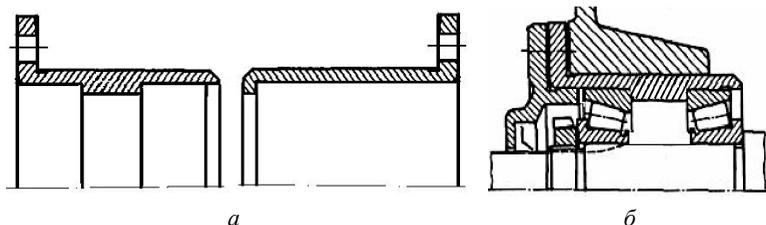


Рис. 3.7. Конструкции стаканов (а) и пример установки подшипников в стакан (б)

Описание установки

В работе используется конический редуктор, который назначается преподавателем. Конструкция одного из конических редукторов приведена на рис. 3.8.

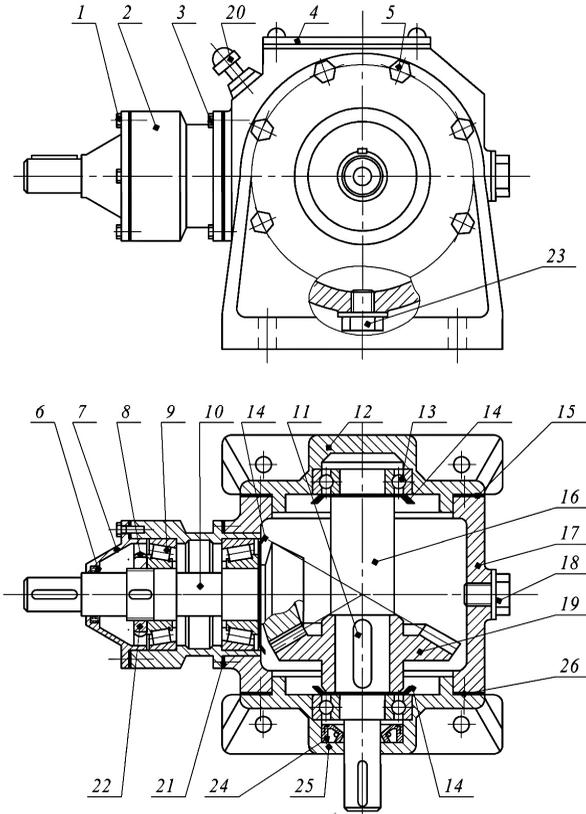


Рис. 3.8. Одноступенчатый конический редуктор

Редуктор 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. 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. 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 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. Перестановкой части прокладок 15 к прокладкам 26 или наоборот выполняется перемещение вала в осевом направлении, обеспечивая совпадение вершин делительных корпусов шестерни и колеса после сборки редуктора.

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.

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материал в учебниках [2–4] и проработать данные методические указания.

2. Подготовить табл. 3.1, 3.3 для записи результатов измерений и выполнения расчетов.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: конический редуктор, рулетка, штангенциркуль, отвертка, гаечные ключи, мел.

1. Разобрать предложенный редуктор и ознакомиться с конструкцией и назначением его отдельных узлов и деталей.

2. Провести измерения основных параметров зацепления (рис. 3.9):

– отметить мелом по одному зубу на колесах и, вращая их, подсчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 ;

– измерить внешние диаметры выступов шестерни d_{ae1} и колеса d_{ae2} , мм;

– измерить ширину зубчатого венца колеса b_2 , мм;

– измерить высоту зуба на внешнем торце h_e , мм.

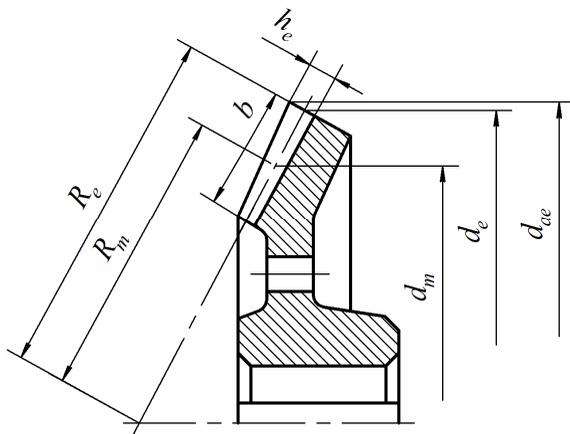


Рис. 3.9. Основные геометрические параметры зацепления для конического зубчатого колеса

Измеренные значения занести в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Основные измеряемые параметры зацепления

Параметр	Обозначение	Значение
Число зубьев, шт: – шестерни; – колеса	z_1 z_2	
Внешние диаметры выступов, мм: – шестерни; – колеса	d_{ae1} d_{ae2}	
Ширина зубчатого венца колеса, мм	b_2	
Высота зуба на внешнем торце колеса, мм	h_e	

Обработка данных результатов измерений

1. Выполнить расчеты основных геометрических параметров конической зубчатой передачи (число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 , ширину зубчатого венца колеса b_2 взять из табл. 3.1):

- определить передаточное число редуктора:

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad (3.4)$$

- вычислить углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2 , град.:

$$d_1 = 90^\circ - d_2, \quad d_2 = \arctg u; \quad (3.5)$$

- определить внешнее конусное расстояние R_e , мм:

$$R_e = \frac{b_2}{K_{be}}, \quad (3.6)$$

где $K_{be} = 0,285$ – коэффициент ширины рабочего венца относительно внешнего конусного расстояния;

- определить внешний торцовый модуль зуба m_e , мм:

$$m_e = \frac{2R_e}{\sqrt{z_1^2 + z_2^2}}. \quad (3.7)$$

При определении расчетных параметров зацепления следует использовать стандартные значения модуля. Полученную величину m_e согласовывают с ближайшим стандартным значением по ГОСТ 9563–80 (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Стандартные значения модуля для зубчатых передач, мм

1-й ряд	0,5	0,6	0,8	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5
2-й ряд	0,55	0,7	0,9	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75
1-й ряд	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10,0	12,0	16,0
2-й ряд	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11,0	14,0	18,0

Дальнейшие расчеты ведут по стандартному значению модуля;

• определить основные геометрические параметры шестерни и колеса, мм (рис. 3.9):

– внешние делительные размеры, мм:

$$d_{e1} = m_e z_1, \quad d_{e2} = m_e z_2; \quad (3.8)$$

– внешние диаметры окружностей вершин, мм:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos d_1, \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos d_2; \quad (3.9)$$

– среднее конусное расстояние, мм:

$$R_m = R_e - 0,5b_2; \quad (3.10)$$

– средние делительные диаметры, мм:

$$d_{m1} = d_{e1}(1 - 0,5K_{be}), \quad d_{m2} = d_{e2}(1 - 0,5K_{be}); \quad (3.11)$$

– высота зуба на внешнем торце, мм:

$$h_e = 2,2m_e. \quad (3.12)$$

2. Собрать редуктор (в порядке, обратном разборке).

3. Подсчитать расчетные значения параметров конической зубчатой передачи (см. п. 1). Результаты занести в табл. 3.3.

4. Сравнить измеренные и расчетные значения параметров, оценить величину отклонения и объяснить причину расхождения.

Таблица 3.3

Рассчитанные параметры конической передачи

Параметр	Обозначение	Значение
Передаточное число	i	
Углы делительных конусов, град.: – шестерни; – колеса	δ_1 δ_2	
Конусное расстояние, мм: – внешнее; – среднее	R_e R_m	
Внешний торцовый модуль (расчетный), мм	m_e	
Внешний торцовый модуль (стандартный), мм	$m_e^{ст}$	
Внешний делительный диаметр, мм: – шестерни; – колеса	d_{e1} d_{e2}	
Внешний диаметр выступов, мм: – шестерни; – колеса	d_{ae1} d_{ae2}	
Средний делительный диаметр, мм: – шестерни; – колеса	d_{m1} d_{m2}	
Высота зуба на внешнем торце колеса, мм	h_e	

Контрольные вопросы

1. Какими достоинствами обладают конические передачи?
2. Каковы основные недостатки конической передачи?
3. Какие существуют конические колеса в зависимости от формы зубьев?
4. Из каких деталей и узлов состоит конический редуктор? Каково их назначение?
5. Чем отличается конический редуктор от цилиндрического одноступенчатого?
6. Для чего рекомендуют использовать стакан в коническом редукторе?
7. Как регулируют зацепление в конических редукторах?
8. Каковы основные геометрические параметры конической передачи?

Лабораторная работа № 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: определить КПД червячного редуктора и вращающие моменты на входном и выходном валах редуктора; построить график изменения КПД как функцию момента на выходном валу (при постоянной частоте вращения) и определить угол трения в зависимости от этого момента.

Теоретическое обоснование

Червячная передача состоит из червяка, представляющего винт с резьбой, и червячного колеса, которое является цилиндрическим колесом с зубьями определенной формы. Как правило, ведущим в передаче является червяк. При понижении скорости вращения увеличивается вращающий момент на валу червячного колеса. При ведущем червяке вращающий момент на валу колеса

$$T_2 = T_1 u \eta, \quad (4.1)$$

где T_1 – вращающий момент на валу червяка, Н·м;
 u – передаточное число передачи;
 η – КПД передачи.

В червячном зацеплении векторы окружных скоростей червяка и колеса направлены друг к другу под углом 90° . Поэтому в относительном движении витки червяка скользят по зубьям колеса, вызывая понижение КПД и износ контактирующих поверхностей.

Потери мощности приводят к нагреву деталей передачи, а если при этом не обеспечивается отвод тепла, то из-за перегрева передача может выйти из строя.

КПД червячного редуктора в общем виде определяется выражением

$$\eta = \frac{P_2}{P_1} = 1 - \frac{P_n}{P_1}, \quad (4.2)$$

где P_1 – мощность на входном валу редуктора;
 P_2 – мощность на выходном валу редуктора;

$P_{\text{п}}$ – мощность, потерянная в редукторе на трение в зацеплении, на трение в подшипниках, на разбрызгивание и перемешивание масла.

Таким образом, КПД червячного редуктора

$$\eta = \eta_{\text{п}}^m \eta_{\text{з}} \eta_{\text{г}}, \quad (4.3)$$

где $\eta_{\text{п}}$ – КПД, учитывающий потери в одной паре подшипников;

m – число пар подшипников;

$\eta_{\text{з}}$ – КПД зацепления;

$\eta_{\text{г}}$ – КПД, учитывающий гидравлические потери (разбрызгивание и перемешивание масла).

Потери в зацеплении составляют главную часть потерь передачи. Они зависят от точности изготовления и сборки, жесткости вала червяка, способа смазки, материалов червяка и колеса, шероховатости контактных поверхностей и других факторов.

КПД зацепления при ведущем червяке определяется выражением

$$\eta_{\text{з}} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho \phi)}, \quad (4.4)$$

где γ – делительный угол подъема резьбы.

ρ' – приведенный угол трения:

$$\rho' = \operatorname{arctg} f',$$

где f' – приведенный коэффициент трения.

Приведенный коэффициент трения определяется по формуле

$$f \phi = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}, \quad (4.5)$$

где α – угол заострения витка резьбы червяка, обычно $\alpha = 40^\circ$.

Коэффициент трения f и соответствующий ему угол ρ зависят от скорости скольжения (рис. 4.1). Таким образом, скорость скольжения существенно влияет на КПД.

Для предварительных расчетов с учетом потерь в подшипниках величину КПД можно оценить по формуле

$$\eta = (0,95 \dots 0,96) \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho \phi)}. \quad (4.6)$$

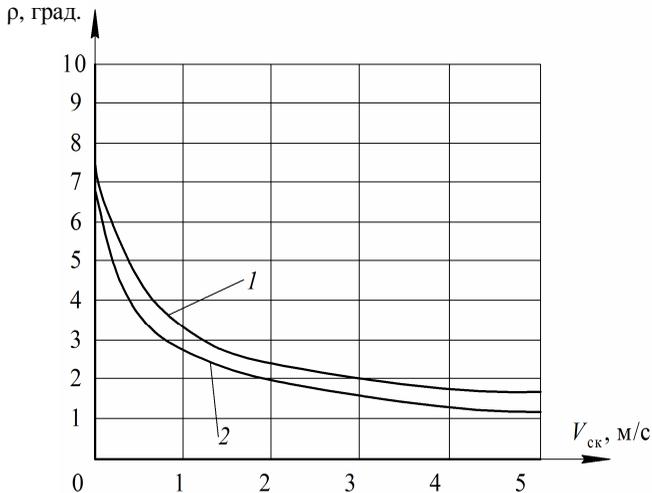


Рис. 4.1. Зависимость угла трения от скорости скольжения:
 1 – оловянистая бронза, твердость червяка $H < 45$ HRC;
 2 – оловянистая бронза, твердость червяка $H \geq 45$ HRC

Значение угла трения ρ находят по зависимости

$$\rho = \arctg \frac{\rho}{\operatorname{tg} \rho \phi} \cos \frac{\alpha}{2}$$

При угле заострения резьбы $\alpha = 40^\circ$

$$\rho = \arctg(0,94 \operatorname{tg} \rho \phi); \quad (4.7)$$

$$\operatorname{tg} \rho \phi = \frac{\frac{0,096}{\eta} - 0,1}{1 + \frac{0,0096}{\eta}}. \quad (4.8)$$

Число зубьев колеса z_2 определяется передаточным числом и выбранным числом заходов резьбы z_1 . Минимально допустимое значение $z_2 = 28$. Из-за пониженного КПД и подрезания при $z_1 \geq 2$ число зубьев $z_2 > 26$.

При $z_2 > 80$ прочность передачи определяется не контактной выносливостью рабочих поверхностей, а изгибной прочностью зубьев колеса. Для эвольвентных червяков $z_{2\min} = 17$.

Передаточное число передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_2}{d_1 \operatorname{tg} \gamma} = \frac{z_2}{z_1}, \quad (4.9)$$

где n_1, ω_1, d_1, z_1 – частота вращения, угловая скорость, делительный диаметр, число заходов резьбы червяка соответственно;

n_2, ω_2, d_2, z_2 – частота вращения, угловая скорость, делительный диаметр, число зубьев колеса соответственно.

Описание установки

Лабораторная установка (рис. 4.2) состоит из червячного редуктора РЧУ-100 8, подвеса для приложения нагрузки, включающего барабан 5 и канат 6, на котором укрепляются грузы 7. На валу червяка 1 смонтирована рукоятка длиной l_p , при помощи которой создается момент T_1 , уравновешивающий момент T_2 . Величину силы F_p измеряют с помощью динамометра 2.

Момент T_2 на валу барабана, Н·мм:

$$T_2 = \frac{(d_k + d_6) F_{гр}}{2}, \quad (4.10)$$

где d_6 – диаметр барабана, мм;

d_k – диаметр каната, мм;

$F_{гр}$ – вес груза, Н.

Вращающий момент на валу червяка, Н·мм:

$$T_1 = F_p l_p, \quad (4.11)$$

где F_p – значение силы, действующей на рукоятку, Н;

l_p – длина рукоятки, мм.

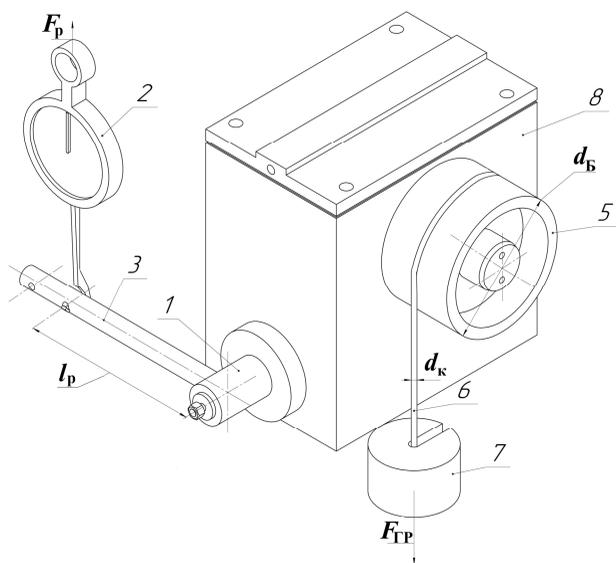


Рис. 4.2. Лабораторная установка

Подготовка к выполнению работы

1. Проработать по учебникам [2, 3, 6] соответствующие разделы курса, а также данные методические указания.

2. Подготовить таблицу для записи показаний и выполнения расчетов, график зависимости $\eta = f(T_2)$.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: лабораторная установка, набор грузов, штангенциркуль, динамометр.

1. Измерить с точностью до 1 мм диаметр $d_б$ барабана 5 и диаметр $d_к$ каната 6. Результаты измерений занести в таблицу.

2. Установить на подвесе груз 7 весом $F_{ГП2} = 100$ Н, измерить величину сил F_p , при которой начинается вращение червяка. Вращение производить в сторону подъема груза. Результаты занести в таблицу.

3. Повторить п. 2 при $F_{ГП2i} = 200, 250, 300, 350, 400$ Н. Результаты занести в таблицу.

Обработка опытных данных

1. Вычислить моменты на валу червяка $T_{1i} = F_{pi}l_p$ и на валу червячного колеса $T_{2i} = F_{гр2i}(d_6 + d_k) / 2$. Результаты занести в таблицу.

2. Используя формулы (4.1), (4.8) и (4.7), найти η , tgr' и ρ для соответствующих значений T_{1i} и T_{2i} . Принять передаточное число $u = 40$. Результаты занести в таблицу.

3. Построить график зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n = \text{const}$ (рис. 4.3).

Таблица

Результаты измерений и расчетов

Вес груза $F_{гр2i}$, Н	Момент T_{2i} , Н·мм	Сила на рукоятке F_{pi} , Н	Момент T_{1i} , Н·мм	η	tgr'	ρ , град.

Диаметр барабана $d_6 =$ ___ мм, диаметр каната $d_k =$ ___ мм, длина рукоятки $l_p =$ ___ мм.

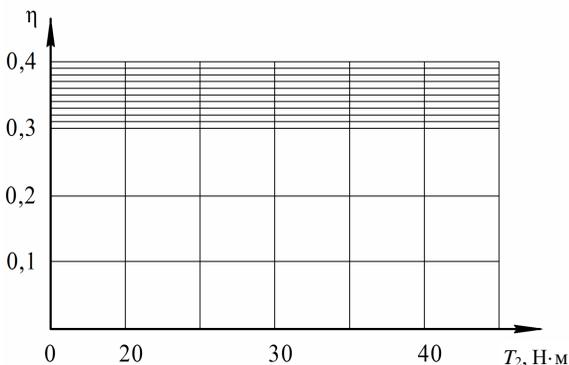


Рис. 4.3. График зависимости $\eta = f(T_2)$ при $n_1 = \text{const}$

4. Пользуясь рис. 4.1, установить, каким значениям скорости $V_{ск}$ соответствуют полученные значения угла ρ .

Контрольные вопросы

1. Из каких деталей состоит червячная передача?
2. Почему распространена преимущественно червячная передача с архимедовым червяком?
3. Как определяется КПД червячной передачи?
4. При каком условии червячный редуктор может быть обратимым, т. е. червячное колесо может стать ведущим?
5. При каком условии червячная передача может быть самотормозящей?
6. Когда применяются самотормозящие червячные передачи?
7. Как измеряется КПД с увеличением частоты вращения вала?
8. Какими способами повышают КПД червячных передач?
9. Какими основными преимуществами обладают червячные передачи?
10. Какие силы действуют в зацеплении червячных передач?

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ И РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Цель работы: изучить устройство и составить кинематическую схему червячного редуктора; определить основные параметры червячной пары; проверить прочность червячной передачи на выносливость по контактным напряжениям и напряжениям изгиба зубьев.

Теоретическое обоснование

Червячным редуктором называют закрытую червячную передачу, предназначенную для уменьшения угловой скорости и увеличения крутящего момента на ведомом валу. В классе редукторов червячные редукторы составляют отдельную группу. Основные кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов представлены на рис. 5.1. На схемах быстроходный вал обозначен буквой Б, тихоходный – Т.

При окружных скоростях червяка $V \leq 4 \dots 5$ м/с рекомендуется применять редукторы с нижним расположением червяка (рис. 5.1, а). Смазывание червячной передачи проводится погружением червяка в масло. При окружных скоростях червяка $V > 5$ м/с наблюдаются большие потери при перемешивании смазки, поэтому червяк располагают над колесом (рис. 5.1, б). Передачи с вертикальным расположением вала червячного колеса (рис. 5.1, в) или червяка (рис. 5.1, г) используют редко вследствие трудности смазывания подшипников вертикальных валов. При верхнем или вертикальном расположении червяка (рис. 5.1, б, г) смазывание зацепления может обеспечиваться погружением червячного колеса.

Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса (рис. 5.2, а). В зависимости от формы внешней поверхности червяка различают передачи с цилиндрическим или глобоидным червяком (рис. 5.2, б, в).

В зависимости от профиля витков в плоскости, перпендикулярной оси червяка, различают архимедовы (в документации обозначают *ZA*), эвольвентные (*ZI*) и конволютные (*ZN*) червяки. Архимедов червяк в осевом сечении червяка имеет трапецидальный профиль витка.

У эвольвентного червяка боковой профиль витков очерчен эвольвентой. Боковая поверхность витков конволютного червяка представляет собой конволютную винтовую поверхность.

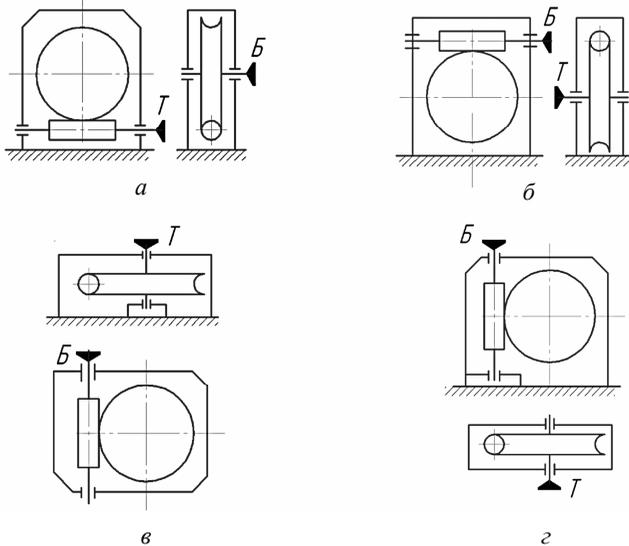


Рис. 5.1. Кинематические схемы одноступенчатых червячных редукторов

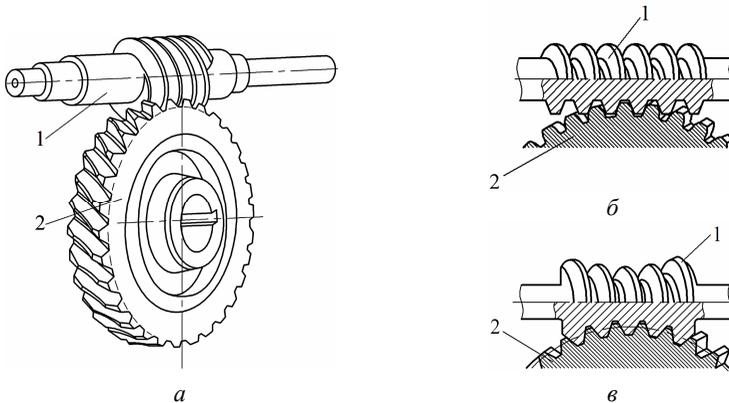


Рис. 5.2. Червячная передача:
 а – червячная передача с цилиндрическим червяком;
 б – зацепление с цилиндрическим червяком;
 в – зацепление с глобоидным червяком;
 1 – червяк; 2 – червячное колесо

Архимедовы червяки наиболее просты в изготовлении, обеспечивают достаточно высокую точность червячной передачи и наиболее широко распространены.

В зависимости от направления линии витка червяка различают червячные передачи с правым и левым направлением нарезки. Правой называют такую линию нарезки витка, точка на которой движется по часовой стрелке при удалении вдоль витка, если смотреть на червяк со стороны его торца.

В зависимости от числа заходов различают однозаходные ($z_1 = 1$) и многозаходные ($z_1 = 2, z_1 = 4$) червяки.

Геометрические параметры червяка и червячного колеса представлены на рис. 5.3 и в табл. 5.1.

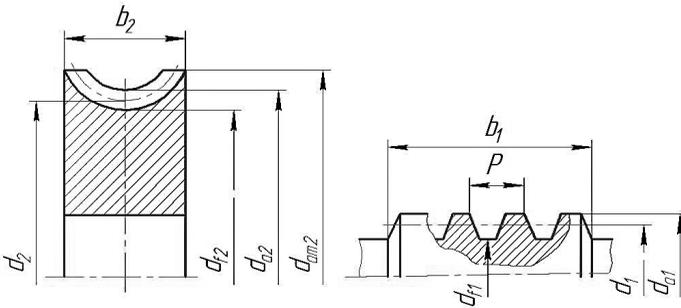


Рис. 5.3. Основные геометрические параметры передачи

Таблица 5.1

Основные формулы для расчета параметров червячной передачи

Параметр	Расчетная формула
Делительный диаметр червяка, мм	$d_1 = qm$, где q – коэффициент диаметра червяка; m – модуль зацепления, мм
Делительный диаметр колеса, мм	$d_2 = z_2m$, где z_2 – число зубьев червячного колеса
Диаметр вершин витков червяка, мм	$d_{a1} = d_1 + 2m$

Параметр	Расчетная формула
Диаметр вершин зубьев колеса, мм	$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_2)m,$ <p>где h_a^* – коэффициент высоты головки, $h_a^* = 1$</p>
Диаметр впадин витков червяка, мм	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$
Диаметр впадин зубьев колеса, мм	$d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + c^* - x_2),$ <p>где c^* – коэффициент радиального зазора, $c^* = 0,2$</p>
Наибольший диаметр червячного колеса, мм	$d_{am2} \approx d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2},$ <p>где z_1 – число заходов червяка</p>
Ширина венца червячного колеса, мм	$b_2 \approx 0,75d_{a1}$
Коэффициент смещения	$x_2 = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q)$
Межосевое расстояние червячной передачи, мм	$a_w = 0,5m(q + z_2 + 2x_2)$
Угол подъема витка червяка (наклон зубьев колеса), град.	$g = \arctg \frac{\alpha_1 \ddot{o}}{q \varnothing}$
Окружная скорость червяка, м/с	$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{6 \times 10^4} = \frac{V_2}{\operatorname{tg} g},$ <p>где n_1 – частота вращения ведущего вала, мин^{-1}</p>
Окружная скорость червячного колеса, м/с	$V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{6 \times 10^4} = V_1 \operatorname{tg} g,$ <p>где n_2 – частота вращения ведомого вала, мин^{-1}</p>
Действительная скорость скольжения, м/с	$V_{\text{ск}} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2} = \frac{V_1}{\cos g} = \frac{V_2}{\sin g}$

Требуемая точность изготовления червячной передачи определяется скоростью скольжения (табл. 5.2).

Таблица 5.2

Степень точности червячных передач в зависимости от скорости скольжения

$V_{ск}$, м/с	до 1,5	1,5...7,5	1,5...12,0	3,0...25
Степень точности по ГОСТ 3675-81	9	8	7	6

При передаче крутящего момента в червячном зацеплении возникает нормальное усилие F_n , которое для удобства при расчете на прочность разбивается на три взаимно перпендикулярные составляющие: окружную силу F_t , радиальную силу F_r и осевую силу F_a , приложенные в полюсе зацепления (рис. 5.4).

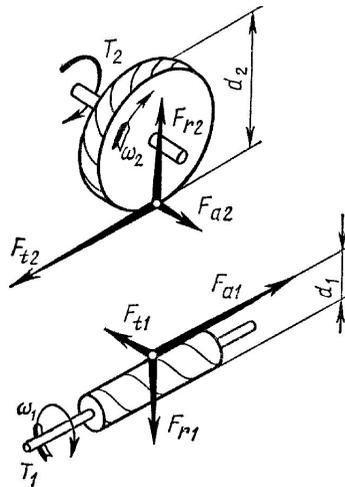


Рис. 5.4. Силы, действующие в зацеплении

Окружная сила F_{t2} на колесе, равная осевой силе F_{a1} на червяке, Н:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2}. \quad (5.1)$$

Окружная сила F_{t1} на червяке, равная осевой силе F_{a2} на колесе, Н:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (5.2)$$

Радиальная сила, Н:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha = F_{t2} \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \alpha}, \quad (5.3)$$

где α – угол профиля, $\alpha = 20^\circ$.

Значения контактного напряжения при стальном червяке и бронзовом (чугунном) венце колеса определяются по формуле

$$s_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_H}{d_{w1}}} \text{ £ } [s_H], \quad (5.4)$$

где d_{w1} – начальный диаметр червяка (т. к. $x_1 = 0$, то $d_{w1} = d_1$), мм;
 d_2 – диаметр делительной окружности червячного колеса, мм;
 T_2 – вращающий момент на червячном колесе, Н·м.

Уточненное значение коэффициента расчетной нагрузки K_H является произведением двух коэффициентов:

$$K_H = K_{Hb} K_{HV}. \quad (5.5)$$

Значение коэффициента динамической нагрузки K_{HV} зависит от скорости скольжения $V_{ск}$ и степени точности изготовления передачи (табл. 5.3).

Таблица 5.3

Значения коэффициента динамической нагрузки K_{HV}

Степень точности	Скорость скольжения $V_{ск}$, м/с				
	до 1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12	12...18
6	–	–	1	1,1	1,3
7	1	1	1,1	1,2	–
8	1,1...1,2	1,2...1,3	1,4	–	–
9	1,2...1,3	–	–	–	–

Значение коэффициента концентрации нагрузки K_{Hb} связано с деформациями червяка и характером изменения нагрузки по формуле

$$K_{Hb} = 1 + \frac{\sigma_{z_2} \cdot \sigma^3}{\sigma_f \cdot \sigma} (1 - K_p), \quad (5.6)$$

где K_f – коэффициент деформации червяка, значения которого при различных q и z_1 приведены в табл. 5.4;

K_p – вспомогательный коэффициент, зависящий от режима нагрузки: при постоянном режиме нагрузки $K_p = 1$; при незначительных колебаниях нагрузки $K_p = 0,6$; при значительных колебаниях нагрузки $K_p = 0,3$.

Таблица 5.4

Коэффициент деформации червяка K_f

z_1	Коэффициент q					
	8	9,1	10	11,2	12,5	14
1	72	89	108	127	154	176
2	57	71	86	102	121	140
3	51	61	76	89	106	132
4	47	56	70	82	98	122

Оценку прочности червячной передачи по контактным напряжениям проводят по результатам расчета степени несоответствия полученного σ_H контактного напряжения по сравнению с допускаемым $[s_H]$:

$$Ds_H = \left| \frac{s_H - [s_H]}{[s_H]} \right| \times 100 \%. \quad (5.7)$$

Допускается недогрузка $s_H < [s_H]$ до 20 %, перегрузка $s_H > [s_H]$ – до 5 %.

Допускаемые контактные напряжения для зубьев колес $[s_H]$ определяют с учетом материала венца и скорости скольжения $V_{ск}$.

Передачу проверяют на изгиб по усталостным напряжениям изгиба по наиболее слабому звену – червячному колесу:

$$s_{F2} = \frac{Y_{F2} F_{t2} K_F}{1,3 m^2 q} \leq [s_F]. \quad (5.8)$$

Коэффициент формы зуба Y_{F2} выбирают из табл. 5.5 в зависимости от эквивалентного числа зубьев z_{v2} .

Эквивалентное число зубьев колеса определяют по формуле

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \alpha}. \quad (5.9)$$

Таблица 5.5

Значения коэффициентов формы зуба червячного колеса Y_{F2}

z_{v2}	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60
Y_{F2}	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40

Коэффициент нагрузки при проверке передачи на изгиб принимается равным коэффициенту нагрузки при проверке передачи на контактную прочность $K_F = K_H$, значение которого рассчитывается по формуле (5.5).

Значение допускаемого напряжения изгиба зубьев $[s_F]$ определяют с учетом материала венца колеса, способа отливки и твердости рабочих поверхностей витков червяка.

Если в результате расчета условие $s_{F2} \geq [s_F]$ не выполняется, то прочность зуба на изгиб может быть повышена за счет увеличения модуля m с последующим пересчетом всех параметров либо за счет замены материала венца червячного колеса на другой с более высокими механическими характеристиками.

Долговечность и КПД червячных передач зависят от правильного взаимного расположения элементов зацепления, обеспечиваемого монтажом при сборке передачи. Проверка правильности зацепления осуществляется по расположению мест касания зубьев колеса и витков червяка. Пятно контакта должно располагаться симметрично относительно средней плоскости колеса. Расположение пятна контакта определяется по отпечатку краски, нанесенной тонким слоем на витки червяка.

Описание установки

В качестве лабораторной установки для выполнения работы используется червячный редуктор серийного производства, назначаемый преподавателем. Конструкция одного из червячных редукторов приведена на рис. 5.5.

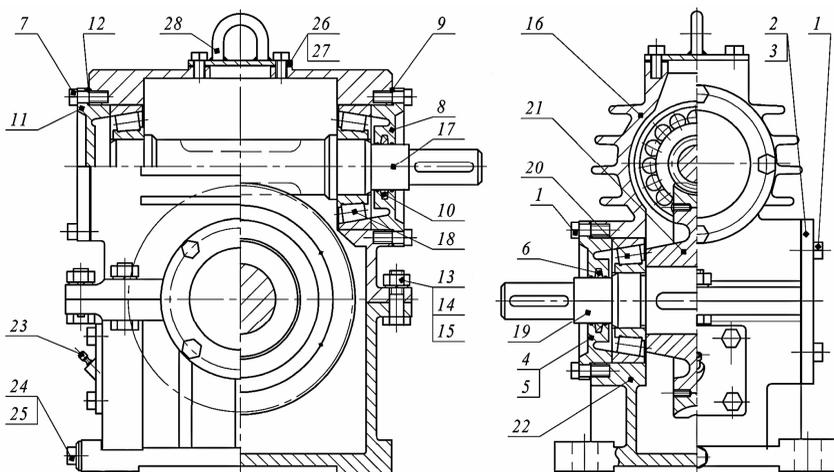


Рис. 5.5. Редуктор червячный

Редуктор состоит из корпуса 22 и крышки 16, которые соединены болтами 13 и гайками 14. Пружинные шайбы 15 предохраняют болтовое соединение от самораскручивания. Корпус и крышку выполняют литыми из чугуна (или алюминиевых сплавов). Вращательное движение от быстроходного вала-червяка 17 к тихоходному валу 19 осуществляется червячным колесом 21, которое установлено на валу при помощи шпонки. Червяк выполнен заодно с валом. Валы размещены в корпусе редуктора на конических роликоподшипниках 18 и 20, которые установлены враспор. Внешние кольца подшипников упираются в накладные крышки подшипников: сквозные 4, 8 и глухие 2, 11. В крышках и стаканах установлены манжеты 6 и 10. Крышки подшипников крепятся к корпусу винтами 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, регулируют осевое положение червячного колеса относительно оси вала червяка. Смазка редуктора картерная. Уровень масла контролируется маслоуказателем 23. Отверстие под маслоуказатель используется для заливки масла. Слив масла производится через сливное отверстие, закрываемое пробкой 24, 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). Улучшению теплоотвода способствуют ребра, отлитые заодно с корпусом.

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материал в учебниках [2–4] и проработать данные методические указания.
2. Подготовить табл. 5.6, 5.7, 5.9, 5.10 для записи результатов измерений и расчетов.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: одноступенчатый червячный редуктор, рулетка, штангенциркуль, отвертка, гаечные ключи, мел, гуашь.

1. Разобрать редуктор. Сборку производить в строго обратной последовательности.
2. Вычертить кинематическую схему редуктора, на которой указать данные п. 1.
3. Определить основные параметры червячного зацепления и занести их в табл. 5.6.

Таблица 5.6

Основные измеряемые параметры червячного редуктора

Параметр	Обозначение	Значение
Форма внешней поверхности червяка	—	
Форма профиля витков червяка	—	
Направление линии витка червяка	—	
Расположение червяка относительно колеса	—	
Число заходов червяка	z_1	
Число зубьев червячного колеса	z_2	
Межосевое расстояние, мм	a_w	
Диаметр окружности выступов червяка, мм	d_{a1}	
Диаметр окружности выступов колеса в среднем сечении, мм	d_{a2}	

Параметр	Обозначение	Значение
Наибольший диаметр червячного колеса, мм	d_{am2}	
Длина нарезанной части червяка, мм	b_1	
Ширина червячного колеса, мм	b_2	
Шаг червяка, мм	p	

Обработка данных результатов измерений

1. Вычислить передаточное число редуктора u , модуль зацепления m , коэффициент диаметра червяка q по формулам в табл. 5.7. Если после расчета по измеренным параметрам значения m и q не соответствуют стандартным, то нужно в качестве расчетных принять ближайšie стандартные значения m и q согласно ГОСТ 19672–74. Стандартом предусматриваются модули 1,0; 1,25; 1,6; 2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0 мм. Кроме того, допускаются модули 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0 мм. В редукторах устаревших конструкций могут встречаться модули 4,5; 9,0; 14,0; 18,0; 24,0; 30,0 мм. Стандартные значения коэффициента диаметра червяка:

1-й ряд: ... 6,3; 8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0; 25,0;

2-й ряд: ... 7,1; 9,0; 11,2; 14,0; 18,0; 22,4.

Таблица 5.7

Расчитанные параметры червячного редуктора

Параметр	Расчетная зависимость	Значение
Передаточное число u	$u = \frac{z_2}{z_1}$	
Расчетное значение модуля зацепления m , мм	$m = \frac{p}{\pi}$	
Принятое значение модуля зацепления m , мм	Согласно ГОСТ 19672–74 (табл. 5.8)	
Расчетное значение коэффициента диаметра червяка q	$q = \frac{d_{a1}}{m} - 2$	
Принятое значение коэффициента диаметра червяка q	Согласно ГОСТ 19672–74 (табл. 5.8)	

Параметр	Расчетная зависимость	Значение
Коэффициент смещения x_2	$x_2 = \frac{\alpha_w \ddot{o}}{c m \ddot{o}} - 0,5(z_2 + q)$	
Расчетное межосевое расстояние a_w , мм	$a_w = 0,5m(z_2 + q + 2x_2)$	
Угол подъема витка червяка γ (наклон зубьев колеса), град.	$\gamma = \arctg \frac{\alpha_1 \ddot{o}}{c q \ddot{o}}$	
Диаметр делительного цилиндра червяка d_1 , мм	$d_1 = qm$	
Диаметр делительной окружности колеса d_2 , мм	$d_2 = z_2 m$	
Диаметр окружности выступов червяка d_{a1} , мм	$d_{a1} = d_1 + 2m$	
Диаметр окружности выступов колеса в среднем сечении d_{a2} , мм	$d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2)m$	
Диаметр окружности впадин червяка d_{f1} , мм	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$	
Диаметр окружности впадин колеса d_{f2} , мм	$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x_2)$	
Ширина червячного колеса b_2 , мм	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$	
Наибольший диаметр червячного колеса d_{am2} , мм: – при $z_1 = 1$; – при $z_1 = 2$	$d_{am2} \leq d_{a2} + 2m$; $d_{am2} \leq d_{a2} + 1,5m$	

В табл. 5.8 приведены установленные стандартом сочетания модулей m , коэффициента диаметра червяка q и числа заходов резьбы червяка z_1 , равного 1, 2, 4. Данные занести в табл. 5.7.

2. Рассчитать межосевое расстояние a_w , угол подъема витка червяка γ (угол наклона зубьев колеса), делительные диаметры червяка d_1 и червячного колеса d_2 , диаметры окружностей выступов червяка d_{a1} и червячного колеса d_{a2} , диаметры впадин червяка d_{f1} и червячного колеса d_{f2} , ширину червячного колеса b_2 и наибольший диаметр червячного колеса d_{am2} . Данные занести в табл. 5.7.

Таблица 5.8

Сочетания значений m и q при z_1 , равном 1, 2, 4

m , мм	q	m , мм	q
1,0	16,0*; 20,0	(6,0)	9,0; 10,0
1,25	12,5; 16,0; 20,0	6,3	8,0; 10,0; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0
(1,50)	14,0; 16,0*	(7,0)	12,0
1,6	10,0; 12,5; 16,0; 20,0	8,0	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
2,0	8,0; 10,0; (12,0); 12,5; 16,0; 20,0	10,0	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
2,5	8,0; 10,0; 12,0; 12,5; 16,0; 20,0	(12,0)	10,0**
3,15	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0	12,5	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
(3,50)	10,0; 12,0*; 14,0*	14,0	8,0***
4,0	8,0; (9,0); 10,0; 12,0*; 12,5; 16,0; 20,0	16,0	8,0; 10,0; 12,5; 16,0
5,0	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0	20	8,0; 10,0

Примечание: в скобках указаны допускаемые сочетания m и q .

*Применяется только при $z_1 = 1$.

**Применяется только при $z_1 = 1$; $z_1 = 2$.

***Применяется только при $z_1 = 2$.

3. Сравнить измеренные и расчетные значения параметров, оценить величину отклонения и объяснить причину расхождения.

4. Собрать редуктор, отрегулировать подшипники, проверить зацепление.

Осевое положение червячного колеса регулируют при помощи прокладок, подкладываемых под привертные крышки подшипников.

Правильность зацепления проверяют по пятну контакта: наносят на витки червяка краску тонким слоем и, плавно вращая червяк, наблюдают через смотровой люк за появлением на работающей поверхности зубьев колеса пятен краски. Если пятна краски расположены симметрично относительно средней плоскости колеса (рис. 5.6, б), то зацепление считается отрегулированным. При смещении пятен краски влево (рис. 5.6, в) или вправо (рис. 5.6, а) от оси симметрии производят регулировку, переставляя часть прокладок из-под одной крышки под другую, не меняя общей суммы толщины прокладок.

Собранный редуктор представить преподавателю для контроля.

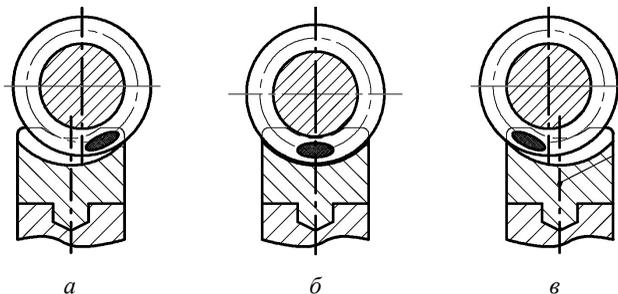


Рис. 5.6. Положение пятна контакта в червячном зацеплении

5. Получить у преподавателя индивидуальные данные для расчета передачи на прочность по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Данные занести в табл. 5.9.

Таблица 5.9

Заданные параметры зацепления

Мощность P_2 , кВт	Допускаемые значения напряжения $[\sigma_H]_2$, МПа	Частота вращения червяка n_1 , мин ⁻¹	Допускаемые напряжения изгиба для расчетного числа циклов $[\sigma_F]_2$, МПа

6. Выполнить расчет передачи. Результаты расчетов и выводы записать в табл. 5.10.

Таблица 5.10

Прочностной расчет червячной передачи

Параметр	Расчетная формула	Подсчет параметра	Результат
Окружная скорость червяка V_1 , м/с	$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000}$		
Окружная скорость червячного колеса V_2 , м/с	$V_2 = \frac{\pi d_2 n_1}{i \cdot 60 \cdot 1000}$		
Действительная скорость скольжения $V_{ск}$, м/с	$V_{ск} = \sqrt{V_1^2 + V_2^2}$		
Степень точности	См. табл. 5.2		

Параметр	Расчетная формула	Подсчет параметра	Результат
Коэффициент динамической нагрузки K_{HV}	См. табл. 5.3		
Коэффициент деформации червяка K_f	См. табл. 5.4		
Вспомогательный коэффициент K_p	См. формулу (5.6)		
Коэффициент неравномерности нагрузки $K_{H\beta}$	$K_{H\beta} = 1 + \frac{\alpha_{z_2} \sigma^3}{\epsilon K_f \phi} (1 - K_p)$		
Коэффициент расчетной нагрузки K_H	$K_H = K_{H\beta} K_{HV}$		
Начальный диаметр червяка при коэффициенте смещения червяка d_{w1}	См. пояснение к формуле (5.4)		
Крутящий момент на валу червячного колеса T_2 , Н·м	$T_2 = 9550 \frac{P_2}{n_2}$		
Контактное напряжение в зацеплении σ_H , МПа	$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{10^3 T_2 K_H}{d_{w1}}}$		
Степень недогрузки или перегрузки по контактному напряжению $\Delta\sigma_H$, %	$D\sigma_H = \left \frac{s_H - [s_H]}{[s_H]} \right \times 100 \%$		
Заключение о прочности зацепления			
Окружная сила на колесе F_{t2} , Н	$F_{t2} = \frac{2T_2 \times 10^3}{d_2}$		
Приведенное число зубьев z_{v2}	$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma}$		
Коэффициент формы зуба Y_{F2}	См. табл. 5.2		

Параметр	Расчетная формула	Подсчет параметра	Результат
Коэффициент расчетной нагрузки K_F	$K_F = K_H$		
Расчетное напряжение изгиба по колесу σ_F , МПа	$\sigma_F = \frac{Y_{F2} F_{t2} K_F}{1,3 m^2 q}$		
Заключение о прочности передачи по напряжению изгиба зуба			

Контрольные вопросы

1. Что называют червячным редуктором?
2. Какие существуют кинематические схемы червячных редукторов?
3. Каково назначение червячной передачи?
4. Как классифицируются червячные передачи?
5. Какие существуют виды червяков?
6. Как определяются основные геометрические параметры червяка и червячного колеса?
7. Какие силы действуют в зацеплении червячной пары? Как их определяют?
8. Из каких деталей и узлов состоит червячный редуктор?
9. В чем состоят особенности расчета червячной передачи по сравнению с зубчатой?
10. Зачем и как регулируется пятно контакта в зацеплении?
11. Какие существуют виды повреждений червячного зацепления?

Лабораторная работа № 6

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕСУЩЕЙ СПОСОБНОСТИ РЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы: исследовать влияние нагрузки на коэффициент упругого скольжения; построить кривую скольжения ременной передачи.

Теоретическое обоснование

Ременная передача (рис. 6.1) передает вращающий момент T от ведущего вала O_1 к ведомому валу O_2 за счет сил трения, возникающих между ремнем и шкивами, вследствие предварительного натяжения ремня F_0 .

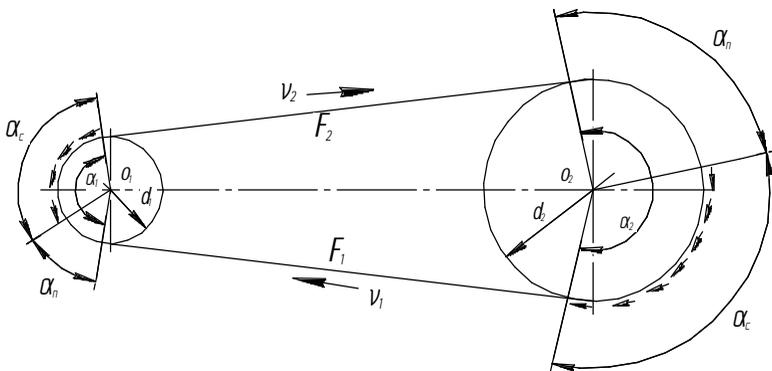


Рис. 6.1. Схема передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремни подразделяются на плоские, клиновидные, круглые, зубчатые. При передаче вращающего момента T натяжение в ведущей ветви возрастает до значения F_1 , в ведомой же уменьшается до величины F_2 .

Окружная сила на ведущем шкиве

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (6.1)$$

Уравнение моментов относительно оси вращения O_1

$$T_1 = \frac{d_1}{2}(F_1 - F_2), \quad (6.2)$$

откуда

$$\frac{2T_1}{d_1} = F_1 - F_2 = F_t. \quad (6.3)$$

Усилия F_1 и F_2 связаны с силой F_t , предварительным натяжением F_0 :

$$F_1 + F_2 = 2F_0; \quad (6.4)$$

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2}; \quad (6.5)$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (6.6)$$

Зависимость между F_1 и F_2 на границе буксования устанавливается формулой Эйлера

$$F_1 = F_2 e^{f\alpha}, \quad (6.7)$$

где f – коэффициент трения;

α – угол обхвата шкива ремнем, рад.

Решая совместно уравнения (6.3), (6.4), (6.7), определяют величину предварительного натяжения ремня F_0 , необходимую для передачи заданной нагрузки F_t :

$$F_0 = \frac{F_t(e^{f\alpha} + 1)}{2(e^{f\alpha} - 1)}. \quad (6.8)$$

При меньшем значении F_0 в передаче начнется буксование ремня.

На шкивах центробежные силы, действующие на каждый элемент ремня в пределах угла обхвата, вызывают дополнительное натяжение ветвей ремня:

$$F_{ц} = \rho AV^2, \quad (6.9)$$

где ρ – плотность материала ремня, кг/м³;
 A – площадь поперечного сечения ремня, м²;
 V – линейная скорость ремня, м/с.

За счет натяжения $F_{ц}$ уменьшается предварительное натяжение F_0 и величина сил трения, тем самым понижается нагрузочная способность передачи.

Влияние центробежных сил существенно только при больших скоростях ($V > 25$ м/с).

Тяговая способность передачи характеризуется максимально допустимой величиной при условии отсутствия буксования, окружной силой F_t или величиной полезного напряжения $\sigma_0 = F_t / A$, которые зависят от величины предварительного натяжения F_0 , угла обхвата α , коэффициента трения f , а также от линейной скорости ремня V_0 , характера нагрузки и режима работы передачи.

Зависимость окружной силы F_t от F_0 , f , α согласно формуле (6.8) имеет вид:

$$F_t = 2F_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \quad (6.10)$$

или

$$\sigma_f = 2\sigma_0 \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1}. \quad (6.11)$$

Разность натяжения ведомой и ведущей ветвей вызывает упругое скольжение ремня по шкиву.

Дуга упругого скольжения α_c всегда располагается со стороны сбегающей ветви. Разность между дугой обхвата α и дугой упругого скольжения α_c определяет дугу покоя α_n (рис. 6.1), на которой ремень находится в покое без скольжения.

В результате упругого скольжения окружная скорость ведущего шкива V_2 будет больше окружной скорости ведомого шкива V_1 .

Или

$$V_2 = V_1 (1 - \varepsilon), \quad (6.12)$$

где ε – коэффициент упругого скольжения.

Из формулы (6.12) следует $\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} = 1 - \frac{V_2}{V_1}$.

Так как $V_1 = \frac{\omega_1 d_1}{2}$, а $V_2 = \frac{\omega_2 d_2}{2}$, то $\varepsilon = \frac{\omega_2 d_2}{\omega_1 d_1}$.

Если $d_1 = d_2$, то

$$\varepsilon = 1 - \frac{\omega_2}{\omega_1} = 1 - \frac{n_2}{n_1}. \quad (6.13)$$

где n_1 и n_2 – частоты вращения ведущего и ведомого шкивов соответственно.

По мере увеличения окружной силы F_t дуга покоя уменьшается до нуля, ремень начинает скользить по поверхности шкива, равной дуге обхвата α . Такое скольжение называется буксованием. При буксовании ведомый шкив останавливается.

Степень загрузки передачи принято характеризовать отношением передаваемой окружной силы к сумме значений натяжения ветвей $F_1 + F_2$, которое называют коэффициентом тяги:

$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\frac{F_t}{A}}{\frac{2F_0}{A}} = \frac{\sigma_t}{2\sigma_0}. \quad (6.14)$$

Коэффициент тяги показывает, какая часть предварительного натяжения ветвей ремня $2F_0$ используется полезно, т. е. он представляет собой относительную нагрузку передачи.

Работоспособность передачи характеризуется кривой скольжения – зависимостью между коэффициентом скольжения ε , %, и коэффициентом тяги φ . Кривая скольжения строится по результатам испытаний передачи с горизонтальным расположением ремней (угол $\theta = 0^\circ$), работающей в одну смену (8 ч), у которой $\sigma_0 = 1,8$ МПа, $\alpha_1 = 180^\circ$, $V = 10$ м/с, $d_1 / \delta = 37$.

На начальном участке кривой (рис. 6.2) от 0 до φ_0 происходит только упругое скольжение. От φ_0 до φ_{\max} осуществляется частичное буксование, т. е. наблюдается как упругое скольжение, так и буксование. При φ_{\max} происходит полное буксование.

Рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи значения φ_{\max} и слева от него (рис. 6.2). Работа в зоне частичного буксования допускается только при кратковременных перегрузках (например, при пуске).

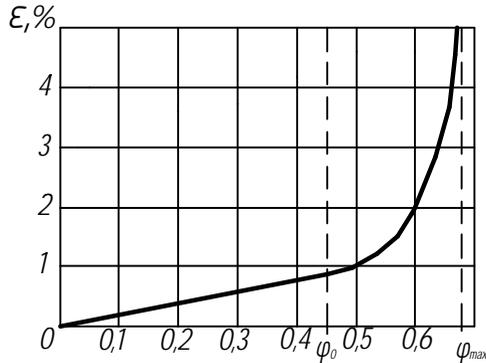


Рис. 6.2. Кривая скольжения

Экспериментально определив оптимальное значение коэффициента тяги φ_0 , находят из формулы (6.14) окружную силу $F_t = 2F_0\varphi_0$. Когда у передачи $\alpha_1 \neq 180^\circ$, $V \neq 10$ м/с, $d_1 / \delta \neq 37$, $\theta > 40^\circ$, а работа не односменная, допускаемое полезное напряжение находится с учетом корректирующих коэффициентов.

Описание установки

Лабораторная установка (рис. 6.3) состоит из ведущего 4 и ведомого 2 шкивов и охватывающего их ремня 3.

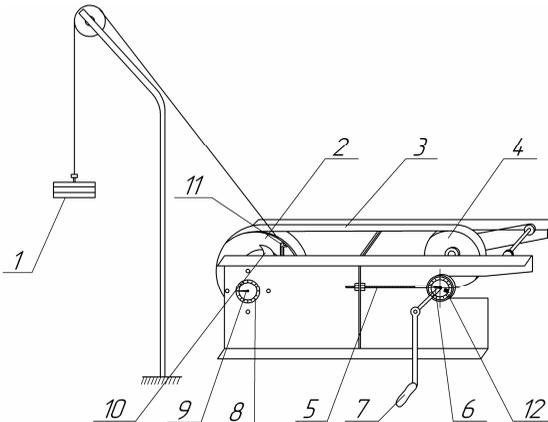


Рис. 6.3. Схема лабораторной установки

Вращение ведущего шкива производится рукояткой 7. Предварительное натяжение в ремне F_0 создается натяжными винтами 5, которые упираются в опоры ведущего вала. Полезную нагрузку передачи имитирует груз, устанавливаемый на платформу 1, величину которого можно менять.

Для предотвращения самопроизвольного обратного вращения шкивов под действием груза с платформой предусмотрен храповой останов 10.

Величина углового отставания ведомого шкива от ведущего фиксируется по шкале 8 с помощью стрелки 9.

Шкала нанесена на раму, а стрелка вращается совместно с осью ведомого шкива. Обороты ведущего вала регистрируются при помощи стрелки 6 на шкале 12.

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить раздел «Ременные передачи» по учебникам [2–4] и проработать данные методические указания.
2. Подготовить таблицу для записи и обработки результатов исследования.

Порядок проведения работы

Необходимое оборудование и инструмент: лабораторная установка, весы механические, ключ 12×14, комплект разновесок.

1. Подготовить установку к работе: перемещая шкив 4, создать в ремне 3 предварительное натяжение F_0 , контролируя его величину динамометром (на схеме не указан); далее, удерживая рукоятку 7, вывести собачку 11 из зацепления с храповым колесом 10 и, вращая рукоятку, опустить платформу 1 вниз, почти до касания пола.

2. Опустить собачку, установить на платформу груз 1.

3. С помощью шкал 8, 12 и стрелок 9, 6 отметить первоначальное положение шкивов 2 и 4.

4. Провернуть рукоятку 7 на один оборот ($\gamma_1 = 360^\circ$). Определить, на какой угол γ_2 повернулась стрелка 9, результат занести в таблицу.

5. Провести опыты с различными грузами (вплоть до буксования ведущего шкива).

Обработка результатов опытов

1. Определить по формуле (6.14) $\varphi = \frac{F_t}{2F_0}$ коэффициенты тяги для всех грузов, результаты занести в таблицу.
2. Коэффициенты упругого скольжения, определяемые по формуле (6.13), в лабораторной работе удобнее находить как $\varepsilon = 1 - \gamma_2 / \gamma_1$, где $\gamma_1 = 360^\circ$; γ_2 – угол поворота ведомого шкива.
3. Построить график зависимости $\varepsilon(\varphi)$ (рис. 6.2).

Таблица

Опытные значения исследуемых величин и результаты вычислений

Вес груза с платформой F_t , Н																				
Угол поворота ведомого шкива γ_2 , град.																				
Среднее значение γ_2																				
Коэффициент скольжения ε , %																				
Коэффициент тяги φ																				

Контрольные вопросы

1. Как классифицируются ременные передачи в зависимости от вида передачи и формы поперечного сечения ремня?
2. Как определяются кинематические и геометрические параметры ременной передачи: передаточное отношение i , окружная скорость V , угол обхвата меньшего шкива α , угол между ветвями шкива β , расчетная длина ремня L ?
3. Как связаны между собой усилия предварительного натяжения F_0 , усилия ведущей F_1 и ведомой F_2 в ветвях, окружная сила?
4. Какие наибольшие суммарные напряжения наблюдаются в ременной передаче? Где они возникают?
5. По какой формуле определяются коэффициент упругого скольжения ε и коэффициент тяги φ ?
6. Какова цель построения кривых скольжения? Как определяются допускаемые полезные напряжения?
7. По какой формуле находится равнодействующая нагрузка на вал от сил F_1 и F_2 ?

Лабораторная работа № 7

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИВОДНЫХ ВТУЛОЧНО-РОЛИКОВЫХ ЦЕПЕЙ

Цель работы: определить работоспособность цепной передачи по давлению и числу ударов в шарнирах и срок ее службы.

Теоретическое обоснование

Цепная передача – механизм для передачи энергии между параллельными валами с помощью бесконечной цепи и звездочек. В зависимости от назначения цепи подразделяются на приводные, используемые для передачи движения на расстояние от одного вала (источника энергии) к другому валу (исполнителю полезной работы), грузовые для подъема груза и тяговые для передачи тягового усилия.

В качестве приводных чаще всего применяются роликовые и втулочные, изготавливаемые по ГОСТ 13568–97 (ИСО 606–94), а также зубчатые цепи (ГОСТ 13552–81).

Роликовые приводные цепи (рис. 7.1) применяют при скоростях $V \leq 15$ м/с. В конструктивном исполнении данные цепи имеют наружные 2 и внутренние пластины 3. Последние напрессовываются на втулки 5, на которые предварительно надеваются с зазором ролики 6 и этим образуют звено цепи. Во втулки вставляют оси 4, на которые с двух сторон напрессовываются наружные пластины 2. Концы осей расклепывают с образованием головки и шарнира. Две наружные пластины двумя осями образуют звено из двух внутренних звеньев. Цепь входит в сцепление со звездочкой посредством ролика, который, поворачиваясь на втулке, перекачивается по зубу звездочки и поворачивает ее на определенный угол.

Втулочные и роликовые цепи изготавливают однорядными (рис. 7.1) и многорядными (рис. 7.2) с числом рядов 2, 3, 4 и более. Многорядные цепи могут работать при существенно больших скоростях движения цепи и нагрузках, возрастающих почти пропорционально числу рядов.

Износостойкость шарниров является основным критерием работоспособности и расчета цепных передач. Работоспособностью называют такое состояние объекта, при котором он способен выполнять заданные функции, сохраняя при этом свои технические параметры в пределах установленных нормативно-технической документацией.

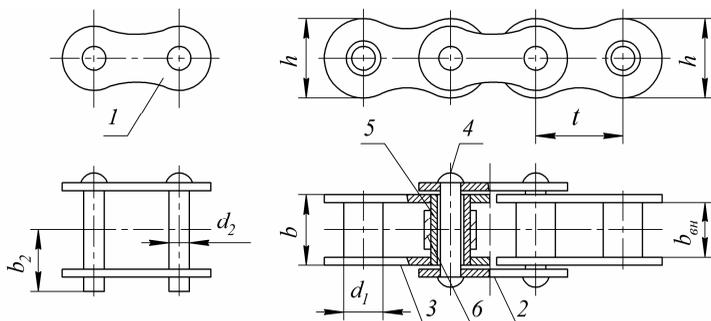


Рис. 7.1. Цепи типа ПР (приводные роликовые однорядные нормальные) и типа ПРУ (приводные роликовые однорядные усиленные):

1 – звено соединительное; 2 – наружная пластина;
3 – внутренняя пластина; 4 – ось; 5 – втулка; 6 – ролик

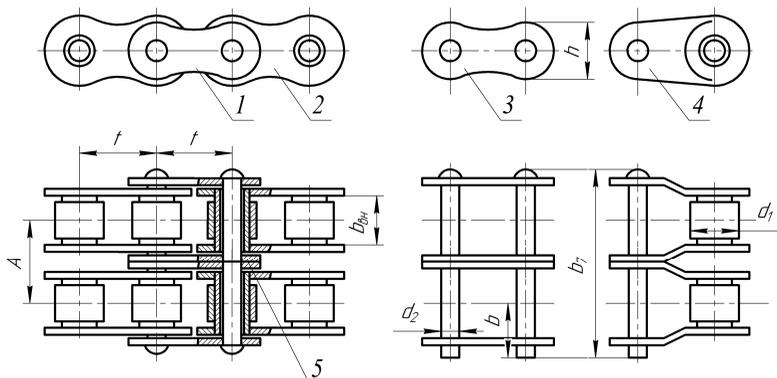


Рис. 7.2. Цепи приводные роликовые двухрядные:

1 – внешнее звено; 2 – внутреннее звено; 3 – соединительное звено;
4 – переходное звено; 5 – промежуточная пластина

Достоинства цепных передач: отсутствие проскальзывания, компактность, меньшая нагрузка на валы и опоры из-за отсутствия большого предварительного натяжения, высокий КПД.

Недостатки: удлинение из-за износа шарниров и растяжения пластин и в связи с этим неспокойный ход, шум, дополнительные динамические нагрузки, сложность смазки шарниров.

Износ шарниров приводит к удлинению цепи и нарушению ее зацепления со звездочками. Кроме того, в быстроходных тяжело нагруженных роликовых и зубчатых цепях, работающих в закрытых

пространствах и с хорошим смазыванием, в пластинах звеньев возникают усталостные разрушения. Соответственно, срок службы передачи зависит от износостойкости шарниров, работа которых и ограничивает долговечность цепи.

Срок службы цепи определяется, прежде всего, удельным давлением в шарнирах p , зависит от межосевого расстояния a , числа зубьев малой звездочки z_1 , условий смазки и защиты от внешних факторов, износостойкости материала шарнира и допускаемого износа цепи $[\Delta L]$.

Срок службы может увеличиваться с увеличением межосевого расстояния a , т. к. при этом увеличивается длина цепи и уменьшается число пробегов цепи (поворотов в каждом шарнире) в единицу времени.

С увеличением числа зубьев малой звездочки z_1 уменьшается угол поворотов в шарнирах и, соответственно, уменьшается износ. Однако при увеличении малой звездочки снижается допустимый износ, определяемый возможностью потери зацепления между звездочкой и цепью. Для более равномерного изнашивания цепи желательно применять нечетное число зубьев z_1 на малой и четное число зубьев z_2 на большой звездочке.

Для цепных передач основными параметрами для проведения расчета являются давление p , МПа, в шарнирах цепи и число ударов цепи $v_{уд}$, c^{-1} . Их действительные значения определяются по формулам

$$p = \frac{F_t}{A_{оп}}, \quad (7.1)$$

где F_t – окружное усилие, Н;

$A_{оп}$ – площадь проекции опорной поверхности шарнира (табл. 7.1), $мм^2$;

$$v_{уд} = \frac{z_1 n_1}{15L_t}, \quad (7.2)$$

где z_1 – число зубьев малой звездочки;

n_1 – частота вращения малой звездочки, $мин^{-1}$;

L_t – длина цепи, выраженная в шагах.

Таблица 7.1

Площадь опорной поверхности шарнира однорядной цепи $A_{оп}$, мм²

Цепь	Площадь опорной поверхности	Цепь	Площадь опорной поверхности
ПР-8-4,6	11	ПР-25,4-60,0	180
ПР-9,525-9,1	28	ПР-31,75-89,0	260
ПР-12,7-9,0-2	22	ПР-38,1-127,0	395
ПР-15,875-23,0-1	55	ПР-44,45-172,4	475
ПР-19,05-31,0	105	ПР-50,8-227,0	645

Примечание: площадь опорной поверхности шарнира многорядной цепи равна произведению площади опорной поверхности шарнира однорядной цепи на число рядов в цепи.

У работоспособных передач действительные значения p и $v_{уд}$ должны быть меньше их допустимых значений (табл. 7.2 и 7.3).

Таблица 7.2

Допускаемое давление $[p]$ в шарнирах цепей при $z_1 = 15...30$

Шаг цепи t , мм	Частота вращения малой звездочки n_1 , мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	–
44,45; 50,8	35	26	21	17,5	15	–	–	–

Таблица 7.3

Допустимые значения числа ударов $[v_{уд}]$, с⁻¹, для цепей роликовых с втулками

Шаг цепи t , мм	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
Число ударов $[v_{уд}]$, с ⁻¹	60	50	35	30	25	20	15	12

Окружное усилие, Н:

$$F_t = \frac{1000P}{V_u}, \quad (7.3)$$

где P – передаваемая мощность, кВт.

Число зубьев z_1 малой звездочки

$$z_1 = 29 - 2u^3 - 19, \quad (7.4)$$

где u – передаточное число.

Длина цепи

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{a}{2} \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \frac{t}{a}, \quad (7.5)$$

где a – межосевое расстояние, мм;

t – шаг цепи, мм;

z_2 – число зубьев большой звездочки.

Скорость цепи $V_{ц}$, м/с, определяется по формуле

$$V_{ц} = \frac{z_1 n_1 t}{60\,000}. \quad (7.6)$$

Срок службы L_h , ч, приводной цепи рассчитывается по формуле

$$L_h = \Pi \frac{[\Delta J] K_c \sqrt{z_1}}{K_j p} \sqrt[3]{\frac{ua_t}{V_{ц}}}, \quad (7.7)$$

где Π – приведенный коэффициент (табл. 7.4);

$[\Delta J]$ – допускаемый износ цепи, % (при числе зубьев большой звездочки менее 30 принимают равным 5 %, при числе зубьев более 30 – равным 3 %);

K_c – коэффициент смазки;

K_j – коэффициент ударности (табл. 7.5);

$a_t = \frac{a}{t}$ – межосевое расстояние, выраженное в шагах.

Коэффициент смазки K_c определяется через коэффициент способа смазки K_c (табл. 7.6):

$$K_c = \frac{K_{сн}}{V_{ц}}. \quad (7.8)$$

Характеристика некоторых приводных цепей дается в табл. 7.7.

Таблица 7.4

Приведенный коэффициент П для цепных передач,
работающих в закрытых кожухах или картерах

Тип цепи	Движение цепи	
	асинфазное	синфазное
1ПР (однорядная)	5200	6250
2ПР (двухрядная)	4400	5300
3ПР (трехрядная)	4300	5150

Примечание: при работе цепной передачи с демпфирующими устройствами значение П может быть превышено в 1,3 раза. При отсутствии закрытых кожухов и картеров при $V_{ц} \leq 4$ м/с коэффициент П следует уменьшить на величину $1,2 \sqrt{V_{ц}}$; при $V_{ц} > 4$ м/с работа цепной передачи без картера не рекомендуется.

Таблица 7.5

Значения коэффициента ударности K_j

Характер работы передачи	Движение цепи	
	асинфазное	синфазное
Плавная работа без толчков и ударов, равномерная нагрузка	1	1
Легкие плавные колебания нагрузки	1,25	1
Легкие удары, небольшие толчки, средняя пульсирующая нагрузка	1,4	1,1
Средние удары и предельная пульсирующая нагрузка	1,6	1,25
Сильные удары и предельная пульсирующая нагрузка средней интенсивности	1,8	1,45
Сильные удары со знакопеременной нагрузкой	1,9	1,5

Таблица 7.6

Коэффициент способа смазки $K_{сп}$

Способ смазки	$V_{ц}$, м/с	$K_{сп}$
Без смазки	< 4	0,1...0,2
Нерегулярная	< 5	0,4...0,6
Периодическая регулярная (периодичность смазки 8...16 ч)	< 6	1,2...1,6
Внутришарнирная (периодичность смазки 50...60 ч)	< 6	1,4...1,8
Капельная (5...15 кап./мин)	< 7	1,6...2,0
Масляная ванна	< 8	2,3...2,7
Циркуляционная	< 7	2,9...3,3
Распыливание под давлением	> 10	3,8...4,2

Таблица 7.7

Характеристика некоторых приводных цепей

Типоразмер цепи	Размеры, мм				Размеры, мм, не более			F_p , кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг
	t	$b_{\text{вн}}$, не менее	d_2	d_1	h	b_7	b		
ПР-8-4,6	8,0	3,00	2,31	5,00	7,5	12	7	4,6	0,20
ПР-9,525-9,1	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	9,1	0,45
ПР-12,7-10-1	12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	10,5	6,3	10,0	0,30
ПР-12,7-9-2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	9,0	0,35
ПР-12,7-18,2-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	18,2	0,65
ПР-12,7-18,2-2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	18,2	0,75
ПР-15,875-23-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	23,0	0,80
ПР-15,875-23-2	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	23,0	1,00
ПР-19,05-31,8	19,05	12,7	5,94	11,91	18,2	33	18	31,8	1,90
ПР-25,4-60	25,4	15,87	7,92	15,87	24,2	39	22	60,0	2,60
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	89,0	3,80
ПР-38,1-127	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	44,5	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	172,4	7,50
2ПР-15,875-45,4	15,87	9,65	5,08	10,16	14,8	41	13	45,4	1,90
2ПР-19,05-75	19,05	12,7	5,96	11,91	18,08	53,4	17,75	64,0	2,90
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	68	22	114	5,00
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	82	24	177	7,30
2ПР-38,1-127	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	104	30	254	11,00
3ПР-15,875-68,1	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	57	13	68,1	2,80
3ПР-19,05-96	19,05	12,7	5,96	11,91	18,08	76,2	17,75	96,0	4,30
3ПР-25,4-171	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	98	22	171,0	7,50
3ПР-31,75-265,5	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	120	24	265,5	11,00

Для определения срока службы эксплуатации цепи к моменту исследований $L_{нд}$, ч, в формулу (7.7) вместо значения допустимого износа $[\Delta L]$ подставляют значение износа цепи к моменту исследований J :

$$L_{нд} = \Pi \frac{JK_c \sqrt{z_1}}{K_j P} \sqrt[3]{\frac{ua_t}{V_{ц}}} \quad (7.9)$$

Остаточный срок службы цепи $L_{ост}$, ч, определяется как разность срока службы новой цепи L_h и срока службы эксплуатации цепи к моменту исследований $L_{нд}$.

Процент износа цепи определяется по удлинению цепи:

$$J = \frac{L_{изн} - L_n}{L_n} \times 100 \% , \quad (7.10)$$

где L_n – длина новой цепи;

$L_{изн}$ – действительная длина цепи.

Описание установки

Установка для определения длины изношенной цепи состоит из станины 1, на которой установлены стойки 2 с подвижным 3 и неподвижным 4 фиксаторами. Длину изношенной цепи $L_{изн}$ определяют с помощью штангенциркуля 7. Приложением усилия в 300...400 Н создается натяжение цепи, чтобы устранить зазоры в шарнирах. Для этого потребуется закрепить два конца цепи 5 на фиксаторах 3 и 4. Натяжение цепи при выполнении лабораторной работы осуществляют затягиванием гайки на стержне подвижного фиксатора 3 (рис. 7.3). В дальнейшем между звеньями цепи вставляется соответствующий клин 6 и с помощью штангенциркуля определяется $L_{изн}$.

При измерении изношенной цепи необходимо учитывать зазор между двумя крайними роликами и втулками. Для этого крайние ролики измеряемого отрезка цепи смещают в одну сторону при помощи специальных клиньев (размер клина выбирается в зависимости от шага цепи) и подвижной губки штангенциркуля (рис. 7.4). Измеряемый участок $L_{изн}$ должен иметь 7...12 звеньев. Длина новой цепи L_n определяется в такой же последовательности.

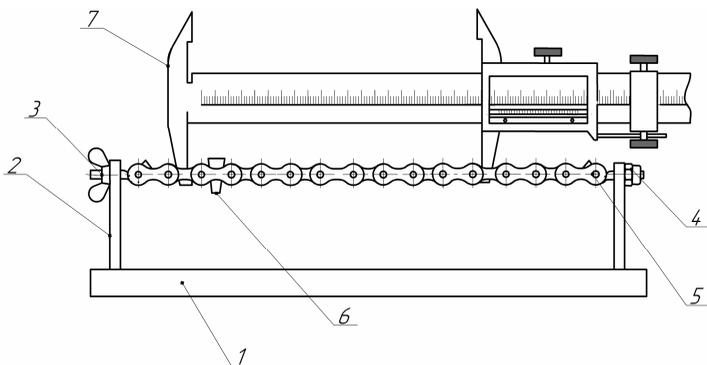


Рис. 7.3. Схема установки:

1 – станина; 2 – стойка; 3 – подвижный фиксатор;
4 – неподвижный фиксатор; 5 – цепь; 6 – клин; 7 – штангенциркуль

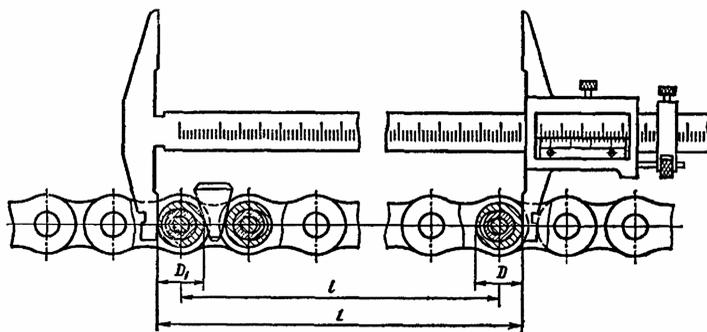


Рис. 7.4. Схема измерения цепи

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материал в учебниках [3, 6] и проработать данные методические указания.
2. Подготовить табл. 7.8 и 7.9 для записи результатов измерений и выполнения расчетов.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: лабораторная установка, набор цепей, рулетка, штангенциркуль, клин, гаечные ключи.

1. Получить у преподавателя исходные данные для расчета, занести их в табл. 7.8.

Таблица 7.8

Исходные данные

Передаваемая мощность P_1 , кВт	Частота вращения малой звездочки n_1 , мин ⁻¹	Межосевое расстояние a , мм	Передаточное число u	Условия смазки	Характер работы передачи

- Получить у преподавателя цепь, штангенциркуль и клин.
- Визуально и с помощью штангенциркуля определить основные характеристики цепи (тип, шаг).
- Натянуть цепь и измерить с помощью штангенциркуля длину изношенного участка цепи $L_{изн}$, включающего от 7 до 12 звеньев. Аналогично измерить длину новой цепи L_n .
- По табл. 7.1 определить марку цепи и площадь опорной поверхности шарнира $A_{оп}$.

Обработка результатов

- Данные, полученные по п. 3, 4, 5 раздела «Порядок выполнения работы», занести в табл. 7.9.
- Провести расчет цепи (исходные данные по расчету в табл. 7.10) и оформить отчет в виде табл. 7.8 и 7.9.

Таблица 7.9

Расчет цепной передачи

Определяемый параметр	Формула	Подсчет параметра	Результаты
Тип цепи			
Длина отрезка исследуемой цепи $L_{изн}$ с количеством звеньев z' , мм			
Опорная поверхность шарнира цепи $A_{оп}$, мм ²	См. табл. 7.1		
Длина отрезка новой цепи L_n с количеством звеньев z' , мм	$L_n = z't$		
Число зубьев малой звездочки z_1	$z_1 = 29 - 2u^3 19$		

Продолжение таблицы 7.9

Определяемый параметр	Формула	Подсчет параметра	Результаты
Число зубьев большой звездочки z_2	$z_2 = z_1 u$		
Длина цепи в шагах L_t	$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{a z_2 - z_1}{2\rho} \frac{\sigma^2 t}{\delta a}$		
Скорость цепи $V_{ц}$, м/с	$V_{ц} = \frac{z_1 n_1 t}{60\,000}$		
Коэффициент способа смазки $K_{сп}$	См. табл. 7.6		
Коэффициент смазки K_c	$K_c = \frac{K_{сп}}{V_{ц}}$		
Окружное усилие F_t , Н	$F_t = \frac{1000P}{V_{ц}}$		
Давление в шарнирах p , МПа	$p = \frac{F_t}{A_{оп}}$		
Допускаемое давление в шарнирах $[p]$, МПа	См. табл. 7.2		
Число ударов цепи $v_{уд}$, с ⁻¹	$v = \frac{z_1 n_1}{15L_t}$		
Допускаемое число ударов цепи $[v_{уд}]$, с ⁻¹	См. табл. 7.3		
Заключение о работоспособности цепи (по давлению в шарнирах и ударам)			
Межосевое расстояние a_t	$a_t = \frac{a}{t}$		
Движение звездочек	См. примеч. к табл. 7.9		
Износ цепи J , %	$J = \frac{L_{изн} - L_{н}}{L_{н}} \times 100 \%$		

Определяемый параметр	Формула	Подсчет параметра	Результаты
Допустимый износ цепи [ΔJ], %	См. формулу (7.7)		
Коэффициент ударности K_j	См. табл. 7.5		
Приведенный коэффициент П	См. табл. 7.4		
Срок эксплуатации цепи к моменту исследований L_{hd} , ч	$L_{hd} = \Pi \frac{JK_c \sqrt{z_1}}{K_j p} \sqrt[3]{\frac{ua_t}{V_{ц}}}$		
Срок службы новой цепи L_h , ч	$L_h = \Pi \frac{[DJ] K_c \sqrt{z_1}}{K_j p} \sqrt[3]{\frac{ua_t}{V_{ц}}}$		
Остаточный срок службы цепи $L_{ост}$, ч	$L_{ост} = L_h - L_{hd}$		

Примечание: в зависимости от числа звеньев, содержащихся в ведущей ветви, различают передачи с синфазным движением звездочек, когда в ведущей ветви целое число звеньев, и передачи с асинфазным движением звездочек. На практике к передачам с асинфазным движением звездочек относят все передачи, у которых количество звеньев не является целым числом.

Таблица 7.10

Данные по расчету цепи (вариант выбирается по номеру в журнале)

Номер варианта	Передаваемая мощность P_1 , кВт	Частота вращения малой звездочки n_1 , мин ⁻¹	Межосевое расстояние a , мм	Передаточное число u	Условия смазки и работы	Характер работы передачи
1	2	3	4	5	6	7
1	20,1	150	450	3	Без смазки	Легкие толчки
2	10,3	400	470	2,5	Нерегулярная	Равномерный ход
3	30,7	600	350	2,2	Периодическая регулярная	Сильные удары
4	10,4	700	400	2,5	Без смазки	Небольшие толчки

Продолжение таблицы 7.10

1	2	3	4	5	6	7
5	14,3	270	700	3,5	Нерегулярная	Равномерный ход
6	23,2	465	800	4	Периодическая регулярная	Равномерный ход
7	21,8	1500	675	3	Масляная ванна	Равномерный ход
8	9,4	2500	330	2,15	Масляная ванна	Равномерный ход
9	7,2	3000	410	3	Распылением	Равномерный ход
10	19,0	720	2000	5	Периодическая регулярная	Равномерный ход
11	3,0	1040	200	2,1	Масляная ванна	Равномерный ход
12	7,5	1250	425	2,7	Периодическая регулярная	Сильные удары
13	6,7	490	620	3,1	Периодическая регулярная	Средние удары
14	18	60	1900	5,3	Периодическая регулярная	Легкие удары
15	10,3	215	1150	3,4	Капельная	Легкие удары
16	14,0	785	800	4	Периодическая регулярная	Средние удары
17	3,3	1250	920	3,3	Капельная	Средние удары
18	6,7	1320	670	4	Капельная	Средние удары
19	9,3	2000	970	4,5	Распылением	Средние удары

Окончание таблицы 7.10

1	2	3	4	5	6	7
20	5,1	1800	540	3,7	Масляная ванна	Равномерный ход
21	9,4	1300	700	2,5	Капельная	Плавная работа
22	7,5	140	925	2	Без смазки	Равномерный ход
23	2,0	80	740	2	Без смазки	Равномерный ход
24	1,5	80	400	2,1	Без смазки	Равномерный ход
25	0,7	20	200	1,5	Без смазки	Равномерный ход
26	1,2	40	270	1,8	Периодическая регулярная	Равномерный ход
27	5,9	700	1480	3,2	Периодическая регулярная	Средние удары
28	1,6	420	1100	5,1	Периодическая регулярная	Легкие удары
29	4,9	670	670	2,7	Капельная	Средние удары
30	2,3	410	400	2,0	Распылением	Легкие удары

Контрольные вопросы

1. Как классифицируются цепи по назначению?
2. Какие существуют приводные цепи в зависимости от конструкции?
3. Какова конструкция приводной роликовой цепи?
4. Какими достоинствами и недостатками обладает цепная передача?
5. Какие факторами определяется срок службы цепи?
6. Как определить износ цепи?
7. Как влияет на срок службы число зубьев малой звездочки?
8. Каковы основные причины выхода из строя цепной передачи?
9. Каковы основные критерии работоспособности цепной передачи?
10. Как влияет на работу передачи число зубьев большой звездочки?

Лабораторная работа № 8

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КРИТИЧЕСКОЙ СКОРОСТИ ВРАЩЕНИЯ ВАЛА

Цель работы: определить теоретически и экспериментально критическую скорость вращения вала; оценить колебания вала при плавном увеличении угловой скорости вращения от нуля до величины, превышающей критическую скорость.

Теоретическое обоснование

Колебания валов связаны с периодическим изменением жесткости валов, опор и деталей передач, а также передаваемой нагрузки, с неуравновешенностью вращающихся масс, в т. ч. валов, и с неравномерностью распределения сил в области контакта валов с другими деталями.

Наиболее характерными колебаниями валов являются изгибные (поперечные), крутильные и изгибно-крутильные.

В работе рассматриваются лишь изгибные колебания валов. Крутильные и изгибно-крутильные колебания изучаются в специальных курсах при расчетах, например, шпинделей, коленчатых валов и т. д.

При совпадении или кратности частоты возмущающих сил и частоты собственных колебаний может наступить явление резонанса, при котором амплитуда колебаний резко возрастает, что может вызвать поломку вала. Угловая скорость вала, при которой возникает резонанс, называется *критической*.

Расчет сводится к определению частоты собственных колебаний (критической частоты вращения, мин^{-1}) и сравнению ее с частотой возмущающих сил (фактической частотой вращения, мин^{-1}) с целью оценки возможности появления резонанса, при котором вращение вала становится динамически неустойчивым.

Пусть на вал симметрично опорам посажен диск массой m (рис. 8.1). Центр тяжести диска смещен относительно оси вращения на величину e , поэтому при вращении возникает одна неуравновешенная центробежная сила:

$$F_{ц} = m\omega^2(y + e), \quad (8.1)$$

где ω – угловая скорость вала, рад/с;

$y + e$ – радиус вращения центра тяжести диска, мм.

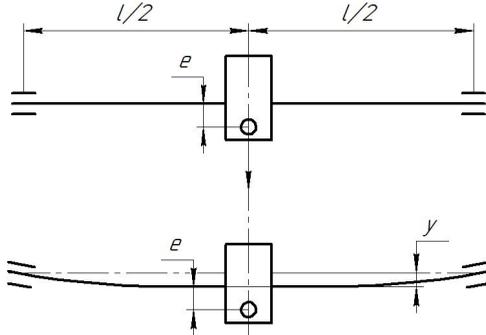


Рис. 8.1. Схема к определению критической частоты вращения вала

Вектор $F_{ц}$ изменяет направление при вращении, поэтому вал находится в состоянии гармонических колебаний. В частном случае при симметричном расположении центра тяжести диска относительно опор без учета сил тяжести вала прогиб, мм, определяется по формуле

$$y = \frac{F_{ц} l^3}{48EI_z}, \quad (8.2)$$

где l – длина балки, мм;

E – модуль упругости материала вала, МПа;

I_z – осевой момент инерции сечения вала, мм⁴.

Пусть $\frac{48EI_z}{l^3} = k$ – сила, Н/мм, вызывающая единичный прогиб, например 1 мм. Таким образом:

$$F_{ц} = ky. \quad (8.3)$$

Из условия равенства силы упругости и центробежной силы получим:

$$ky = m\omega^2(y + e). \quad (8.4)$$

Тогда

$$y = \frac{e}{\frac{k}{m\omega^2} - 1}. \quad (8.5)$$

Угловая скорость вала может достичь такого значения, при котором $\frac{k}{m\omega^2} = 1$. Тогда из уравнения (8.5) следует, что $y \rightarrow \infty$, а значит, наступает явление резонанса. Угловая скорость вала, соответствующая этому состоянию, является критической:

$$\omega_{\text{кр}} = \sqrt{\frac{k}{m}}. \quad (8.6)$$

Так как

$$\omega_{\text{кр}} = \frac{\pi n_{\text{кр}}}{30}, \quad (8.7)$$

тогда критическая частота вращения

$$n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi \sqrt{\frac{k}{m}}}. \quad (8.8)$$

Статическая сила тяжести

$$F_c = mg, \quad (8.9)$$

где g – ускорение свободного падения, мм/с².

Таким образом:

$$n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi \sqrt{\frac{kg}{F_c}}}. \quad (8.10)$$

Поскольку k вызывает прогиб 1 мм, а F_c – прогиб y мм, то $k = \frac{F_c}{y}$. Следовательно:

$$n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi \sqrt{\frac{g}{y}}}. \quad (8.11)$$

Так как $g = 9810 \text{ мм/с}^2$, то

$$n_{\text{кр}} = 946 \sqrt{\frac{1}{y}}. \quad (8.12)$$

Круговая частота собственных поперечных колебаний рассматриваемой системы (рис. 8.1) с учетом массы вала будет определяться как круговая частота собственных поперечных колебаний безмассового вала, нагруженного посередине весом диска Q и приведенным весом вала $Q_{\text{в}}$. Тогда критическая угловая скорость вращения вала будет равна круговой частоте собственных поперечных колебаний вала с диском, рад/с:

$$\omega_{\text{кр}} = \omega_{\text{с}} = \sqrt{\frac{48gEI_z}{\frac{\pi}{6}Q + \frac{17}{35}Q_{\text{в}} \frac{\ddot{J}^3}{\delta}}}. \quad (8.13)$$

Критическая частота вращения вала, мин^{-1} :

$$n_{\text{кр}} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{48gEI_z}{\frac{\pi}{6}Q + \frac{17}{35}Q_{\text{в}} \frac{\ddot{J}^3}{\delta}}}, \quad (8.14)$$

где Q , $Q_{\text{в}}$ – вес диска и вала соответственно, Н;

$\frac{17}{35}Q_{\text{в}}$ – приведенный вес вала, Н.

Статический прогиб определяется по уравнениям механики материалов без учета силы тяжести вала.

Таким образом, критическую частоту вращения легко определить по статическому прогибу.

Подставив в уравнение (8.5) значение $n_{кр}$, получим

$$y = \frac{e}{\frac{c}{m} n^2 - 1} \quad (8.15)$$

Отсюда следует, что если $n \neq n_{кр}$, то $y < \infty$, т. е. возникает явление самоустановки, при котором центр тяжести вращающейся массы стремится совпасть с осью вращения вала. При частоте вращения вала, близкой к критической, возникают сильные вибрации, поэтому частоты вращения от $0,7n_{кр}$ до $1,3n_{кр}$ не должны использоваться. Обычно $n \geq (2...3)n_{кр}$. Переход через область критических скоростей должен производиться как можно быстрее, если в систему не введены демпферы – ограничители амплитуд колебаний.

Следовательно, резонанс может быть устранен применением валов достаточной изгибной жесткости или тонких гибких валов.

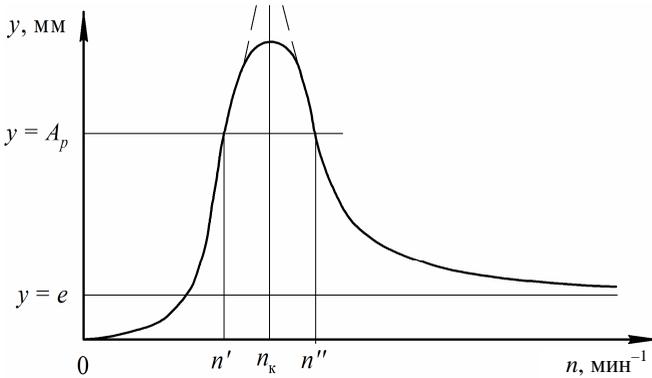


Рис. 8.2. График зависимости прогиба вала от частоты вращения

Из формулы (8.15) видно, что с увеличением частоты n вращения вала при $n < n_{кр}$ (докритический режим) прогиб y вала возрастает, а при $n = n_{кр}$ стремится к бесконечности.

Описание установки

Установка (рис. 8.3) представляет собой вал 1, вращающийся в подшипниковых опорах 2, закрепленных на основании 3. На вал

в среднем сечении насажен диск 4. Вал приводится во вращение электродвигателем 5, позволяющим с помощью регулятора оборотов 6 изменить в широких пределах угловую скорость. Обороты вала измеряются с помощью тахогенератора 7, соединенного гибкой связью с валом, и микроамперметра 8. Колебания вала при вращении измеряются посредством индикатора 10 через пружинный упор 9.

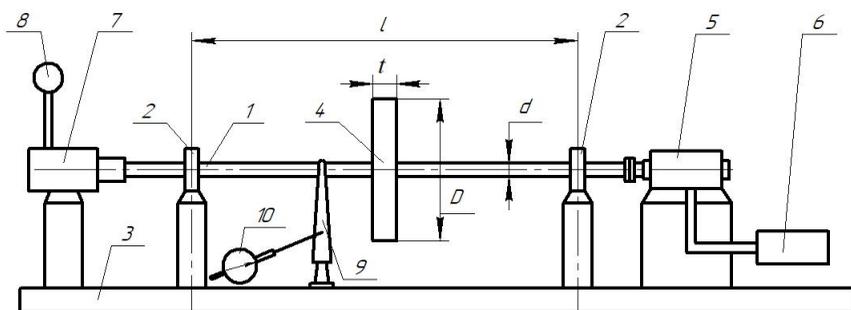


Рис. 8.3. Установка для определения критической скорости вращения вала:
 1 – вал; 2 – подшипниковые опоры; 3 – основание; 4 – диск;
 5 – электродвигатель; 6 – регулятор оборотов; 7 – тахогенератор;
 8 – микроамперметр; 9 – пружинный упор; 10 – индикатор

Подготовка к выполнению работы

1. Проработать текст данных методических указаний.
2. Подготовить необходимые рисунки, таблицу для записи показаний опытов и результатов расчета.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: лабораторная установка, индикатор часового типа с длинной ножкой.

1. Изучить конструкцию и монтажную схему установки.
2. Вычислить вес вала Q_v и вес диска Q , приняв удельный вес бронзы $\gamma = 0,000089 \text{ Н/мм}^3$, удельный вес стали $\gamma = 0,000078 \text{ Н/мм}^3$, длину вала $l = 350 \text{ мм}$, диаметр вала $d = 8 \text{ мм}$, диаметр диска $D = 85 \text{ мм}$, толщину диска $t = 9 \text{ мм}$.
3. Вычислить по формуле (8.14) критическую частоту вращения вала, мин^{-1} .

4. Подать питание на установку.

5. Включить тумблером «Мотор вкл.» электромотор 5, при этом ручка регулятора оборотов b должна находиться в крайнем левом положении. Поворачивая ручку регулятора оборотов b вправо, постепенно увеличивать угловую скорость вала, наблюдая ее изменение по микроамперметру 8. Зафиксировать показания индикатора при оборотах вала 1500, 2000, 2400, 2600, 2800, 5000, 6000. Опыт провести трехкратно. Результаты опытов занести в таблицу.

Обработка опытных данных

1. Вычислить в миллиметрах средние значения показаний индикатора для каждой скорости. Результаты расчетов занести в таблицу.

Таблица

Результаты измерений и расчетов

Показатель	Обороты вала n , мин ⁻¹						
	1500	2000	2400	2600	2800	5000	6000
Показания индикатора h_i :							
1 опыт							
2 опыт							
3 опыт							
Среднее значение h_{cp} , мм							
Перемещение вала y , мм							

2. Определить величину перемещения вала y .

Из подобия треугольников (рис. 8.4) следует, что $\frac{y}{h_{cp}} = \frac{b}{a}$. Тогда

действительное перемещение вала, мм, при его вращении определяется по формуле

$$y = \frac{h_{cp} b}{a},$$

где $a = 30$ мм, $b = 70$ мм – расстояния от центра поворота упора 9 (рис. 8.3) до оси вала 1 и до точки соприкосновения ножки индикатора 10 соответственно. Результаты занести в таблицу.

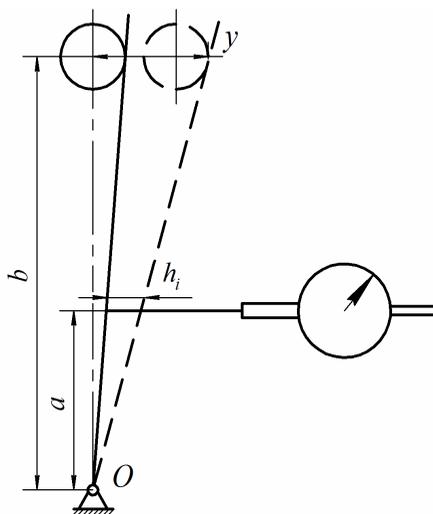


Рис. 8.4. Схема для определения перемещения вала

3. Построить график изменения перемещения вала y как функцию его оборотов $y = f(n)$.

4. Посчитать отклонение теоретического значения критической скорости вала $n_{кр}^т$ от его значения $n_{кр}^{оп}$, найденного экспериментально:

$$D = \frac{n_{кр}^т - n_{кр}^{оп}}{n_{кр}^т} 100 \% .$$

Контрольные вопросы

1. Что называется критической скоростью вращения вала?
2. Как вычисляется критическая скорость вращения вала?
3. Как учитывается масса вала при определении критической скорости?
4. Каковы причины возникновения поперечных колебаний и резонанса валов?

5. Почему амплитуда колебаний при резонансе не устремляется в бесконечность?

6. Что такое докритическая и закритическая частоты вращения вала? Поясните графически.

7. Что такое самоцентрирование вала?

8. Каким образом можно предотвратить резонансные явления валов?

9. Какими преимуществами и недостатками обладают гибкие валы?

10. Как критическая частота вращения вала зависит от расстояния между опорами вала? Почему?

11. Как критическая частота вращения вала зависит от положения диска на валу? Почему?

Лабораторная работа № 9

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: изучить конструкции и освоить методику подбора и определения долговечности подшипников качения.

Теоретическое обоснование

Подшипники качения (рис. 9.1) представляют собой готовый узел.



Рис. 9.1. Подшипники качения

Основными элементами подшипников качения являются тела качения – шарики 2 или ролики, установленные между кольцами 1 и 5 и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга сепаратором 3 (рис. 9.2).

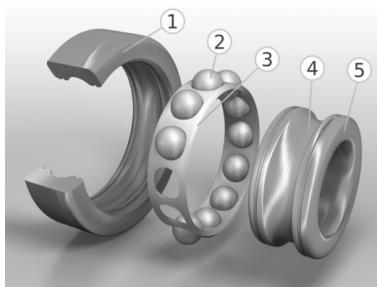


Рис. 9.2. Устройство однорядного радиального шарикоподшипника:

- 1 – наружное кольцо; 2 – шарики; 3 – сепаратор;
- 4 – дорожка качения; 5 – внутреннее кольцо

Телá качения при работе подшипника катятся по желобам колец – дорожкам качения. Одно из колец подшипника (как правило, наружное) в большинстве случаев неподвижно. Случай вращения внутреннего кольца подшипника является более благоприятным, т. к. число циклов нагружения при этом в два с лишним раза меньше по сравнению со случаем вращения наружного кольца. В некоторых подшипниках для уменьшения их габаритов *одно кольцо или оба отсутствуют*, а в некоторых *отсутствует сепаратор*. Подшипники качения стандартизированы и широко распространены во всех отраслях машиностроения. Их изготавливают в больших количествах на крупных специализированных заводах.

Классификация и условные обозначения подшипников качения

Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

- *по форме тел качения* (рис. 9.3) – шариковые (*а*) и роликовые, причем последние могут быть с цилиндрическими (*б*, *в*), коническими (*г*, *д*), бочкообразными (*е*), игольчатыми (*ж*) и витыми (*з*) роликами;
- *по направлению действия воспринимаемой нагрузки* – радиальные, радиально-упорные, упорные и упорно-радиальные;
- *по числу рядов тел качения* – однорядные, двухрядные, четырехрядные и многорядные;
- *по основным конструктивным признакам* – самоустанавливающиеся (например, сферические самоустанавливающиеся при угловом смещении осей вала и отверстия в корпусе) и несамоустанавливающиеся; с цилиндрическим или конусным отверстием внутреннего кольца; сдвоенные и др.

Деление подшипников в зависимости от направления действия воспринимаемой нагрузки носит в ряде случаев условный характер. Широко распространенный шариковый радиальный однорядный подшипник успешно применяют для восприятия не только комбинарованных (совместно действующих радиальной и осевой нагрузок), но и чисто осевых, а упорно-радиальные подшипники обычно используют только для восприятия осевых нагрузок.

Условное обозначение подшипника наносят на торцы колец (рис. 9.4).

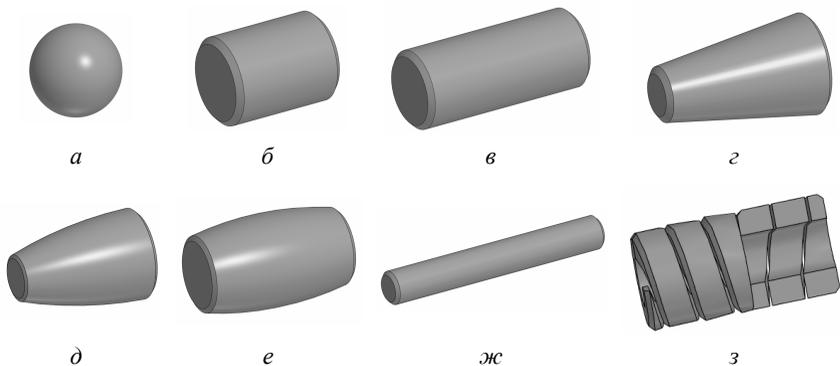


Рис. 9.3. Тела качения подшипников:
a – шарик; *б* – ролик цилиндрический короткий;
в – ролик цилиндрический длинный; *г* – ролик конический;
д – ролик сфероконический; *е* – ролик бочкообразный;
ж – игла; *з* – ролик витой



Рис. 9.4. Маркировка подшипника

Основное условное обозначение может быть составлено из *семи цифр*, условно обозначающих внутренний диаметр подшипника, размерную серию, тип, конструктивные особенности и др. Нули, стоящие левее последней значащей цифры, не проставляют. В этом случае число цифр в условном обозначении меньше семи, например 32307 (рис. 9.4).

Две первые цифры справа обозначают диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника. Для подшипников со значением $d = 20 \dots 495$ мм размер внутреннего диаметра определяют умноже-

нием указанных двух цифр на 5. Например, подшипник 7208 имеет $d = (08) \cdot 5 = 40$ мм.

Третья цифра справа обозначает серию диаметров и совместно с *седьмой цифрой*, обозначающей серию ширин, определяет размерную серию подшипника. В порядке увеличения наружного диаметра подшипника (при одном и том же внутреннем) различают серии: особо легкую – 1, легкую – 2, среднюю – 3, тяжелую – 4 и др. Например, подшипник 7208 – легкой серии диаметров (2).

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника (табл. 9.1).

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают отклонение конструкции подшипника от основного типа. Конструктивные исполнения для каждого типа подшипников регламентирует ГОСТ 3395–89 «Подшипники качения. Типы и конструктивные исполнения». Например, подшипник 7208 основной конструкции пятой цифры в обозначении не имеет, а аналогичный подшипник с упорным бортом на наружном кольце имеет обозначение 67208.

Седьмая цифра справа обозначает серию подшипника по ширине. В порядке увеличения ширины подшипника (при одних и тех же наружном и внутреннем диаметрах) бывают серии 0, 1, 2, 3 и др.

Кроме цифр основного обозначения слева и справа от него могут быть дополнительные буквенные или цифровые знаки, обозначающие дополнительные требования (ГОСТ 3189–89).

Слева от основного обозначения проставляют знаки, определяющие класс точности, группу радиального зазора, момент трения и категорию подшипников.

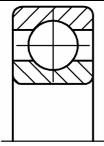
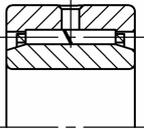
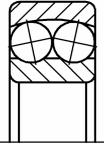
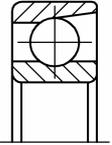
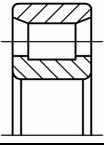
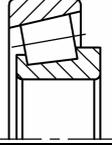
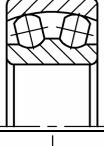
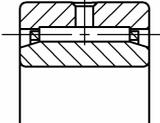
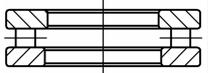
Знаки располагают в порядке перечисления справа налево от основного обозначения подшипника и отделяют от него знаком тире, например A125-3000205, где 3000205 – основное обозначение; 5 – класс точности; 2 – группа радиального зазора; 1 – ряд момента трения; A – категория подшипника.

Классы точности обозначают цифрами 0, 6, 5, 4, 2 (в порядке повышения). Класс точности, *обозначаемый цифрой 0* и соответствующий нормальной точности, не проставляют. В общем машиностроении применяются подшипники классов 0 и 6.

Справа от основного обозначения проставляют знаки, определяющие материалы деталей, конструктивные изменения, смазку, требования по уровню вибрации и специальные технические требования.

Таблица 9.1

Типы подшипников качения

Тип подшипника	Обозначение	Схема	Тип подшипника	Обозначение	Схема
Шариковый радиальный однорядный	0 (или отсутствует)		Роликовый радиальный с витыми роликами	5	
Шариковый радиальный сферический двухрядный	1		Шариковый радиально-упорный однорядный	6	
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2		Роликовый конический (роликовый радиально-упорный)	7	
Роликовый радиальный сферический двухрядный	3		Шариковый упорный (шариковый упорно-радиальный)	8	
Роликовый радиальный игольчатый однорядный	4		Роликовый упорный (роликовый упорно-радиальный)	9	

Согласно ГОСТ 3189–89 дополнительные знаки справа в условном обозначении подшипников расшифровываются следующим образом:

Н – обозначение подшипника;

А – подшипники повышенной грузоподъемности;

Ю, Х, Р, Г, Б, Д, Л, Е, Я, Н, Э – материал деталей (кольца, тела качения, сепаратор);

К – конструктивные изменения;

М – роликовые подшипники с модифицированным контактом;

У – специальные технические требования;

Т, Т1, ... Т5 – требования к температуре отпуска;

С1, С2, ... С27 – виды смазочных материалов (для подшипников закрытого типа);

Ш, Ш1, ... Ш5 – требования по уровню вибрации.

Примеры знаков справа от основного обозначения: Е – сепаратор из пластических материалов; Р – детали подшипника из теплоустойчивых сталей; С – подшипник закрытого типа при заполнении смазочным материалом ЦИАТИМ-201.

Примеры обозначений подшипников:

311 – подшипник шариковый радиальный однорядный, средней серии диаметров 3, серии по ширине 0, с внутренним диаметром $d = 55$ мм, основной конструкции, класса точности 0;

6-36209 – подшипник шариковый радиально-упорный однорядный, легкой серии диаметров 2, серии по ширине 0, с внутренним диаметром $d = 45$ мм, с углом контакта $\alpha = 12^\circ$, класса точности 6;

4-12210 – подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами, легкой серии диаметров 2, серии по ширине 0, с внутренним диаметром $d = 50$ мм, с одним бортом на наружном кольце, класса точности 4;

4-3003124Р – подшипник роликовый радиальный сферический двухрядный, особо легкой серии диаметров 1, серии по ширине 3, с внутренним диаметром $d = 120$ мм, основной конструкции, класса точности 4, детали подшипника изготовлены из теплоустойчивых сталей.

Подбор подшипников качения

При проектировании машин подшипники качения не конструируют, а подбирают из числа стандартных. На основе анализа нагрузок конструктор намечает тип подшипника и его номер в соответствии с диаметром цапфы.

Подшипники подбирают:

1) по статической грузоподъемности, предупреждающей остаточные деформации (при частоте вращения одного из колец подшипника $n < 1 \text{ мин}^{-1}$);

2) по динамической грузоподъемности, предупреждающей усталостные разрушения (при $n \geq 1 \text{ мин}^{-1}$). При $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$ расчет выполняют в предположении $n = 10 \text{ мин}^{-1}$.

Условие подбора по динамической грузоподъемности:

$$C_{\text{расч}} \leq C, \quad (9.1)$$

где $C_{\text{расч}}$ – расчетная динамическая грузоподъемность;

C – номинальная (паспортная, базовая) динамическая грузоподъемность, которая определяется при 90%-м уровне надежности подшипников для обычных условий эксплуатации и применяемых материалов (смазка разбрызгиванием или консистентная смазка и обычные подшипниковые стали).

Требуемая (расчетная) динамическая грузоподъемность, H , определяется по формуле

$$C_{\text{расч}} = P^p \sqrt{L}, \quad (9.2)$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

p – показатель степени, $p = 3$ для шариковых подшипников, $p = 3,33$ для роликовых;

L – ресурс подшипника, млн. оборотов:

$$L = \frac{60nL_h}{10^6}, \quad (9.3)$$

где L_h – ресурс подшипника, ч;

n – частота вращения вала, мин^{-1} .

Если в формулу (9.2) вместо требуемой динамической грузоподъемности $C_{\text{расч}}$ подставить паспортную (каталожную) C , можно определить ресурс подшипника, млн оборотов:

$$L = \frac{\alpha C}{\epsilon P} \cdot \quad (9.4)$$

Ресурс, ч:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n}. \quad (9.5)$$

Определение эквивалентной динамической нагрузки

Эквивалентная динамическая нагрузка P , Н, для радиальных и радиально-упорных подшипников определяется по формуле

$$P = (XVF_R + YF_{aS})K_B K_T, \quad (9.6)$$

где X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 9.2, 9.3);

V – коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается (при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного $V = 1,2$);

F_R – радиальная нагрузка на подшипник (суммарная реакция в опоре), Н;

F_{aS} – суммарная осевая нагрузка, действующая на подшипник, Н;

K_B – коэффициент безопасности (нагружения), учитывающий характер внешней нагрузки (табл. 9.4);

K_T – температурный коэффициент, при рабочей температуре подшипника до 100 °С принимают $K_T = 1$.

Для нахождения конкретных значений X и Y необходимо предварительно определить параметр осевого нагружения e , указанный

в табл. 9.2, 9.3. Этот параметр зависит от отношения $\frac{F_a}{C_0}$, где C_0 –

статическая грузоподъемность, Н, указываемая в каталоге на подшипники (табл. 9.3, 9.5); F_a – осевая нагрузка на подшипник, Н (например, усилие в зацеплении).

Далее сопоставляют величину отношения $\frac{F_{aS}}{VF_R}$ с найденным

ранее параметром e $\frac{\partial F_{aS}}{\partial VF_R} \leq e$ и в зависимости от этого находят

конкретные значения X и Y . Для радиальных подшипников осевая

нагрузка на подшипник $F_{a\Sigma} = F_a$ (например, усилие в зацеплении), а для радиально-упорных подшипников это суммарная осевая нагрузка, которую определяют в зависимости от расположения подшипников.

У радиально-упорных подшипников за счет их конструкции возникают дополнительные (собственные) осевые составляющие S от реакций в подшипниках.

В случае установки шариковых радиально-упорных подшипников $S = eF_R$, а в случае установки роликовых $S = 0,83eF_R$.

Суммарные осевые нагрузки находят в зависимости от расположения подшипников (табл. 9.6).

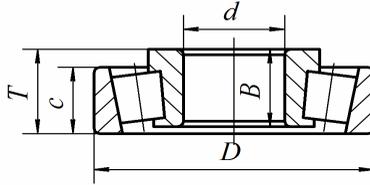
Таблица 9.2

Значения коэффициентов X и Y
для радиально-упорных однорядных шариковых подшипников

$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{VF_R} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_R} > e$	
		X	Y	X	Y
0,014	0,30	1	0	0,45	1,81
0,029	0,34				1,62
0,057	0,37				1,46
0,086	0,41				1,34
0,110	0,45				1,22
0,170	0,48				1,13
0,290	0,52				1,04
0,430	0,54				1,01
0,570	0,54				1,00

Таблица 9.3

Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 27365–87)



Условное обозначение	Размеры, мм					C, Н	C ₀ , Н	e	Y
	d	D	T	B	c				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Легкая серия, $\alpha = 12...17^\circ$									
7204	20	47	15,25	14	12	26 000	16 600	0,34	1,74
7205	25	52	16,25	15	13	29 200	21 000	0,38	1,60
7206	30	62	17,25	16	14	38 000	25 500	0,38	1,60
7207	35	72	18,25	17	15	48 400	32 500	0,38	1,60
7208	40	80	19,75	18	16	58 300	40 000	0,38	1,60
7209	45	85	20,75	19	16	62 700	50 000	0,41	1,48
7210	50	90	21,75	20	17	70 400	55 000	0,42	1,43
7211	55	100	22,75	21	18	84 200	61 000	0,41	1,48
7212	60	110	23,75	22	19	91 300	70 000	0,41	1,48
Легкая широкая серия, $\alpha = 13...16^\circ$									
7505	25	52	19,25	18	16	34 100	25 000	0,35	1,73
7506	30	62	21,25	20	17	47 300	37 000	0,38	1,60
7507	35	72	24,25	23	19	61 600	45 000	0,38	1,60
7508	40	80	24,75	23	19	70 400	50 000	0,38	1,60
7509	45	85	24,75	23	19	74 800	60 000	0,41	1,48
7510	50	90	24,75	23	19	76 500	64 000	0,42	1,43
7511	55	100	26,75	25	21	99 000	80 000	0,41	1,48
7512	60	110	29,75	28	24	120 000	100 000	0,41	1,48
Средняя серия, $\alpha = 10...13^\circ$									
7304	20	52	16,25	15	13	31 900	20 000	0,30	2,00
7305	25	62	18,25	17	15	41 800	28 000	0,30	2,00
7306	30	72	20,75	19	16	52 800	39 000	0,32	1,90
7307	35	80	22,75	21	18	68 200	50 000	0,32	1,90
7308	40	90	25,25	23	20	80 900	56 000	0,34	1,74
7309	45	100	27,25	25	22	101 000	72 000	0,34	1,74

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
7310	50	110	29,25	27	23	117 000	90 000	0,34	1,74
7311	55	120	31,50	29	25	134 000	110 000	0,34	1,74
7312	60	130	33,50	31	26	161 000	120 000	0,34	1,74
Средняя широкая серия, $\alpha = 10 \dots 13^\circ$									
7604	20	52	22,25	21	18	41 300	28 000	0,31	2,00
7605	25	62	25,25	24	20	56 100	39 000	0,31	2,00
7606	30	72	28,75	27	23	72 100	55 000	0,32	1,90
7607	35	80	32,75	31	25	88 000	73 000	0,32	1,90
7608	40	90	35,25	33	27	110 000	85 000	0,34	1,74
7609	45	100	38,25	36	30	132 000	113 000	0,34	1,74
7610	50	110	42,25	40	33	161 000	135 000	0,34	1,74
7611	55	120	45,50	43	35	187 000	153 000	0,34	1,74
7612	60	130	48,50	46	37	216 000	178 000	0,34	1,74

Примечание: при $\frac{F_a}{VF_R} \leq e$ $X = 1$, $Y = 0$; при $\frac{F_a}{VF_R} > e$ $X = 0,4$, Y – см. настоящую таблицу.

Таблица 9.4

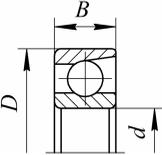
Значения коэффициента безопасности K_B в зависимости от характера нагрузки

Характер нагрузки	Значение K_B	Примеры
Спокойная без толчков	1,0	Ролики ленточных транспортеров
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 % от расчетной нагрузки	1,1...1,2	Прецизионные зубчатые передачи, блоки, легкие вентиляторы, воздуходувки
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150 % от расчетной нагрузки	1,3...1,5	Редукторы всех конструкций
То же в условиях повышенной надежности	1,6...1,8	Центрифуги и сепараторы, энергетическое оборудование
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200 % от расчетной нагрузки	1,9...2,4	Валики среднесортных прокатных станов, дробилки, ковочные машины

Характер нагрузки	Значение K_B	Примеры
Сильные удары и кратковременные перегрузки, достигающие 300 % от расчетной нагрузки	2,5...3,0	Тяжелые ковочные машины, валки крупносортовых прокатных станов, лесопильные рамы

Таблица 9.5

Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831–75)

								
Обозначение подшипника типа		Размеры, мм			Базовая грузоподъемность, кН			
36000, $\alpha = 12^\circ$	46000, $\alpha = 26^\circ$	d	D	B	при $\alpha = 12^\circ$		при $\alpha = 26^\circ$	
					динамическая C	статическая C_0	динамическая C	статическая C_0
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Особо легкая серия								
36104	–	20	42	12	10,6	5,3	–	–
36105	–	25	47	12	11,8	6,3	–	–
36106	46106	30	55	13	15,3	8,5	14,5	7,8
36107	–	35	62	14	19,1	11,3	–	–
–	46108	40	68	15	–	–	18,9	11,4
–	46109	45	75	16	–	–	22,5	13,4
–	46111	55	90	18	–	–	32,6	21,1
–	46112	60	95	18	–	–	37,4	24,5
Легкая узкая серия								
36205	46205	25	52	15	16,7	9,1	15,7	8,3
36206	46206	30	62	16	22,0	12,0	21,9	12,0
36207	46207	35	72	17	30,8	17,8	29,0	16,4
36208	46208	40	80	18	38,9	23,2	36,8	21,3
36209	46209	45	85	19	41,2	25,1	38,7	23,1
36210	46210	50	90	20	43,2	27,0	40,6	24,9
36211	46211	55	100	21	58,4	34,2	50,3	31,5
36212	46212	60	110	22	61,5	32,3	60,8	38,8

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Средняя узкая серия								
–	46306	30	72	19	–	–	32,6	18,3
–	46307	35	80	21	–	–	42,6	24,7
36308	46308	40	90	23	53,9	32,8	50,8	30,1
–	46309	45	100	25	–	–	61,4	37,0
–	46310	50	110	27	–	–	71,8	44,0

Таблица 9.6

Суммарные осевые нагрузки $F_{a\Sigma}$,
воспринимаемые радиально-упорными подшипниками

Схема нагружения	Соотношение сил	Общие осевые нагрузки
<p style="text-align: center;">Враспор</p>	$S_1 \geq S_2;$ $F_a \geq 0$ $S_1 < S_2;$ $F_a \geq S_2 - S_1$	$F_{a\Sigma 1} = S_1;$ $F_{a\Sigma 2} = S_1 + F_a$ $F_{a\Sigma 1} = S_1;$ $F_{a\Sigma 1} = S_1 + F_a$
<p style="text-align: center;">Врастяжку</p>	$S_1 \leq S_2;$ $F_a < S_2 - S_1$	$F_{a\Sigma 1} = S_2 - F_a;$ $F_{a\Sigma 2} = S_2$

Описание установки

Объектом лабораторных исследований являются комплекты подшипников качения.

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материал в учебниках [2–4] и проработать настоящие методические указания.
2. Подготовить отчет, содержащий табл. 9.7, 9.9, схему 9.5.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: комплект подшипников качения, штангенциркуль.

1. Для изучения предлагается конструкции набор (комплект) различных подшипников. Из этого набора необходимо заэскизировать следующие подшипники и занести их обозначения в табл. 9.7:

- радиальный однорядный шариковый (или однорядный роликовый с короткими цилиндрическими роликами);
- радиальный двухрядный шариковый (сферический);
- радиально-упорный шариковый;
- радиально-упорный роликовый;
- упорный шариковый.

2. Определить размеры подшипников путем измерения основных параметров (D , d), а значения грузоподъемности C и C_0 – по справочной литературе. Параметры занести в табл. 9.7.

Таблица 9.7

Показатели подшипников качения

Показатель	Эскизы подшипников				
Условное обозначение подшипника					
Внутренний диаметр, мм					
Наружный диаметр, мм					
Динамическая грузоподъемность, кН					
Статическая грузоподъемность, кН					

3. Проверить заданный подшипник (табл. 9.8) по динамической грузоподъемности, заполнив табл. 9.9, 9.10.

Таблица 9.8

Исходные данные для расчета подшипников

Номер варианта	Номер подшипника	n , мин ⁻¹	L_h , ч	F_a , Н	R_{1y} , Н	R_{1z} , Н	R_{2y} , Н	R_{2z} , Н
1	36205	80	5000	290	85	540	490	540
2	7305	60	6000	460	135	855	780	855
3	36206	70	7000	685	200	1280	1170	1280
4	7206	65	8000	975	290	1820	1660	1820
5	36210	80	9000	1340	395	2500	2280	2500

Номер варианта	Номер подшипника	n , мин ⁻¹	L_h , ч	F_a , Н	R_{1y} , Н	R_{1z} , Н	R_{2y} , Н	R_{2z} , Н
6	7310	50	10 000	280	525	3325	3035	3325
7	46209	60	11 000	2315	685	4320	3940	4320
8	7605	40	12 000	685	200	1280	1170	1280
9	36212	80	13 000	975	290	1820	1660	1820
10	7210	60	14 000	1340	395	2500	2280	2500
11	36211	65	6000	1780	525	3325	3035	3325
12	7209	70	7000	2315	685	4320	3940	4320
13	36104	100	8000	975	290	1820	1660	1820
14	7308	110	9000	1340	395	2500	2280	2500
15	46205	120	10 000	1780	525	3325	3035	3325
16	7204	140	5000	402	685	4320	3940	4320
17	46305	160	6000	685	200	1280	1170	1280
18	7608	180	7000	675	290	1820	1660	1820
19	46108	80	8000	1340	395	2500	2280	2500
20	7309	90	9000	780	525	3325	2035	3325
21	36106	100	6000	2315	685	4320	3940	4320
22	7306	110	7000	685	200	1280	1170	1280
23	36207	120	8000	975	290	1820	1660	1820
24	7606	90	9000	340	395	2500	2280	2500
25	46106	100	10 000	1780	525	3325	2035	3325
26	7208	110	8000	315	685	4320	3940	4320
27	46307	120	7000	975	290	1820	1660	1820
28	7307	100	6000	340	395	2500	2280	2500
29	36308	110	5000	1780	525	3325	2035	3825
30	7213	120	7000	715	685	4320	3940	4320

4. Выполнить схему (рис. 9.5) к расчету подшипников номер _____ (подшипники поставлены враспор, см. табл. 9.6).

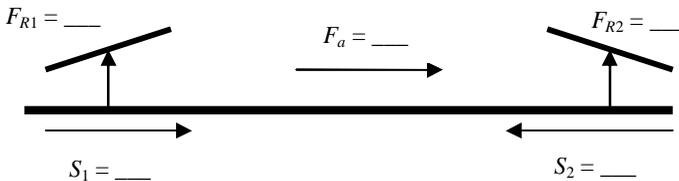


Рис. 9.5. Расчетная схема подшипников

Таблица 9.9

Исходные данные для расчета подшипников согласно варианту (табл. 9.3, 9.5, 9.8)

Параметр	Значение
Номер подшипника	
Внутренний диаметр d	
Наружный диаметр D	
Ширина внутреннего кольца подшипника B	
Ширина подшипника T , мм	
Динамическая грузоподъемность C , Н	
Статическая грузоподъемность C_0 , Н	
Срок службы L_h , ч	
Частота вращения n , мин ⁻¹	
Реакции левой опоры, Н:	
R_{1y}	
R_{1z}	
Реакции правой опоры, Н:	
R_{2y}	
R_{2z}	
Осевая сила от внешних усилий на вал F_a , Н	
Коэффициент вращения V	
Коэффициент безопасности K_B	
Коэффициент температурный K_T	

Таблица 9.10

Расчет подшипников

Параметр	Обозначение	Расчетная формула	Численное значение параметра	Результат подсчета
Суммарная реакция, Н:				
левого подшипника	F_{R1}	$F_{R1} = \sqrt{R_{1z}^2 + R_{1y}^2}$		
правого подшипника	F_{R2}	$F_{R2} = \sqrt{R_{2z}^2 + R_{2y}^2}$		
Параметр осевого нагружения:				
левого подшипника	e_1	Табл. 9.2 или 9.3		—
правого подшипника	e_2			—

Продолжение таблицы 9.10

Параметр	Обо- значе- ние	Расчетная формула	Численное значение параметра	Результат подсчета
Дополнительные осевые усилия, Н:				
левого подшипника	S_1	$S = eF_R$ или $S = 0,83eF_R$		
правого подшипника	S_2			
Суммарная осевая нагрузка, Н:				
левого подшипника	$F_{a\Sigma 1}$	Табл. 9.6		
правого подшипника	$F_{a\Sigma 2}$			
Отношение $\frac{F_{aS}}{VF_R}$:				
левого подшипника	$\frac{F_{aS1}}{VF_{R1}}$	—		
правого подшипника	$\frac{F_{aS2}}{VF_{R2}}$	—		
Коэффициент радиальной нагрузки:				
левого подшипника	X_1	Табл. 9.2 или 9.3		—
правого подшипника	X_2			—
Коэффициент осевой нагрузки:				
левого подшипника	Y_1	Табл. 9.2 или 9.3		—
правого подшипника	Y_2			—
Приведенная нагрузка, Н:				
левого подшипника	P_1	$P_1 = (X_1VF_{R1} +$ $+ Y_1F_{aS1})K_B K_T$		
правого подшипника	P_2	$P_2 = (X_2VF_{R2} +$ $+ Y_2F_{aS2})K_B K_T$		

Параметр	Обозначение	Расчетная формула	Численное значение параметра	Результат подсчета
Расчетное значение динамической грузоподъемности (для более нагруженной опоры), Н	$C_{\text{расч}}$	$C_{\text{расч}} = P_{\text{max}} \sqrt[3]{\frac{60nL_h}{10^6}}$		
Сравнение $C_{\text{расч}}$ и C				
Расчетная долговечность подшипника, ч	L_h	$L_h = \frac{10^6}{60n} \frac{C}{P_{\text{max}}} \frac{\ddot{\phi}^p}{\phi}$		

5. На основании данных табл. 9.10 сделать вывод о пригодности заданного подшипника качения по динамической грузоподъемности с возможностью его замены на подшипник другой серии.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены и как устроены подшипники качения?
2. Как классифицируются подшипники качения?
3. Какую нагрузку воспринимают различные типы подшипников?
4. Какие параметры указываются в условном обозначении подшипника?
5. Как расшифровываются обозначения подшипников 1205, 206, 180207, 2304, 3208, 4306, 5103, 6205, 7306, 8205, 9106?
6. Что такое динамическая грузоподъемность подшипников?
7. Как подбираются подшипники по динамической грузоподъемности?
8. Как определяется эквивалентная динамическая нагрузка P ?
9. В каких подшипниках возникают дополнительные внутренние осевые силы S ? Почему?
10. Как определяется суммарная осевая сила, действующая на подшипник?
11. Как определяется требуемая динамическая грузоподъемность подшипника?
12. Какими достоинствами и недостатками обладают подшипники качения?

Лабораторная работа № 10

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ФРИКЦИОННОЙ МНОГОДИСКОВОЙ МУФТЫ

Цель работы: изучить конструкцию, принцип действия и расчет фрикционных муфт и пружин к ним; изучить влияние силы нажатия и числа пар поверхностей трения на величину передаваемого момента фрикционной многодисковой муфтой; определить коэффициент трения между контактирующими поверхностями муфты.

Теоретическое обоснование

При включении фрикционных муфт крутящий момент возрастает постепенно по мере увеличения силы нажатия на поверхность трения. Это позволяет соединять валы под нагрузкой и с большой разностью начальных угловых скоростей. В процессе включения муфта пробуксовывает, а разгон ведомого вала происходит плавно, без удара. Отрегулированная на передачу предельного вращающего момента, безопасного для прочности машины, фрикционная муфта выполняет одновременно функции предохранительного устройства.

Все фрикционные муфты в зависимости от формы рабочей поверхности можно разделить на три группы: дисковые (плоская поверхность); конические (коническая поверхность); колодочные, ленточные и др. (цилиндрическая поверхность).

На рис. 10.1, *a* показана простейшая дисковая фрикционная муфта, имеющая одну пару поверхностей трения. Левая полумуфта закреплена на ведущем валу неподвижно, а полумуфта, сидящая на ведомом валу, подвижна в осевом направлении (подвижная полумуфта может быть расположена и на ведущем валу).

Фрикционные муфты не допускают несоосности валов. Центровка полумуфт достигается либо их расположением на одном валу, либо с помощью специальных центрирующих колец (рис. 10.1, *a*). Чтобы соединить валы, к подвижной полумуфте с помощью механизма управления прикладывается осевая сила F_a .

Во время включения фрикционной муфты неизбежно проскальзывание трущихся поверхностей, сопровождающееся выделением теплоты. Поэтому фрикционные материалы, применяемые в муфтах,

должны быть износостойкими и теплостойкими. Прочность сцепления в муфте зависит от коэффициента трения и его стабильности при изменении скорости скольжения, давления и температуры.

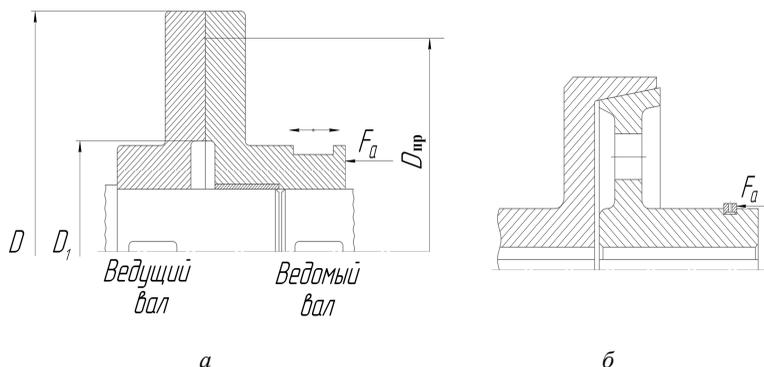


Рис. 10.1. Схемы простейших дисковых муфт:
а – дисковой; б – конусной

Условие работоспособности (т. е. отсутствия пробуксовывания) фрикционной муфты:

$$T_{\text{тр}} \geq TK, \quad (10.1)$$

где $T_{\text{тр}}$ – момент трения на полумуфтах, Н·м;

$K = 1,25 \dots 1,50$ – коэффициент запаса сцепления;

T – вращающий момент, передаваемый муфтой, Н·м (произведение TK называют расчетным вращающим моментом).

Момент трения, Н·мм:

$$T_{\text{тр}} = f F_a \frac{D_{\text{пр}}}{2}, \quad (10.2)$$

где f – коэффициент трения скольжения;

F_a – осевая сила, Н.

Приведенный диаметр пар трения, мм:

$$D_{\text{пр}} = \frac{2 D^3 - D_1^3}{3 D^2 - D_1^2}, \quad (10.3)$$

где D и D_1 – наружный и внутренний диаметры поверхностей трения, мм.

Осевая сила, необходимая для включения муфты, Н:

$$F_a \approx \frac{2T_{\text{тр}}}{fD_{\text{пр}}}. \quad (10.4)$$

Для уменьшения силы F_a можно увеличить коэффициент трения f , для чего один диск облицовывают накладкой из фрикционного материала, например металлокерамики или асбофрикционного материала. Такие муфты работают *всухую*. Диски делают из стали или чугуна.

Чаще всего фрикционные тела муфт, работающих *со смазкой*, изготавливают из закаленной стали. Один из дисков может быть изготовлен из чугуна либо облицован текстолитом (металлокерамикой).

Диски фрикционных муфт проверяют на износостойкость по условию

$$p = \frac{4F_a}{\pi(D^2 - D_1^2)} \leq [p], \quad (10.5)$$

где $[p]$ – допускаемое давление на рабочей поверхности муфты. Чтобы износ дисков был достаточно равномерным, обычно принимают $D \leq (1,5 \dots 2)D_1$.

Допускаемые значения $[p]$ и значения коэффициента трения f , установленные на основе опыта эксплуатации, приведены в табл. 10.1.

Таблица 10.1

Значения допускаемого давления $[p]$ и коэффициента трения f

Материал	$[p]$, МПа	f
При смазке		
Закаленная сталь по закаленной стали	0,6...0,8	0,06
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,6...0,8	0,08
Текстолит по стали	0,4...0,6	0,12
Металлокерамика по закаленной стали	0,8	0,10

Материал	[p], МПа	f
Без смазки		
Прессованный асбест либо феррадо по стали или чугуну	0,2...0,3	0,30
Металлокерамика по закаленной стали	0,3	0,40
Чугун по чугуну или закаленной стали	0,2...0,3	0,15
Закаленная сталь по закаленной стали	0,2...0,3	0,15

На рис. 10.1, б показана схема конической фрикционной муфты. Конические поверхности трения позволяют создать значительные нормальные давления и силы трения при относительно малых силах нажатия F_a . Угол наклона образующей конуса должен быть больше угла трения покоя во избежание самозахватывания муфты.

Для уменьшения осевой силы нажатия F_a или увеличения передаваемого вращающего момента широко применяют многодисковые фрикционные муфты, имеющие несколько пар поверхностей трения (рис. 10.2). В этих муфтах две группы дисков: наружные, соединенные шлицами или зубьями с полумуфтой 1, и внутренние, соединенные таким же способом с другой полумуфтой. На правый крайний диск действует сила нажатия F_a , передаваемая от механизма управления с помощью отводки 3 и качающегося рычага 2. Муфта на рис. 10.2 имеет шесть пар трущихся поверхностей, поэтому нагрузочная способность в шесть раз больше, чем у муфты на рис. 10.1, а, при одинаковых диаметрах и прочих равных условиях.

При этом сила нажатия передается на все поверхности трения, а формула (10.2), Н·мм, принимает вид:

$$T_{\text{тр}} = \frac{1}{2} F_a f D_{\text{нр}} Z, \quad (10.6)$$

где Z – число пар трущихся поверхностей:

$$Z = n - 1,$$

где n – число дисков (для муфты на рис. 10.2 $n=7$, а для муфты на рис. 10.1 $n=2$).

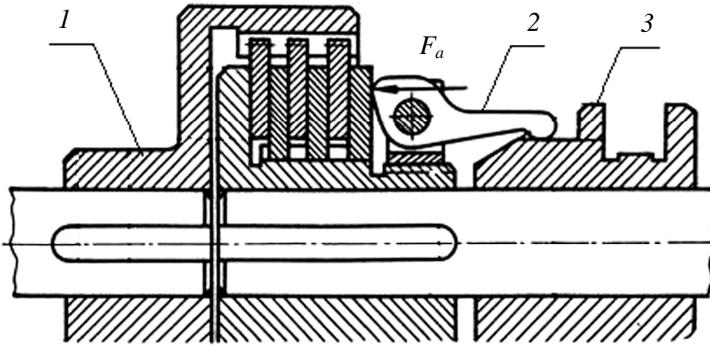


Рис. 10.2. Многодисковая фрикционная муфта

При одинаковых значениях вращающего момента и силы нажатия муфт радиальные габаритные размеры многодисковой муфты значительно меньше, чем у муфты с одной парой поверхностей трения; многодисковые муфты имеют хорошую плавность включения, но плохую расцепляемость. В автомобилях широко применяют дисковые фрикционные муфты с двумя поверхностями трения (муфта состоит из одного диска и двух полу муфт), имеющие сравнительно хорошую расцепляемость, а в тракторах находят широкое применение многодисковые муфты.

Расчет пружины

Податливость витка пружины определяется из условия прочности проволоки по касательным напряжениям при кручении, мм/Н:

$$l = \frac{8D_{cp}^3}{Gd_{пр}^4}, \quad (10.7)$$

где $D_{cp} = D_n - d_{пр}$ – средний диаметр витков пружины, мм (D_n – наружный диаметр пружины, мм);

$d_{пр}$ – диаметр проволоки пружины, мм;

$G = 8 \times 10^4$ МПа – модуль сдвига для стали.

Тогда податливость всей пружины, мм/Н:

$$l = l_{\text{расч}} = \frac{8D_{\text{ср}}^3 n_{\text{расч}}}{Gd_{\text{пр}}^4}, \quad (10.8)$$

где $n_{\text{расч}} = n - 2$ – расчетное число витков пружины (n – полное число витков пружины).

По величине силы сжатия пружины определяется ее деформация, мм:

$$h = F_a \lambda_{\text{пр}} = \frac{8F_a D_{\text{ср}}^3 n_{\text{расч}}}{Gd_{\text{пр}}^4}. \quad (10.9)$$

Зная величину деформации пружины, можно определить силу сжатия, Н:

$$F_a = \frac{hGd_{\text{пр}}^4}{8D_{\text{ср}}^3 n_{\text{расч}}}. \quad (10.10)$$

Описание установки

Лабораторная установка (рис. 10.3) состоит из ведущего вала (полумуфты) 1, установленного на двух подшипниках качения 3 в корпусе ведомой полумуфты 2. Обе полумуфты соединены с помощью шлицев ведущих 4 и ведомых 5 стальных дисков. Осевое усилие F_a сжатия дисков создается сжатием пружины 6, опирающейся на стакан 7 и гайку 8. Величину сжатия пружины, а значит, и величину силы F_a контролируют с помощью стрелки 9 и шкалы 10. Ведомая полумуфта закреплена на столе с помощью болтов. Усилие на рукоятке 11 измеряется с помощью динамометра 12 при вращении ведущего вала. Изменение числа контактирующих поверхностей трения достигается соответствующей установкой ведущих и ведомых дисков после снятия гайки, пружины и стакана.

Общее количество дисков в муфте рекомендуется не менять ввиду удобства измерений и во избежание их утери.

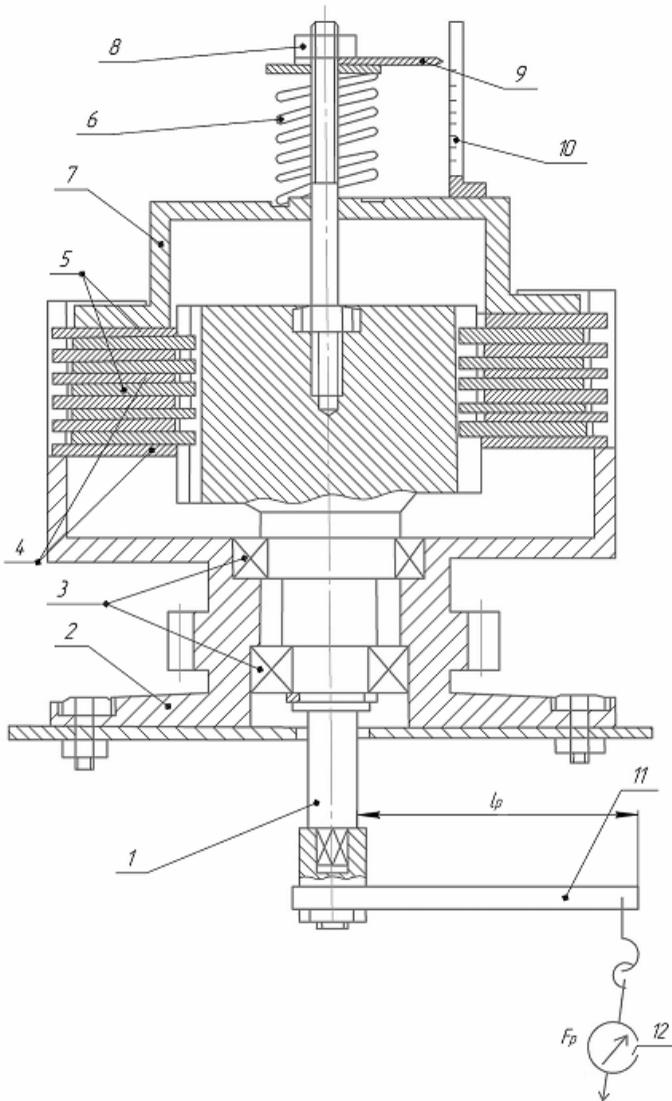


Рис. 10.3. Схема лабораторной установки:
 1 – вал ведущий; 2 – полумуфта ведомая; 3 – подшипник;
 4 – диски ведомые; 5 – диски ведущие; 6 – пружина;
 7 – стакан; 8 – гайка регулировочная; 9 – стрелка;
 10 – шкала; 11 – рукоятка; 12 – динамометр

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить данную тему по лекциям и учебникам [2, 3, 7] и проработать данные методические указания.

2. Подготовить отчет по лабораторной работе, содержащий рис. 10.3 и табл. 10.2, 10.3.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: лабораторная установка, динамометр, гаечный ключ на 17 мм.

1. Измерить параметры пружины: $d_{\text{пр}}$, мм; $D_{\text{н}}$, мм; n .

2. Измерить наружный и внутренний диаметры контактирующих дисков ($D = 124$ мм; $D_1 = 70$ мм).

3. Определить средний диаметр пружины $D_{\text{ср}}$, расчетное число витков пружины $n_{\text{расч}}$. Используя формулу (10.8), найти значение податливости пружины $\lambda_{\text{пр}}$. Для заданных преподавателем трех значений осевых сил по формуле (10.9) определить деформацию пружины (значение задаваемой силы F_a зависит от числа поверхностей трения, рекомендуется $F_{a\text{min}} = 100$ Н, $F_{a\text{max}} = 600$ Н).

Контактирующие диски в установке будут дополнительно сжаты за счет веса прижимного диска, пружины, опорного подшипника со стрелкой. Суммарный вес составит $F_{a0} = 27$ Н. Это повлияет на результаты измерений, поэтому следует учитывать осадку пружины h_0 ($h = h_i - h_0$). Данные расчетов занести в табл. 10.2.

Таблица 10.2

Данные расчетов пружины

Вес	Средний диаметр пружины $D_{\text{ср}}$, мм	Расчетное число витков $n_{\text{расч}}$	Податливость пружины $\lambda_{\text{пр}}$, Н/мм	Значение осевой силы F_{ai} , Н	Деформация пружины h_i
Суммарный				27	
1					
2					
3					

4. Собрать установку с заданным преподавателем числом поверхностей трения Z_1 (установка позволяет собрать муфту при $Z = 1 \dots 10$).

5. Последовательно увеличивая деформацию пружины при h_1, h_2, h_3 , произвести замеры значений силы F_p с помощью динамометра при повороте рукоятки по часовой стрелке и против. Значения F_{pi}, F_{pi_2} занести в табл. 10.3.

Таблица 10.3

Результаты измерений

Число контактирующих поверхностей Z_i	Значение Z_i	Осевая сила $F_{ai}, Н$	Значение F_{ai}	Значения силы на рукоятке $F_p, Н$			Вращающийся момент $T_{pi}, Н·м$	Расчетный коэффициент трения f_i	Расчетный момент трения $T_i, Н·м$
				F_{pi}	F_{pi_2}	F_{picp}			
Z_1		F_{a_1}							
		F_{a_2}							
		F_{a_3}							
Z_2		F_{a_1}							
		F_{a_2}							
		F_{a_3}							
Среднее значение $f_{cp} = \underline{\hspace{2cm}}$.									

6. Собрать установку с заданным преподавателем числом поверхностей трения Z_2 и повторить опыты. Значения занести в табл. 10.3.

7. Для всех опытов определить среднее значения усилий на рукоятке F_{picp} .

8. Определить значения вращающего момента $T_{pi} = F_{picp} l_p$ для всех опытов, приняв длину рукоятки $l_p = 0,5$ м.

9. Определить значения коэффициента трения контактирующих поверхностей по формуле

$$f_i = \frac{2T_{pi}}{F_{ai} D_{пп} Z_i},$$

где F_{ai} и Z_i – соответствующие опыту осевая сила и число поверхностей трения;

$D_{пп}$ – приведенный диаметр пар трения (см. формулу (10.3)), м.

Определить среднее значение коэффициента трения f_{cp} .

10. По формуле (10.6) определить расчетный момент трения при различных значениях F_{ai} и Z_i , приняв коэффициент трения f в соответствии с табл. 10.1.

11. Построить графики зависимости вращающих моментов T и T_p от осевой силы F_a при различных значениях числа контактирующих поверхностей Z .

12. Сделать вывод о характере изменения T в зависимости от F_a и Z .

Контрольные вопросы

1. Как устроена фрикционная многодисковая муфта? Каков ее принцип действия?

2. Как называется момент, противодействующий вращающему моменту?

3. Каков физический смысл коэффициента запаса сцепления K фрикционной муфты?

4. Как определить коэффициент трения между контактирующими поверхностями дисков фрикционной муфты?

5. Как определяется вращающий момент, передаваемый фрикционной муфтой?

6. По каким формулам определяются приведенный диаметр трения и средний диаметр дисков фрикционной муфты?

7. Для чего используют муфты? Какие возникают виды несоосности валов?

8. Как на практике происходит подбор (расчет) муфт?

9. Какие преимущества имеют многодисковые фрикционные муфты перед однодисковыми?

10. Из каких соображений фрикционные материалы применяют для изготовления дисков?

Лабораторная работа № 11

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ И РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: изучить виды сварных соединений и сварных швов, условия их работы при различных видах нагружения; произвести расчет сварных соединений.

Теоретическое обоснование

Сварка – процесс неразъемного соединения деталей, основанный на использовании сил межмолекулярного взаимодействия. Сварка может происходить при местном нагреве до расплавления соединяемых деталей – сварка плавлением – или при совместном пластическом деформировании предварительно разогретых (или холодных) стыков деталей – сварка давлением. Известно более 60 видов сварки, но на практике чаще всего используют электрические способы: ручную дуговую сварку плавящимся электродом, автоматическую дуговую сварку под слоем флюса, полуавтоматическую сварку под флюсом или в среде защитных газов, стыковую контактную сварку.

В зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей различают следующие *виды сварных соединений*: стыковые, внахлест, угловые, тавровые (рис. 11.1, а–г).

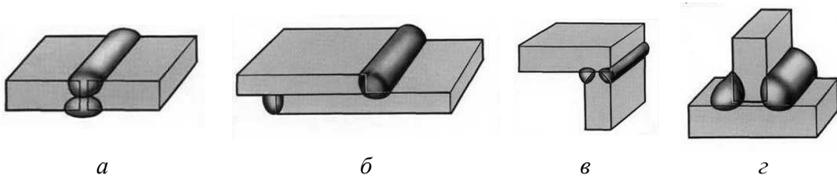


Рис. 11.1. Сварные соединения:
а – стык; б – внахлест; в – угловое; г – тавр

В области сварного шва в основном металле возникает *зона термического влияния*, в которой появляются остаточные напряжения и возможно коробление. Одним из способов снижения концентрации напряжений является выбор формы сечения шва. Выпуклые швы повышают концентрацию напряжений, выпуклость рекомен-

дуются удалять механической обработкой; вогнутость обеспечивает плавный переход к основному металлу и снижает напряженность, но требует механической обработки; специальные швы с профилем неравнобедренного треугольника, как и вогнутые, значительно снижают концентрацию напряжений и применяются при переменных нагрузках.

По виду напряженного состояния сварные соединения делятся на два типа сварных швов:

– стыковые (рис. 11.1, а) – сварные швы стыковых соединений, расчет ведется по нормальным напряжениям;

– угловые (рис. 11.1, б–г) – сварные швы нахлесточных, угловых и тавровых соединений, расчет ведется по касательным напряжениям.

Расчет стыковых швов проводится по условию прочности

$$\sigma' \leq [\sigma'], \quad (11.1)$$

где σ' – действующее в шве нормальное напряжение при растяжении (сжатии);

$[\sigma']$ – допускаемое напряжение для сварного шва при растяжении (сжатии).

Расчетное уравнение при воздействии на стыковой сварной шов (рис. 11.2) только растягивающей (сжимающей) силы F :

$$\sigma\phi = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma\phi]. \quad (11.2)$$

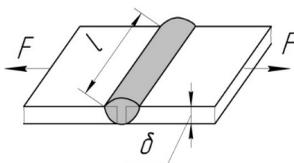


Рис. 11.2. Сварное соединение встык:

δ – толщина деталей; l – длина шва; F – нагрузка на соединение

Если для стыкового шва заданы его геометрические размеры, известен способ сварки, материалы соединяемых деталей и марка электрода, то можно определить значение допускаемой растягивающей или сжимающей силы по формуле

$$[F] = [\sigma']l\delta. \quad (11.3)$$

Расчет соединений, выполненных угловым (валиковым) швом, унифицирован и проводится на срез по условию прочности

$$\tau_{\text{ср}} \leq [\tau_{\text{ср}}] \quad (11.4)$$

где $\tau_{\text{ср}}$ – действующие касательные напряжения на срез;

$[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемые касательные напряжения на срез.

Условно считают, что плоскость среза проходит через биссектрису прямого угла плоскости поперечного сечения шва (рис. 11.3), площадь которого

$$A = 0,7kl_{\Sigma} \quad (11.5)$$

где k – катет шва, принимаемый равным меньшей толщине соединяемых деталей;

l_{Σ} – суммарная длина швов.

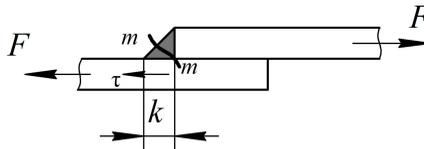


Рис. 11.3. Схема углового шва

Для различных случаев нагружений, выполненных угловым (валиковым) швом, расчетные уравнения имеют вид:

– для соединения *внахлест* при действии на угловой шов только усилия F (рис. 11.4) касательные напряжения, возникающие в шве, определяют по формуле

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau_{\text{ср}}] \quad (11.6)$$

где l – суммарная длина шва;

– для таврового и углового соединений (рис. 11.5) при действии на угловой шов продольной F и поперечной F' сил расчетное уравнение имеет вид:

$$\tau_{\phi} = \sqrt{\frac{\alpha F}{\xi 0,7kl} + \frac{6F\phi \delta^2}{0,7kl \phi} + \frac{\alpha F\phi \delta^2}{\xi 0,7kl \phi}} \quad (11.7)$$

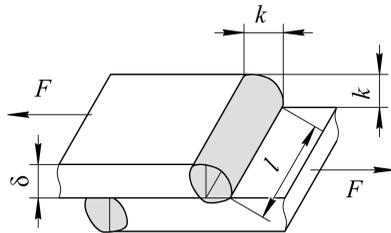


Рис. 11.4. Сварное соединение внахлест

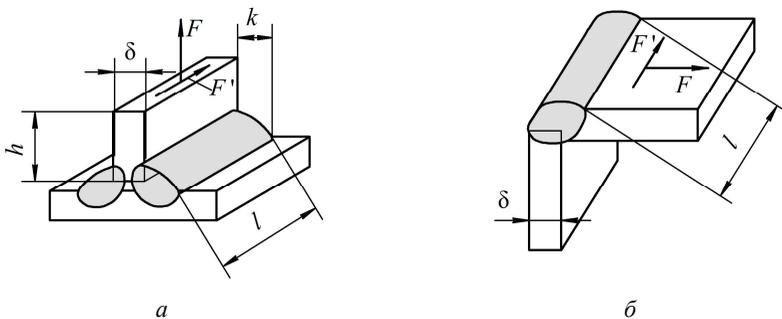


Рис. 11.5. Соединения угловым швом:
а – тавровое; б – угловое

В формуле (11.7) учитываются напряжения, возникающие в шве от действия сил F и F' и от изгибающего момента, создаваемого силой F' при переносе ее на шов (по теореме Пуансо).

Описание установки

В лабораторной работе используются сварные соединения из различных сталей, выполненные стыковыми и угловыми швами.

На соединениях указаны:

- действующие силовые факторы (красной краской);
- характер нагрузки (постоянная или переменная);
- коэффициент асимметрии циклов нагружения;
- марки сталей свариваемых деталей;
- способы сварки и марки электродов;
- коэффициенты запаса прочности.

Подготовка к выполнению работы

1. Проработать тему сварных соединений по учебнику [5, с. 26–51] и данные методические указания.
2. Подготовить табл. 11.1 для записи результатов.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: сварные соединения, штангенциркуль.

1. Выполнить аксонометрический эскиз сварного соединения (рис. 11.6), произвести необходимые измерения. Результаты занести в табл. 11.1.

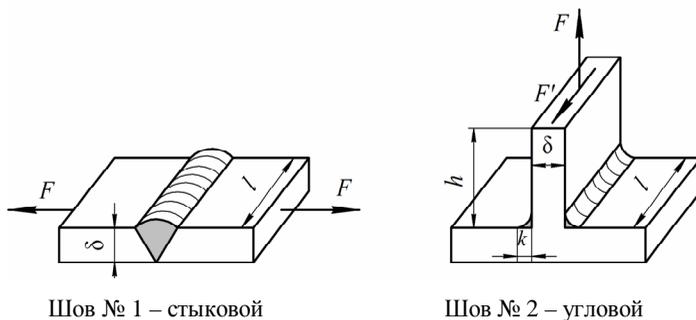


Рис. 11.6. Примеры аксонометрических эскизов сварных соединений

Таблица 11.1

Результаты измерений и расчетов

Расчетные параметры сварных соединений	Номер шва	
	1	2
Толщина свариваемых деталей δ , мм		
Общая длина швов l_{Σ} , мм		

Расчетные параметры сварных соединений	Номер шва	
	1	2
Катет шва k , мм	–	
Плечо h силы F' , мм	–	
Материал свариваемых деталей – марка стали		
Марка электрода		
Характер нагрузки		
Предел текучести для материала σ_T , МПа (табл. 11.3)		
Коэффициент запаса прочности S		
Допускаемое напряжение для материала деталей $[\sigma_p]$, МПа (формула (11.8))		
Коэффициент асимметрии цикла R		–
Эффективный коэффициент концентрации напряжений K_σ (табл. 11.4)		–
Коэффициент влияния переменности нагрузки γ (формула (11.9))		–
Допускаемые напряжения при постоянной нагрузке:		
– для стыкового шва $[\sigma]_{\text{пост}}$, МПа (формула (11.10))		–
– для углового шва $\sigma_{\text{ср}} \cdot h_{\text{пост}}$, МПа (формула (11.13))	–	
Допускаемое напряжение для стыкового шва при переменной нагрузке $[\sigma]_{\text{перем}}$, МПа (формула (11.11))		–
Допускаемая растягивающая сила $[F]$, кН (формула (11.12))		–
Действующие усилия для углового шва, Н:		
F (табл. 11.2)	–	
$F' = 0,6F$	–	
Расчетное касательное напряжение среза $\tau_{\text{ср}}$, МПа (формула (11.7))	–	

2. Определить условия нагружения и напряженные состояния сварных швов.

3. По указанию преподавателя выбрать значения действующих усилий F и F' из табл. 11.2, приняв $F' = 0,6F$.

Таблица 11.2

Значения действующих силовых факторов

Номер варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	120	75	48	55	50	67	49	26	93	88
Номер варианта	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
F , кН	62	104	101	31	87	26	170	65	42	110
Номер варианта	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
F , кН	98	54	71	82	40	60	100	50	45	78

Обработка опытных данных

Расчет соединения № 1 (выполненного стыковым швом)

1. Определить допустимое напряжение для свариваемого материала при растяжении:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{S}, \quad (11.8)$$

где $\sigma_{\text{т}}$ – предел текучести свариваемого материала (табл. 11.3);
 S – коэффициент запаса прочности.

Таблица 11.3

Механические характеристики сталей

Марка стали	Предел текучести свариваемого материала $\sigma_{\text{т}}$, МПа	Марка стали	Предел текучести свариваемого материала $\sigma_{\text{т}}$, МПа
Сталь Ст3	220	Сталь 25Л	250
Сталь 20	240	Сталь 35Л	280
Сталь 25	260	Сталь 15ХА	500
Сталь 30	290	Сталь 15Г	250
Сталь 35	310	Сталь 20Г	280

2. Вычислить коэффициент влияния переменности нагрузки на величину допускаемых напряжений:

$$\gamma = \frac{1}{(0,6K_{\sigma} \pm 0,2) - (0,6K_{\sigma} \text{ m}0,2)R} \leq 1, \quad (11.9)$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 11.4);

R – коэффициент асимметрии циклов напряжения.

Таблица 11.4

Коэффициент концентрации напряжений K_{σ}

Характеристика шва	Сталь	
	углеродистая	низколегированная
Стыковой при сварке:		
– автоматической	1	1
– ручной	1,2	1,4
Угловой лобовой при сварке:		
– автоматической	1,7	2,4
– ручной	2,3	3,2
Угловой фланговый	3,5	4,5

Примечание: углеродистые стали – Ст3, 20, 25, 30, 35, 25Л, 35Л; низколегированные стали – 15ХА, 15Г, 20Г.

В формуле (11.9) верхние знаки знаменателя принимают при большем по абсолютной величине растягивающем напряжении, нижние – при большем сжимающем. В лабораторной работе следует принимать *верхние знаки*. При $\gamma > 1$ его следует *принимать равным единице*.

3. Используя данные табл. 11.5, определить допускаемое напряжение в сварном шве при постоянной нагрузке:

$$[\sigma]_{\text{пост}} = \phi \sigma_p \eta_j, \quad (11.10)$$

где ϕ – коэффициент, учитывающий вид технологического процесса (способ сварки и марку электрода).

Таблица 11.5

Коэффициент ϕ , учитывающий вид технологического процесса

Технология сварки	Вид деформации		
	Растяжение	Сжатие	Срез
Автоматическая, полуавтоматическая, ручная дуговая электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	1	1	0,65
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая	0,9	1	0,6
Контактная точечная и роликовая	–	–	0,6

4. Определить допускаемое напряжение для шва при переменном нагружении:

$$[\sigma]_{\text{перем}} = [\sigma]_{\text{пост}} \cdot g \quad (11.11)$$

5. Определить значение допускаемой растягивающей силы:

$$[F] = [\sigma]_{\text{перем}} \cdot dL \quad (11.12)$$

Расчет соединения № 2 (выполненного угловым швом)

1. По формуле (11.8) определить допускаемое напряжение для свариваемого материала при растяжении.

2. Определить допускаемое напряжение в сварном шве при постоянной нагрузке:

$$\sigma_{\text{ш}} = \sigma_{\text{п}} \cdot \eta \quad (11.13)$$

3. Проверить прочность соединения угловым швом по формуле (11.7) в зависимости от условий нагружения соединения.

Выводы:

1. Соединение стыковым швом выдержит усилие _____.
2. Сравнив значения $\tau_{\text{ш}}$ и $\sigma_{\text{ш}}$, можно сделать вывод, что соединение угловым швом предлагаемую нагрузку _____.

Контрольные вопросы и задания

1. Охарактеризуйте процесс сварки и его разновидности.
2. Перечислите и схематично изобразите виды сварных соединений.
3. Объясните понятие зоны термического влияния. Как она воздействует на работоспособность сварных соединений?
4. Как классифицируются сварные швы и действующие в них напряжения?
5. Как зависят условия прочности от вида нагружения?
6. Как влияет технология сварки на допускаемые напряжения?
7. Приведите формулы определения допускаемых напряжений в сварных швах при переменной нагрузке.

Лабораторная работа № 12

ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАТЯНУТЫХ БОЛТОВ

Цель работы: изучить напряженное состояние стержня болта при затяжке гайки; определить напряжение в стержне болта при приложении к гаечному ключу усилия руки $F_p = 100 \text{ Н}$.

Теоретическое обоснование

Самым распространенным видом соединений в машиностроении является резьбовое.

Резьбовые соединения относятся к разъемным. Под резьбовыми соединениями понимают соединения с помощью резьбовых деталей (болты, винты, шпильки, скобы).

По принципу и характеру воспринимаемых болтами (винтами, шпильками) нагрузок они подразделяются на статически и динамически нагруженные и с комбинированной нагрузкой.

Резьбовые соединения выполняются одним болтом или группой болтов, которые устанавливаются в отверстия скрепляемых деталей с зазором или без зазора.

Резьбы предназначены для крепления деталей (крепежные) и для передачи движения (ходовые).

Объект исследования в лабораторной работе – крепежные резьбы. Они должны обладать прочностью и способностью к самоторможению (предотвращение самоотвинчивания при воздействии внешних нагрузок).

Основная используемая крепежная резьба – метрическая. Все стандартные болты, винты, гайки, шпильки имеют однозаходную стандартную метрическую резьбу.

Круглые стержни, на которых нарезается резьба, могут растягиваться осевой силой F_a , срезаться поперечной силой F_t , изгибаться моментом M или скручиваться моментом T . Чаще всего на стержень действуют несколько силовых факторов.

Осевую силу, создаваемую путем затяжки гайки, обозначим $F_{\text{зат}}$.

Объект изучения – резьбовое соединение, в котором статическая нагрузка на болт создается затяжкой гайки. В этом случае стержень болта работает на растяжение от действия осевой растягивающей

силы $F_{\text{зат}}$ и кручение моментом сил трения в резьбе T_p , возникающим от окружной силы F_t .

Абсолютное удлинение Δl стержня длиной l и площадью поперечного сечения A , изготовленного из материала с модулем упругости E (для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа) и продольной силой $F_{\text{зат}}$, определяется зависимостью

$$\Delta l = \frac{F_{\text{зат}} l}{AE}. \quad (12.1)$$

Измерив удлинение стержня, можно определить значение силы:

$$F_{\text{зат}} = \frac{\Delta l AE}{l}. \quad (12.2)$$

Величина $\lambda = \frac{\Delta l}{F_{\text{зат}}}$ называется податливостью болта – это удлинение от единичной силы. Тогда $F_{\text{зат}} = \frac{\Delta l}{\lambda}$.

При действии осевой силы $F_{\text{зат}}$ в стержне болта возникают нормальные напряжения растяжения, наибольшее значение которых σ_p будет в сечении с меньшим диаметром стержня (внутренний диаметр резьбы d_1). Величина напряжений

$$\sigma_p = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2}. \quad (12.3)$$

Так как гайка вращается относительно болта, на поверхности резьбы возникают силы трения $F_{\text{тр}}$. Из-за наклона поверхности резьбы в направлении касательной к окружности среднего диаметра резьбы на угол ψ наклона винтовой линии возникает и составляющая $F_c = F_{\text{зат}} \text{tg} \psi$, стремящаяся сдвинуть гайку вдоль поверхности резьбы. Эти силы направлены по касательной к окружности среднего диаметра резьбы.

Суммарная окружная сила

$$F_t = F_{\text{зат}} \text{tg}(\psi + \rho \phi), \quad (12.4)$$

где $\rho' = \text{arctg} f'$ – приведенный угол трения;

$$f \phi = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \text{ – приведенный коэффициент трения;}$$

f – коэффициент трения между поверхностью гайки и болта;
 α – угол заострения резьбы (для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$).

Так как окружная сила действует на среднем диаметре резьбы, она создает момент, скручивающий стержень болта:

$$T_p = F_t \frac{d_2}{2} = F_{\text{заг}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + r \phi). \quad (12.5)$$

Угол закручивания стержня длиной l определяется по зависимости

$$\phi = \frac{T_p l}{GI_p}, \quad (12.6)$$

где G – модуль сдвига (для стали $G = 8 \cdot 10^4$ МПа);

$$I_p = \frac{\pi d_1^4}{32} \text{ – полярный момент инерции сечения.}$$

Зная угол закручивания стержня, можно определить скручивающий момент:

$$T_p = \frac{GI_p \phi}{l}. \quad (12.7)$$

Наибольшие касательные напряжения, возникающие от этого момента:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p}, \quad (12.8)$$

где $W_p = \frac{\pi d_1^3}{16}$ – полярный момент сопротивления сечения.

Таким образом, стержень болта находится в сложном напряженном состоянии и его расчет ведется по эквивалентным напряжениям:

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2}. \quad (12.9)$$

Описание установки

Экспериментальная установка (рис.) состоит из корпуса 6, в стойках которого располагается исследуемый болт 1. Удлинение Δl стержня болта, возникающее при затяжке гайки 5, измеряется индикатором 2. Для измерения угла φ поворота сечения стержня болта моментом T_p используется рычаг 4 с флажком на конце для упора ножки индикатора 3. При повороте сечения флажок перемещает ножку индикатора на величину b . Для увеличения жесткости конструкции к стойкам прикреплены уголки 7, а на стержень болта между стойками установлена распорная втулка (на рисунке не показана). Чтобы исключить влияние момента от сил трения на торце гайки, между гайкой и стойкой установлен упорный подшипник (на рисунке не показан).

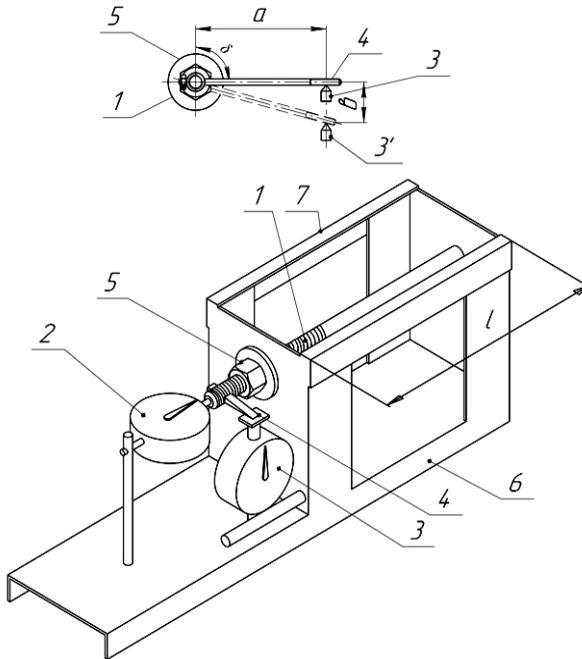


Рис. Установка для исследования работы затянутых болтов:
1 – испытуемый болт; 2 – индикатор для замера удлинения болта;
3 – индикатор для определения угла закручивания болта;
4 – рычаг; 5 – гайка; 6 – корпус; 7 – уголок

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материал по теме «Резьбовые соединения» [2–5] и проработать данные методические указания.
2. Подготовить отчет по работе, содержащий изображение установки (рис.) и табл. 12.1 для записи значений величин.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: лабораторная установка, штангенциркуль, рулетка, два индикатора, гаечный ключ и груз массой $(100 \pm 0,2)$ Н.

1. Измерить с точностью до 0,1 мм длину l болта, диаметр резьбы d , расстояние a от оси болта до оси ножки индикатора 3 (рис.). Данные занести в табл. 12.1.

Таблица 12.1

Значения опытных величин

Параметр измерения	Опыты					Δl_m , мм	b_m , мм
	1	2	3	4	5		
Δl_i							
b_i							

2. Завинчивая гайку от руки (ножка индикатора 2 при этом должна упираться в торец болта), создать небольшой натяг (стрелка индикатора 2 переместится на 2...5 делений). Циферблат индикатора 2 установить на ноль.

3. Упереть ножку индикатора 3 во флажок рычага 4 и установить циферблат на ноль.

4. При помощи гаечного ключа затянуть гайку, прикладывая к ключу усилие 50...70 Н.

5. Установить ключ на гайке так, чтобы свободный конец ключа был приподнят, а его зев смотрел вверх под наклоном, и подвесить на зев ключа груз массой $(10 \pm 0,2)$ кг.

6. Придерживая груз, чтобы он не соскользнул с ключа при повороте гайки, и переставляя ключ согласно п. 5, добиться равновесного положения груза при положении ключа, близком к горизонтальному.

7. В таком положении стержня болта зафиксировать показания двух индикаторов.

8. Снять груз и отжать гайку.

9. Повторно затянуть гайку ключом с усилием руки F_p до показаний индикатора 2, зафиксированных в п. 7. Не изменяя усилия руки, одновременно зафиксировать показания индикатора 3. Опыт повторить пять раз.

10. Показания индикаторов занести в табл. 12.1.

Обработка опытных данных

1. Вычислить средние арифметические значения удлинения стержня болта Δl_m и перемещения флажка рычага b_m :

$$\Delta l_m = \frac{\sum \Delta l_i}{n}; \quad b_m = \frac{\sum b_i}{n},$$

где n – число замеров.

Результаты занести в табл. 12.1.

2. По формуле (12.2) определить силу затяжки, Н:

$$F_{\text{зат}} = \frac{DAE}{l},$$

где A – площадь поперечного сечения болта с диаметром резьбы d (табл. 12.2).

3. Значение площади для измеренного диаметра резьбы d взять из табл. 12.2.

4. По формуле (12.3) определить величину напряжений растяжения, МПа:

$$\sigma_p = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2},$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы (табл. 12.2), мм.

5. Определить угол закручивания стержня болта, рад:

$$\varphi = \arctg \frac{\Delta l_m}{a} \cdot \frac{\pi}{\varnothing}$$

Параметры резьбы болтов

Параметры	Наружный диаметр d , мм						
	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22
Внутренний диаметр резьбы d_1 , мм	8,376	10,106	11,863	13,835	15,294	17,294	19,294
Средний диаметр резьбы d_2 , мм	9,026	10,863	12,701	14,701	16,376	18,374	20,376
Шаг резьбы P , мм	1,5	1,75	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5
Угол ψ подъема резьбы, рад	0,05285	0,05123	0,05008	0,04328	0,04856	0,04328	0,03900
Угол ψ подъема резьбы, град.	3,028	3,935	2,869	2,48	2,782	2,48	2,237
Площадь поперечного сечения A , мм ²	55,1	80,173	110,53	150,3	183,7	234,9	2,92

6. По формуле (12.7) определить скручивающий момент, Н·мм:

$$T_p = \frac{GI_p j}{l}.$$

7. По формуле (12.8) определить наибольшие касательные напряжения в стержне болта, МПа:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p}.$$

8. По формуле (12.9) определить эквивалентные напряжения:

$$\sigma_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2}.$$

Контрольные вопросы

1. Как классифицируются резьбы по назначению и профилю резьбы?

2. Какой профиль резьбы наиболее рационален для крепежных резьб и резьб винтовых механизмов?

3. Какие существуют виды разрушения резьб и критерии их расчета?
4. Какие напряжения и от каких силовых факторов возникают в стержнях резьбовых деталей?
5. Как распределяется осевая нагрузка по виткам резьбы?
6. Как зависят условия прочности от вида нагружения?
7. Как определяется высота гайки и глубина завинчивания резьбовой детали?
8. От чего зависит глубина завинчивания винта в деталь?
9. При каком условии осуществляется самоторможение резьбы?
10. Какие существуют способы стопорения резьб?

Лабораторная работа № 13

РАБОТА ЗАТЯНУТОГО БОЛТА ПРИ ПРИЛОЖЕНИИ ВНЕШНЕЙ НАГРУЗКИ К СОЕДИНЕНИЮ

Цель работы: определить суммарное усилие, воспринимаемое болтом с предварительной затяжкой, нагруженным внешней отрывающей силой и обеспечивающим жесткость и плотность стыка.

Теоретическое обоснование

На практике в резьбовом соединении болты, винты и шпильки часто нагружаются еще до приложения внешней нагрузки. Предварительная затяжка резьбового соединения обеспечивает герметичность или нераскрытие стыка под нагрузкой. Болты (или шпильки) в таких соединениях являются напряженными.

Напряженными бывают болты крышек резервуаров и гидропневмоцилиндров (рис. 13.1, *а*), нагруженных давлением p жидкости или газа, болты соединения фланцев трубопроводов (рис. 13.1, *б*), крепления кронштейнов (рис. 13.1, *в*) и крышек подшипников шатунов двигателя внутреннего сгорания и компрессоров и т. д.

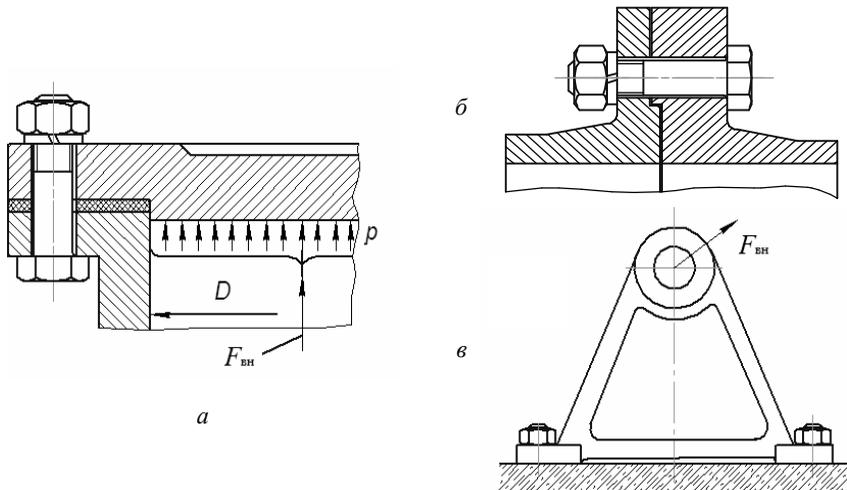


Рис. 13.1. Резьбовые соединения напряженными болтами

Задача о распределении нагрузки (внешняя отрывающая сила $F_{\text{вн}}$ действует в плоскости, параллельной оси болтов) между элементами соединения (болтом или болтами и деталями стыка) статистически неопределима. Для ее решения рассмотрим совместно силы и деформации (перемещения) деталей соединения (рис. 13.2).

На рис. 13.2, *а* изображено положение деталей соединения: цилиндр 1, крышка цилиндра 2, гайка 3, болт 4 перед затяжкой. Стержень болта, фланцы цилиндра и крышки не подвержены деформации. Суммарная толщина деталей стыка $l_{\text{дет}}$ равна длине стержня болта $l_{\text{б}}$ между головкой и гайкой.

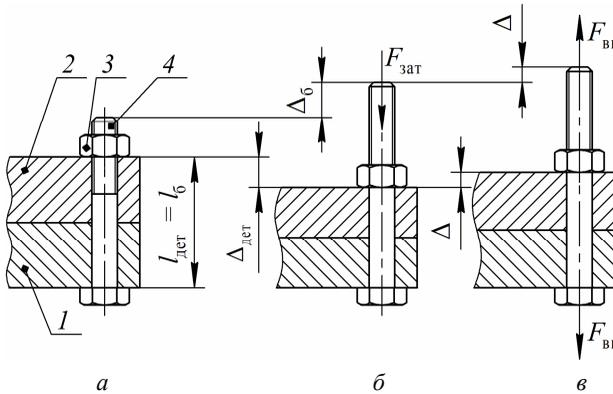


Рис. 13.2. Силы и деформации в болтовом соединении перед затяжкой (*а*), после затяжки (*б*) и при действии внешней нагрузки (*в*)

При неизменном положении головки болта после приложения силы затяжки $F_{\text{зат}}$ (рис. 13.2, *б*) детали стыка сжались на величину $\Delta_{\text{дет}}$, а болт растянулся на величину $\Delta_{\text{б}}$. Примем, что податливость стержня болта больше этой же характеристики материалов деталей (фланцев) стыка.

По закону Гука

$$D_{\text{дет}} = \frac{F_{\text{зат}}}{C_{\text{дет}}}; \quad (13.1)$$

$$D_{\text{б}} = \frac{F_{\text{зат}}}{C_{\text{б}}},$$

где $C_{\text{дет}}$ и $C_{\text{б}}$ – жесткость деталей стыка и болта, Н/мм.

Так как принятая податливость болта больше податливости фланцев крышки и цилиндра, то деформация его больше деформации соединяемых деталей: $\Delta_{\text{б}} > \Delta_{\text{дет}}$.

После затяжки величина растягивающей силы, действующей на болт от деталей стыка, будет определяться величиной их деформаций $\Delta_{\text{дет}}$. После приложения внешней нагрузки $F_{\text{вн}}$ на соединение болт дополнительно удлинится на величину Δ , а деформация деталей стыка уменьшится на ту же величину Δ (рис. 13.2, в). Тем самым уменьшится растягивающая сила от стыка на болт (детали под действием сил упругости частично восстанавливают свое первоначальное положение).

Болт получит удлинение $\Delta'_{\text{б}} = \Delta_{\text{б}} + \Delta$, а детали стыка уменьшат сжатие $\Delta'_{\text{дет}} = \Delta_{\text{дет}} - \Delta$. Таким образом, по закону Гука нагрузка на болт

$$F_{\text{б}} = (D_{\text{б}} + D)C_{\text{б}}, \quad (13.2)$$

а нагрузка на детали стыка (так называемая остаточная реакция стыка, или остаточная сила предварительной затяжки)

$$F_{\text{дет}} = (D_{\text{дет}} - D)C_{\text{дет}}. \quad (13.3)$$

Преобразовав выражения (13.2) и (13.3) с учетом (13.1), получим:

$$F_{\text{б}} = F_{\text{зат}} + DC_{\text{б}}; \quad (13.4)$$

$$F_{\text{дет}} = F_{\text{зат}} - DC_{\text{дет}}. \quad (13.5)$$

Из условия равновесия болта (рис. 13.2) получим:

$$F_{\text{б}} = F_{\text{вн}} + F_{\text{дет}}. \quad (13.6)$$

Таким образом, суммарная нагрузка на болт равна сумме внешней нагрузки и остаточной силе затяжки стыка.

Так как определение остаточной силы затяжки $F_{\text{дет}}$ является сложной задачей, можно решить совместно уравнения (13.1–13.6) и определить силу, действующую на болт, с учетом деформаций болта и деталей стыка:

$$F_{\bar{6}} = F_{\text{зат}} + \frac{C_{\bar{6}}}{C_{\bar{6}} + C_{\text{дет}}} F_{\text{вн}}. \quad (13.7)$$

Обозначим коэффициент внешней нагрузки

$$c = \frac{C_{\bar{6}}}{C_{\bar{6}} + C_{\text{дет}}} \quad (13.8)$$

и получим растягивающую силу, действующую на болт после приложения внешней силы $F_{\text{вн}}$, обеспечивающую прочность соединения:

$$F_{\bar{6}} = F_{\text{зат}} + cF_{\text{вн}}. \quad (13.9)$$

Коэффициент внешней нагрузки χ показывает, какая часть ее действует на болт. Тогда $(1 - \chi)$ – часть внешней нагрузки, действующей на детали стыка. Остаточная сила затяжки стыка

$$F_{\bar{6}} = F_{\text{зат}} + (1 - c)F_{\text{вн}}. \quad (13.10)$$

Формулы (13.9) и (13.10) действительны, пока остаточная сила предварительной затяжки не уменьшится до нуля. Таким образом, условие нераскрытия стыка будет выполняться при $F_{\text{дет}} > 0$ и $F_{\text{зат}} > (1 - \chi)F_{\text{вн}}$, иначе (при $F_{\text{дет}} = 0$) начнется раскрытие стыка и плотность соединения нарушится.

Для расчета резьбового соединения условие нераскрытия стыка можно записать следующим образом:

$$F_{\text{дет}} = k(1 - c)F_{\text{вн}}, \quad (13.11)$$

где k – коэффициент запаса предварительной затяжки, который зависит от вида нагрузки, приложенной на соединение.

Если выражение (13.11) подставить в формулу (13.9) и учесть действие скручивающего момента при затяжке, получим расчетную силу, действующую на болт:

$$F_{\text{дет}} = (1,3k(1 - c) + c)F_{\text{вн}}. \quad (13.12)$$

Величина коэффициента χ зависит от жесткости стыка. Для обычных стальных винтов и стальных или чугунных деталей (при жестком стыке, без прокладок) $\chi = 0,2 \dots 0,3$. С упругими прокладками, например из паронита, резины и картона, $\chi = 0,3 \dots 0,4$.

Совместную работу болта и деталей стыка можно проиллюстрировать графически (рис. 13.3).

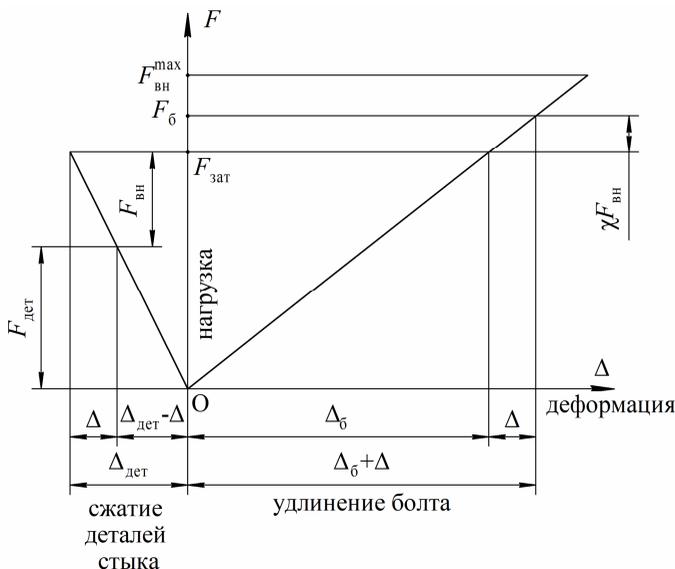


Рис. 13.3. График изменения нагрузки и деформации в резьбовом соединении с предварительной затяжкой и последующим нагружением внешней осевой силой

По оси абсцисс отложены значения деформации деталей стыка $\Delta_{дет}$ (сжатие) и стержня болта $\Delta_б$ (растяжение), а по оси ординат — усилия (нагрузки), действующие на детали соединения. Жесткость деталей, участвующих в напряженном резьбовом соединении, неодинакова, и, соответственно, деформации их различны.

До приложения внешней нагрузки болт и детали стыка воспринимают только силу затяжки $F_{зат}$. При воздействии внешней нагрузки болт увеличивается на величину Δ и воспринимает нагрузку $F_б$, а затяжка стыка в это время уменьшается до величины $F_{дет}$. При дальнейшем увеличении внешней нагрузки до $F_{вн}^{max}$ остаточная сила затяжки в стыке будет отсутствовать ($F_{ст} = 0$) и стык раскроется.

Проанализируем работу соединения с учетом жесткости болта и деталей стыка.

Болт абсолютно жесткий ($C_b = \infty$), детали стыка податливы: по уравнению (13.8) $\chi = 1$ и, как результат, из выражений (13.9) и (13.10) $F_b = F_{зат} + F_{вн}$, $F_{дет} = F_{зат}$. Таким образом, болт воспринимает всю внешнюю нагрузку, а стык – только силу затяжки.

Детали стыка абсолютно жесткие ($C_{дет} = \infty$), а болт податливый: $\chi = 0$, $F_b = F_{зат}$, $F_{дет} = F_{зат} - F_{вн}$. Таким образом, болт не воспринимает внешнюю нагрузку.

Одной из возможностей уменьшения воздействия внешней нагрузки на болт является увеличение его податливости (уменьшение жесткости). Конструктивно податливые болты можно изготовить в соответствии с рис. 13.4. Прочность болта обусловлена величиной внутреннего диаметра резьбы и существованием в ней концентраторов напряжений. Учитывая отсутствие концентраторов напряжений в гладкой части болта, диаметр стержня можно взять меньше d_1 или просверлить в стержне отверстие. При этом болт будет равнопрочным, а его податливость увеличится.

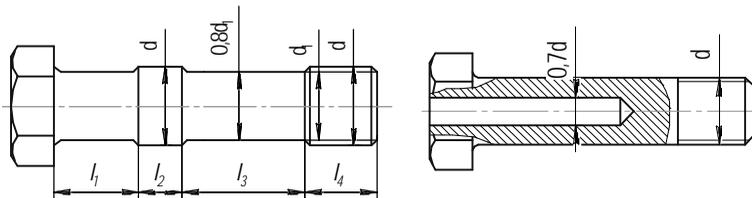


Рис. 13.4. Конструкция болтов с высокой податливостью

Описание установки

Лабораторная установка (рис. 13.5) состоит из корпуса 1, через отверстие в двух стойках которого проходит стержень болта 2. Установкой моделируется работа напряженного болтового соединения. Упругие перемещения растяжения (удлинения) болта и упругие перемещения сжатия деталей стыка условно представляются осадками (осевыми перемещениями) пружин болта 10, деталей стыка 8 и внешней (отрывающей) силы 5. Вращением гаек 3 и 6 сжимают или разжимают пружины, которые имитируют упругие перемещения сжатия и растяжения деталей, гайка 12 – направляющая пружины 5.

Указатели 4, 7 и 11 показывают линейные размеры этих деформаций, а флажок 9 фиксирует нагрузку пружины 8 – сжатие или несжатие (раскрытие стыка). При нагруженной пружине он располагается вертикально.

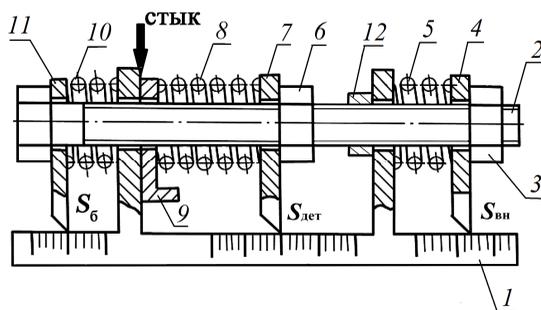


Рис. 13.5. Лабораторная установка

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить соответствующий материал по учебникам [2–4] и проработать данные методические указания.
2. Подготовить отчет по работе, содержащий рис. 13.5 и 13.6, табл. 13.1 и 13.2 для записи опытных данных и расчетов.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: лабораторная установка.

1. Ознакомиться с устройством лабораторной установки и вычислить для пружин 5, 8 и 10 жесткость C , Н/мм, по данным табл. 13.1:

$$C = \frac{Gd^4}{8D_0^3n}, \quad (13.14)$$

где $G = 7,7 \cdot 10^4$ МПа – модуль сдвига материала пружин;

d – диаметр проволоки пружины, мм;

$D_0 = D - d$ – средний диаметр пружины, мм (D – наружный диаметр пружины, мм);

$n = n_0 - 1,5$ – расчетное число витков пружины (здесь n_0 – полное число витков).

Данные расчета занести в табл. 13.1.

Таблица 13.1

Данные параметров пружин

Детали и параметры соединения	Обозначения на рис. 13.5		d , мм	D , мм	D_0 , мм	n_0	n	C , Н/мм	
	пружины	указателя							
Болт	10	11	3	28	25	7,5	6	$C_б$	
Детали стыка	8	7	3	28	25	9	7,5	$C_{дет}$	
Внешняя нагрузка	5	4	3	28	25	6,5	5	$C_{вн}$	

2. Вращением гаек 3 и 6 установить пружины в исходное состояние, при котором нагрузки равны нулю, деформации всех пружин и зазоров между пружинами и гайками отсутствуют.

Занести в табл. 13.2 значения точек начала отсчета S_0 на линейках болта 11, деталей стыка 7 и внешней нагрузки 4.

Таблица 13.2

Силловые и геометрические данные эксперимента

Силловые и геометрические параметры	Точки отсчета	Единица измерения	Величина деформаций и сил, действующих в соединении		
			Болт	Детали стыка	Внешняя нагрузка
$F_{зат} = 0$	S_0	мм			
$F_{зат} > 0$	S_1	мм			
Δ	$S_1 - S_0$	мм			
$F_{вн} = 0,8F_{зат}$	S_2	мм			
Δ	$S_2 - S_0$	мм			
F		Н			
$F_{вн}$ – стык раскрыт	S_3	мм			
Δ^{\max}	$S_3 - S_0$	мм			
F^{\max}		Н			

3. Затянуть гайку 6 с расчетной силой $F_{зат}$, которая соответствует деформации пружины деталей стыка 8, равной $\Delta_{дет} = 8-12$ мм (по согласованию с преподавателем). Таким образом, $F_{зат} = \Delta_{дет} C_{дет}$ (Н). При этом флажок 9 установить в горизонтальное положение (стык

затянут). Занести в табл. 13.2 точки отсчета S_1 с линеек деталей стыка 7 и болта 11. Найти величину деформации болта и стыка как абсолютную разницу показаний $|S_1 - S_0| = D$ (рис. 13.6).

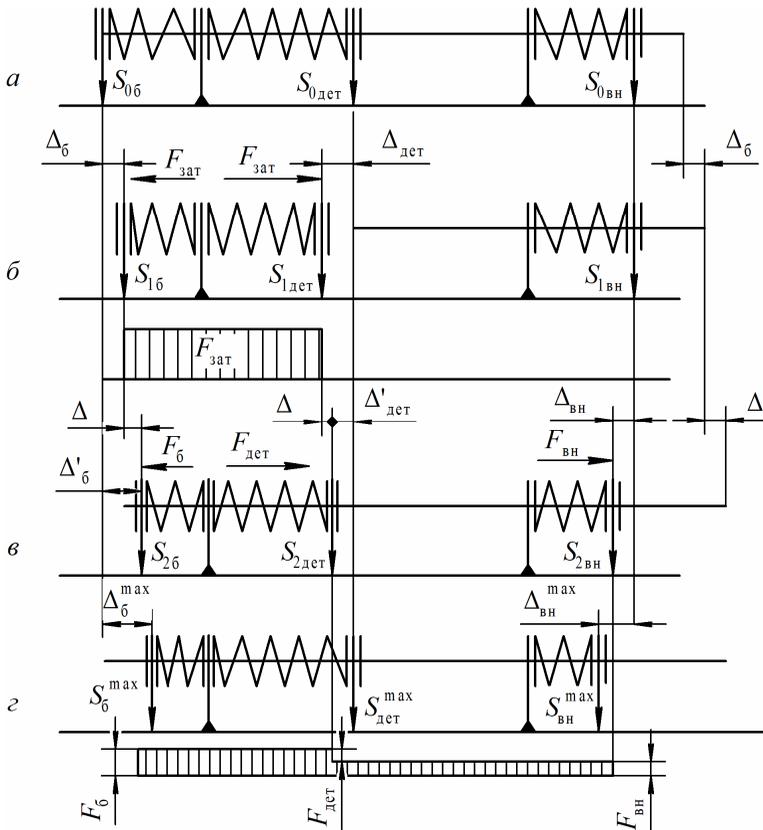


Рис. 13.6. Силы и осевые перемещения пружин в моделируемом болтовом соединении

4. Нагрузить зацепление внешней нагрузкой на величину $F_{вн} = 0,8F_{зат}$, для этого пружину 5 сжимать гайкой 3, пока на линейке стыка 7 указатель не переместится вправо на 5–9 мм (по согласованию с преподавателем).

Занести в табл. 13.2 значения точек S_2 на всех линейках и найти деформации пружины болта, деталей стыка и внешней нагрузки, мм:

$$\begin{aligned}
 D_{\phi} &= |S_{26} - S_{0\text{дет}}|; \\
 D_{\text{дет}} &= |S_{2\text{дет}} - S_{0\text{дет}}|; \\
 D_{\text{вн}} &= |S_{2\text{вн}} - S_{0\text{вн}}|.
 \end{aligned}
 \tag{13.15}$$

5. Вычислить максимальную внешнюю нагрузку, при которой напряжение в стыке будет отсутствовать ($F_{\text{дет}} = 0$) и стык раскроется. Для этого необходимо увеличивать внешнюю нагрузку (закручивая гайку 3) до тех пор, пока не упадет флажок 9 (напряжение в стыке отсутствует).

Занести в табл. 13.2 значения точек отсчета S_3 на всех линейках и высчитать деформации пружин болта и внешней нагрузки. Значение $S_{3\text{дет}}$ для пружины стыка 7 должно равняться значению $S_{0\text{дет}}$.

Вычислить максимальные нагрузки:

$$\begin{aligned}
 F_{\text{вн}}^{\text{max}} &= D_{\text{вн}}^{\text{max}} C_{\text{вн}}; \\
 F_{\phi}^{\text{max}} &= D_{\phi}^{\text{max}} C_{\phi}.
 \end{aligned}
 \tag{13.16}$$

Результаты занести в табл. 13.2.

6. Разгрузить все пружины и привести установку в исходное состояние.

Обработка опытных данных

1. Найти значения нагрузки на болт, детали стыка и значение внешней силы, Н:

$$\begin{aligned}
 F_{\phi} &= D_{\phi} C_{\phi}; \\
 F_{\text{дет}} &= D_{\text{дет}} C_{\text{дет}}; \\
 F_{\text{вн}} &= D_{\text{вн}} C_{\text{вн}}.
 \end{aligned}
 \tag{13.17}$$

2. Найти коэффициент внешней нагрузки по экспериментальным данным:

$$c_{\phi} = \frac{F_{\phi} - F_{\text{заг}}}{F_{\text{вн}}}.
 \tag{13.18}$$

3. Вычислить теоретический коэффициент внешней нагрузки:

$$c_T = \frac{C_6}{C_6 + C_{дет}}. \quad (13.19)$$

4. Найти погрешность эксперимента:

$$D_3 = \left| \frac{c_T - c_3}{c_T} \right| 100 \%. \quad (13.20)$$

5. Вычертить диаграмму «нагрузка–деформация» для болта и деталей стыка (см. рис. 13.3).

Контрольные вопросы

1. Какие напряжения создаются в деталях стыка и в болтах напряженных резьбовых соединений до приложения внешней нагрузки?

2. Какова суммарная нагрузка, по которой рассчитывается предварительно затянутый болт, затем болт, нагруженный внешней отрывающей силой?

3. При каких условиях нарушается герметичность соединения?

4. Почему в предварительно затянутом болтовом соединении, нагруженном внешней отрывающей силой, применяют податливые болты и жесткие детали стыка?

5. Какое влияние оказывают упругие прокладки на нагруженность болта (шпильки) в соединении, описанном в вопросе 4?

6. Чему равна нагрузка в стыке после приложения внешней нагрузки?

7. От чего зависит значение коэффициента внешней нагрузки?

8. Почему целесообразно создание первоначальной значительной затяжки резьбового соединения?

9. Как обеспечить работоспособность резьбового соединения при условии нераскрытия стыка?

10. Охарактеризуйте податливость болта (шпильки) и соединяемых деталей. Как их значения влияют на работоспособность напряженного резьбового соединения?

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Мисуно, О. И. Механика материалов. Лабораторный практикум : учебно-методическое пособие / О. И. Мисуно, Д. Н. Колоско. – Минск : БГАТУ, 2019. – 108 с.
2. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник для машиностроительных специальностей вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 15-е изд., испр. и доп. – М. : Юрайт, 2017. – 408 с.
3. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. – 2-е изд., перераб. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. – 560 с.
4. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин : учебное пособие для студентов технических специальностей вузов / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 12-е изд., стер. – М. : Академия, 2009. – 496 с.
5. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Теория и расчет : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович. – Минск : БГАТУ, 2014. – 372 с.
6. Ерохин, М. Н. Детали машин и основы конструирования / М. Н. Ерохин, С. П. Казанцев. – М. : КолосС, 2011. – 512 с.
7. Муфты механических приводов. Расчет и проектирование : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда [и др.]. – Минск : ИВЦ Минфина, 2019. – 268 с.

ДЛЯ ЗАМЕТОК

Учебное издание

**ДЕТАЛИ МАШИН.
ПРАКТИКУМ**

Учебно-методическое пособие

Составители:

Романюк Николай Николаевич,
Агейчик Валерий Александрович,
Сашко Константин Владимирович и др.

Ответственный за выпуск *В. Н. Основин*

Редактор *Д. А. Значёнок*

Корректор *Д. А. Значёнок*

Компьютерная верстка *Д. А. Значёнок*

Дизайн обложки *Д. О. Бабаковой*

Подписано в печать 14.12.2020. Формат 60×84¹/₁₆.

Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 9,07. Уч.-изд. л. 7,09. Тираж 99 экз. Заказ 562.

Издатель и полиграфическое исполнение:

Учреждение образования

«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий

№ 1/359 от 09.06.2014.

№ 2/151 от 11.06.2014.

Пр-т Независимости, 99–2, 220023, Минск.