

Документ подписан простой электронной подписью

Информация о владельце:

ФИО: Игнатенко Вячеслав Иванович

Должность: Проректор по учебной работе

Дата подписания: 06.02.2023 08:33:20

Уникальный программный ключ:

a49ae343af5448d45d7e3e1e499659da8109ba78

Министерство науки и высшего образования РФ

ФГБОУВО «Заполярный государственный

университет им. Н.М.Федоровского»

Кафедра технологических машин и оборудования

ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

*Методические указания
к лабораторным работам*

Норильск 2022

Детали машин и основы конструирования: метод. указ. к лабораторным работам / составитель А.А. Федоров; Министерство науки и высшего образования РФ, Заполярный гос. ун-т им. Н.М. Федоровского. – Норильск: ЗГУ, 2022. – 38 с. – Библиогр.: с. 36. – Текст: непосредственный.

Содержат краткие рекомендации по выполнению и оформлению лабораторных работ и перечни вопросов для подготовки к защите лабораторных работ.

Составлены в соответствии с рабочей программой дисциплины «Детали машин и основы конструирования» для студентов, обучающихся по направлениям подготовки «Наземные транспортно-технологические комплексы», «Технологические машины и оборудование».

ВВЕДЕНИЕ

Дисциплина «Детали машин и основы конструирования» – одна из основных в подготовке инженеров. Одновременно является завершающим элементом в группе общеинженерных (математика, физика, теоретическая механика, сопротивление материалов и др.) и начальным звеном в группе специальных дисциплин. Предметом изучения служат детали общего назначения и сборочные единицы, используемые как в большинстве технологических машинах и оборудованиях, так и в технике в целом.

Основными задачами лабораторных работ являются: подтверждение теоретических знаний, полученных при изучении лекционного материала; развитие навыков, привычек и способностей к самостоятельному выполнению необходимых действий с приборами и установками; приобретение навыка практической оценки результатов опытов; изучение сути функционирования различных деталей и узлов машин; обобщение полученных результатов и оценка возможных ошибок.

Прежде чем приступить к выполнению заданной лабораторной работы, студент должен усвоить краткие теоретические положения по теме, изучить объект, приборы и инструменты, методику проведения работы и обработки результатов и затем представить отчет для её защиты.

Лабораторные работы по своей тематике и содержанию подчинены задаче изучения вопросов основных разделов курса. Подробно освещаются методика и порядок выполнения работ, даются описания, чертежи (схемы) установок, приводится содержание отчетов по каждой работе, кратко рассматриваются теоретические вопросы. После выполнения работы каждый студент представляет оформленный отчет, по которому производится опрос, имеющий целью установить степень усвоения студентом темы лабораторной работы.

Лабораторная работа №1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ, СОСТАВЛЕНИЕ ТЕХНИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ И СПЕЦИФИКАЦИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Цель: ознакомление с конструкцией цилиндрического редуктора, назначением отдельных деталей, методикой определения основных параметров редуктора.

Оборудование и принадлежности:

1. Редукторы цилиндрические.
2. Штангенциркуль.
3. Металлическая линейка.
4. Мел.

Основные положения

Редуктором называется механизм, служащий для понижения угловой скорости и увеличения крутящего момента, выполненный в виде отдельного узла. Необходимость такого устройства объясняется тем, что обычно рабочие органы дорожно-строительных и металлургических машин (ходовые колеса, приводные барабаны транспортеров и др.) имеют меньшую частоту вращения, чем двигателя. Редукторы имеют большое распространение в машиностроении благодаря своим преимуществам перед открытыми передачами: большей долговечности и надежности в работе, компактности, высокому КПД. Базовой деталью редуктора является его корпус, обеспечивающий правильное взаимное расположение колес, герметичность. Он обычно отливается из серого чугуна, точное взаимное расположение корпуса и крышки обеспечивается с помощью двух штифтов.

Ответственными деталями редуктора являются зубчатые колеса. Термин «колесо зубчатое» является общим для всех колес, при этом меньшее колесо принято называть шестерней.

Диаметрам шестерни и колеса, а также числам их зубьев приписывают определенные индексы, установленные стандартом. Так, индекс *1* относится всегда к ведущему колесу, а индекс *2* – к ведомому. Кроме того, различают индексы, относящиеся к окружностям: *f* – впадин,

w – начальной, b – основной, a – выступов. Делительной окружности дополнительного индекса не присваивают.

Цилиндрические редукторы могут быть изготовлены с прямозубыми, косозубыми или шевронными колёсами. Косозубые колёса обладают большей прочностью, плавностью и бесшумностью в работе. Главным их недостатком является появление осевых сил, нагружающих подшипники, поэтому угол наклона зубьев ограничивается (не более 20°). Большие углы (до 45°) допустимы для шевронных передач, где осевые силы взаимно компенсируются, не нагружая подшипники.

Зубчатые колеса редукторов изготавливают из высокопрочных сталей, углеродистых или легированных. При этом возможны два варианта термообработки и, соответственно, технологии с твердостью: $HV \leq 350$ и $HV > 350$. Первый вариант предусматривает нарезание зубьев после термообработки (улучшения или нормализации), при втором термообработка (объёмная закалка с цементацией, закалка ТВЧ) производится после нарезания зубьев, после чего необходимы операции зубошлифования. Первый вариант проще и дешевле для осуществления, не требует дорогих зубошлифовальных и отделочных станков, а второй – обеспечивает снижение металлоемкости и габаритов, повышение долговечности и перспективен для крупносерийного производства.

Валы редукторов изготавливают из среднеуглеродистых и легированных сталей (Ст.5, 45, 40Х и др.). Для облегчения сборки и осевой фиксации насаженных на вал зубчатых колес и подшипников валы делают ступенчатыми. В местах изменения диаметра вала делаются специальные канавки и галтели, уменьшающие концентрацию напряжения и служащие для выхода инструмента при шлифовании.

Опоры валов, как правило, выполняются с помощью подшипников качения. В зависимости от величины действующей радиальной и осевой нагрузок подшипники могут быть радиальные или радиально-упорные, шариковые или роликовые.

С торцов валов устанавливаются крышки подшипников, которые могут быть врезные или торцевые. Врезные

крышки устанавливаются в пазах корпусов и крышек редукторов, а торцевые крепятся специальными винтами. Назначение крышек – фиксировать подшипник в рабочем положении, предохранять от попадания пыли и грязи в картер редуктора, к подшипникам.

В крышках, через которые проходят выходныe концы валов, устанавливаются уплотнения с целью предотвращения вытекания смазки из редуктора. Перспективны для этих целей уплотнение резиновыми манжетами, лабиринтные уплотнения.

Основными параметрами передач редуктора являются межосевые расстояния, модули и числа зубьев колес, геометрические размеры зубчатых колес (диаметры и ширина колес, углы наклона зубьев).

Межосевые расстояния цилиндрических зубчатых редукторов a_w стандартизированы в диапазоне от 40 до 2500 мм и регламентируются ГОСТ 2185–66 (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Значения a_w (из ГОСТ 218–66)

1 ряд	40	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400
2 ряд						140	180	225	280		

Отношение шага зубьев по делительной окружности к числу π называют *модулем* зубчатой передачи. Модуль m во всех случаях должен быть принят по ГОСТ 9563–60, выдержка из которого приводится в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Значения m (из ГОСТ 9563–60)

1 ряд	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
2 ряд	1,12	1,4	1,8	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	

В косозубых колесах стандартным является модуль в нормальном сечении.

Передаточные числа i одноступенчатых цилиндрических редукторов, а также отдельных ступеней у двухступенчатых и трехступенчатых редукторов выбирают по ГОСТ 2185–66 (табл. 1.3).

Таблица 1.3

Значения u (из ГОСТ 2185–66)

1 ряд	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8
2 ряд	1,12	1,4	1,8	2,25	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1	

Значения Y_F для внешнего зацепления представлены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

Значения Y_F для внешнего зацепления при коэффициенте смещения $x = 0$

$z_{экв}$	17	20	22	24	26	28	30	35	40	45	50	65	≥80
Y_F	4,27	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75	3,7	3,66	3,65	3,62	3,6

Предельная частота вращения входного вала редуктора зависит от точности изготовления зубчатых зацеплений и может быть определена расчетом исходя из допускаемой окружной скорости передачи (табл. 1.5) по формуле, мин^{-1} ,

$$n = \frac{60 v}{\pi \cdot d_1},$$

где v – допускаемая окружная скорость в зацеплении, м/с;
 d_1 – делительный диаметр шестерни входного вала, м.

Таблица 1.5

Области применения и допускаемые скорости передач различной точности

Степень точности	Допускаемые окружные скорости, м/с	Области применения
6 (высокоточные)	15 (25)*	Делительные механизмы, высокоскоростные редукторы, ответственные передачи автомобилей и станков
7 (точные)	10(15)	Редукторы нормального ряда, передачи станков и автомобилей
8 (среднеточные)	6(10)	Тихоходные редукторы, грузоподъемные механизмы, передачи тракторов
9 (низкоточные)	2(5)	Механизмы с ручным приводом

* В скобках – допускаемые скорости для косозубых передач.

Под нагрузочной способностью зубчатого редуктора понимается номинальный крутящий момент на выходном валу, при нагружении которым редуктор в состоянии отработать заданный срок службы.

Основными причинами преждевременного выхода редуктора из строя являются выкрашивание эвольвентой поверхности зубьев в результате действия контактных напряжений и усталостная поломка зубьев у основания как результат воздействия напряжений изгиба. Предельный момент на колесе, при котором обеспечивается выносливость по контактным напряжениям, можно ориентировочно определить из выражения, Н·мм,

$$T_H = \frac{\left(\frac{a_w \cdot [\sigma_H]}{340} \right)^2 b \cdot u^2}{K_H (u + 1)^3},$$

где a_w – межцентровое расстояние, мм (для второй ступени a_{w2}); $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа, $[\sigma_H] = 500$ МПа; b – ширина колеса второй ступени (b_4), мм; K_H – коэффициент расчетной нагрузки, учитывающий концентрацию напряжений и динамичность нагрузки, $K_H = 1,3$; u – передаточное число передачи (для второй ступени u_2).

Предельно допустимый момент на колесе, при котором обеспечивается выносливость зубьев по напряжениям изгиба, Н·мм,

$$T_F = \frac{z_1 \cdot m_n^2 \cdot b \cdot [\sigma_F] \cdot u}{2K_F Y_F},$$

где z_1 – число зубьев шестерни (для второй ступени z_3); m_n – нормальный модуль зацепления второй ступени, мм; b – ширина колеса (для второй ступени b_4), мм; Y_F – коэффициент формы зуба; для косозубых колес он определяется по эквивалентному числу зубьев, определяемому по формуле $z_{эке} = z_3 / \cos^3 \beta$ (см. табл. 1.4); u – передаточное число (для второй пары u_2); K_F – коэффициент расчетной нагрузки, $K_F = 1,5$; $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба, $[\sigma_F] = 500$ МПа.

Допускаемый момент на выходном валу редуктора рекомендуется определять из условия прочности самого

вала по пониженным допускаемым напряжениям по формуле, Н·мм,

$$T_B = 0,2d_{\text{вых}}^3 \cdot [\tau_{\text{кр}}],$$

здесь $[\tau_{\text{кр}}] = 20$ МПа; $d_{\text{вых}}$ – диаметр выходного вала, мм.

В качестве характеристики редуктора следует принять значение крутящего момента на выходном валу, наименьшее из трех вычисленных, округлив это значение в меньшую сторону.

Порядок выполнения работы

1. Отвинтить болты крепления крышек подшипников, снять крышки и прокладки.
2. Снять крышку корпуса редуктора.
3. Вычертить кинематическую схему редуктора.
4. Замерить параметры редуктора в последовательности, указанной в табл. 1.6.
5. Рассчитать параметры редуктора по формулам и в последовательности, приведённой в табл. 1.7.
6. По методике, приведенной выше, определить допускаемый момент на выходном валу редуктора из условий прочности зубьев по контактным напряжениям, напряжениям изгиба, прочности выходного вала.
7. Определить предельную частоту вращения ведомого вала.
8. Разработать техническую характеристику редуктора.
9. Составить спецификацию редуктора.

Содержание отчета

1. Кинематическая схема редуктора.
2. Измеренные параметры.

Таблица 1.6

Измеренные параметры

Наименование измеряемого параметра	Обозначение, размерность	Значение параметра
Число зубьев шестерни 1 пары	Z_1	
Число зубьев колеса 1 пары	Z_2	
Число зубьев шестерни 2 пары	Z_3	
Число зубьев колеса 2 пары	Z_4	
Межцентровое расстояние 1 пары	a_{w1} , мм	

Окончание табл. 1.6

Наименование измеряемого параметра	Обозначение, размерность	Значение параметра
Межцентровое расстояние 2 пары	a_{w2} , мм	
Ширина колеса 1 пары	b_2 , мм	
Ширина колеса 2 пары	b_4 , мм	
Диаметр входного вала	$d_{вх}$, мм	
Диаметр выходного вала	$d_{вых}$, мм	

3. Определение основных параметров редуктора.

Таблица 1.7

Определение основных параметров редуктора

Наименование параметров	Обозначение, размерность	Расчётная формула	Результат
<i>1 пара</i>			
Модуль торцовый	m_{S1} , мм	$m_{S1} = 2a_{w1}/(z_1 + z_2)$	
Модуль нормальный	m_{n1} , мм	По ГОСТ 9563–60	
Угол наклона зубьев	β_1 , град	$\beta_1 = \arccos m_{n1}/m_{S1}$	
Диаметр делительной окружности шестерни	d_1 , мм	$d_1 = z_1 \cdot m_{S1}$	
Диаметр делительной окружности колеса	d_2 , мм	$d_2 = z_2 \cdot m_{S1}$	
Передаточное число	u_1	$u_1 = z_2/z_1$	
<i>2 пара</i>			
Модуль торцовый	m_{S2} , мм	$m_{S2} = 2a_{w2}/(z_3 + z_4)$	
Модуль нормальный	m_{n2} , мм	По ГОСТ 9563–60	
Угол наклона зубьев	β_2 , град	$\beta_2 = \arccos m_{n2}/m_{S2}$	
Диаметр делительной окружности шестерни	d_3 , мм	$d_3 = z_3 \cdot m_{S2}$	
Диаметр делительной окружности колеса	d_4 , мм	$d_4 = z_4 \cdot m_{S2}$	
Передаточное число	u_2	$u_2 = z_4/z_3$	
Передаточное число редуктора	u	$u = u_1 \cdot u_2$	

4. Расчет номинального крутящего момента на выходном валу.

5. Расчет предельной частоты вращения ведущего вала.

6. Техническая характеристика редуктора:

- тип редуктора;
- передаточное число;

• номинальный крутящий момент на выходном валу, Н·м;

- предельная частота вращения ведущего вала, мин⁻¹;
- способ смазки зубчатых колёс;
- способ смазки подшипников.

7. Спецификация (отдельным документом):

Выводы _____

Работу выполнил _____

Работу принял _____

Контрольные вопросы

1. Каково назначение редукторов? Какими они обладают преимуществами по сравнению с открытыми зубчатыми передачами?

2. Каковы преимущества и недостатки передач с косыми зубьями? Что даёт применение шевронных передач?

3. Что такое модуль передачи? Как он определяется в лабораторной работе?

4. Как определяется передаточное число двухступенчатого редуктора?

5. Что является основной характеристикой нагрузочной способности редуктора? Из каких расчётов в работе она определяется?

6. От чего зависят скоростные возможности редуктора? Как определяется предельная частота вращения входного вала?

Лабораторная работа №2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Цель: ознакомиться с устройством конического редуктора, методикой сборки и регулировки зацепления, определение основных параметров, технической характеристики редуктора.

Оборудование и принадлежности:

1. Редукторы конические.
2. Штангенциркуль.
3. Мел, краска.

Основные положения

Конические зубчатые колеса применяют в передачах, у которых оси валов пересекаются под некоторым углом Σ . Наиболее распространены передачи с $\Sigma = 90^\circ$.

Конические передачи сложнее цилиндрических в изготовлении и монтаже. Для нарезания конических колес требуются специальные станки и специальный инструмент. Кроме допусков на размеры зубьев здесь необходимо выдерживать допуски на углы Σ , δ_1 и δ_2 , а при монтаже обеспечивать совпадение вершин конусов. Выполнить коническое зацепление с той же степенью точности, что и цилиндрическое, значительно труднее. Пересечение осей валов затрудняет размещение опор. Одно из конических колес, как правило, располагают консольно. При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор. Все это приводит к тому, что, по опытным данным, нагрузочная способность конической прямозубой передачи составляет лишь около 0,85 цилиндрической. Несмотря на отмеченные недостатки, конические передачи имеют широкое применение, поскольку по условиям компоновки механизмов иногда необходимо располагать валы под углом.

Конические колеса используют, как правило, в качестве быстроходной ступени, имеющей меньшую осевую нагрузку. Их размещают в жестких корпусах (закрытые

передачи), в которых возможна точная регулировка зацепления.

По ГОСТ 19326–73 зубчатые колеса могут изготавливаться с тремя разновидностями осевой формы зуба:

1. Осевая форма I (рис. 2.1, а) – нормально понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин совпадают, высота ножки зуба пропорциональна конусному расстоянию. Применяют для прямых зубьев, а также ограничено для круговых при $m \geq 2$ мм и $\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 20 \dots 100$.

2. Осевая форма II (рис. 2.1, б) – нормально сужающиеся зубья. Вершина конуса впадин расположена так, что ширина дна впадины колеса постоянная, а толщина зуба по делительному конусу пропорциональна конусному расстоянию. Эта форма обеспечивает оптимальную прочность на изгиб во всех сечениях, позволяет одним инструментом обрабатывать сразу обе поверхности зубьев колеса, что повышает производительность при нарезании зубчатых колес. Является основной для колес с круговыми зубьями. Применяют в массовом производстве.

3. Осевая форма III (рис. 2.1, в) – равновысокие зубья. Образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зубьев постоянна по всей длине. Применяют для неортогональных передач с межосевым углом $\Sigma < 40^\circ$ и круговыми зубьями при $\sqrt{z_1^2 + z_2^2} \geq 60$.

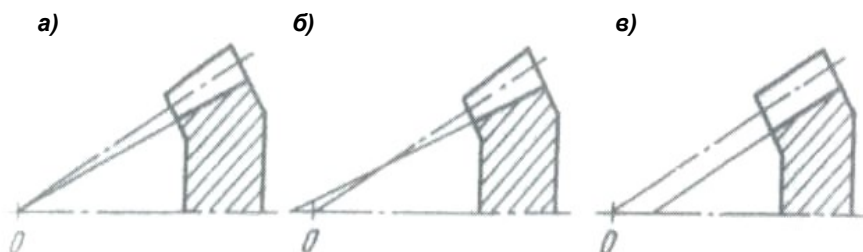


Рис. 2.1. Формы зубьев конических колес

Предельная частота вращения входного вала редуктора зависит от точности изготовления зубчатых зацеплений и может быть определена расчетом исходя из допустимой окружной скорости передачи по формуле, мин^{-1} ,

$$n = \frac{60 v}{\pi \cdot d_1},$$

где v – допускаемая окружная скорость в зацеплении; d_1 – делительный диаметр шестерни входного вала (табл. 2.1).

Таблица 2.1

Области применения и допускаемые скорости передач различной точности

Степень точности	Допускаемые окружные скорости, м/с	Области применения
6 высокоточные	15 (25)*	Делительные механизмы, высокоскоростные редукторы, ответственные передачи автомобилей и станков
7 точные	10 (15)	Редукторы нормального ряда, передачи станков и автомобилей
8 среднеточные	6 (10)	Тихоходные редукторы, грузоподъемные механизмы, передачи тракторов
9 низкоточные	2 (5)	Механизмы с ручным приводом

*в скобках – допускаемые скорости для косозубых передач.

Под *нагрузочной способностью* зубчатого редуктора понимается номинальный крутящий момент на выходном валу, при нагружении которым в состоянии отработать заданный срок службы.

Основными причинами преждевременного выхода из строя являются выкрашивание эвольвентной поверхности зубьев в результате действия контактных напряжений и усталостная поломка зубьев у основания как результат воздействия напряжений изгиба. Предельный момент на колесе, при котором обеспечивается выносливость по контактным напряжениям, можно ориентировочно определить из выражения, Н·мм,

$$T_H = \frac{\left(\frac{[\sigma_H] \cdot u \cdot (R_e - 0,5 b)}{335} \right)^2 \cdot b}{K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}},$$

где $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, МПа, $[\sigma_H] = 500$ МПа; R_e – внешнее конусное расстояние; u – переда-

точное число передачи; b – ширина колеса, мм; K_H – коэффициент расчетной нагрузки, учитывающий концентрацию напряжений и динамичность нагрузки, $K_H = 1,3$.

Предельно допустимый момент на колесе, при котором обеспечивается выносливость зубьев по напряжениям изгиба, Н·мм,

$$T_F = \frac{[\sigma_F] \cdot g_F \cdot b \cdot d_2 \cdot m}{2 K_F \cdot Y_{Fs}}$$

где $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба, $[\sigma_F] = 500$ МПа; g_F – коэффициент ослабления; рекомендуется $g_F = 0,85$; b – ширина колеса второй ступени; m – нормальный модуль зацепления второй ступени; K_F – коэффициент расчетной нагрузки, $K_F = 1,5$; Y_{Fs} – коэффициент формы зуба.

Допускаемый момент на выходном валу редуктора рекомендуется определять из условия прочности самого вала по пониженным допускаемым напряжениям по формуле, Н·мм,

$$T_B = 0,2 d_{вых}^3 \cdot [\tau_{кр}],$$

здесь $[\tau_{кр}] = 20$ МПа; $d_{вых}$ – диаметр выходного вала, мм.

В качестве характеристики редуктора следует принять значение крутящего момента на выходном валу, наименьшее из трех вычисленных, округлив это значение в меньшую сторону.

Порядок выполнения работы

1. Разобрать редуктор по узлам и деталям. При разборке подшипники качения и коническое колесо с вала не снимать.

2. Ознакомиться с конструкцией редуктора, назначением узлов и деталей.

3. Составить кинематическую схему редуктора.

4. Замерить параметры редуктора в последовательности, указанной в табл. 2.1.

5. Определить основные параметры редуктора по формулам, приведенным в табл. 2.2.

6. По методике, приведенной выше, определить допускаемый момент на выходном валу редуктора из усло-

вий прочности зубьев по контактными напряжениями, напряжениями изгиба, прочности выходного вала.

7. Определить предельную частоту вращения ведомого вала.

8. Разработать техническую характеристику редуктора.

9. Составить спецификацию редуктора.

Содержание отчета

1. Кинематическая схема конического редуктора.

2. Измеренные параметры редуктора.

Таблица 2.1

Измеренные параметры редуктора

Наименование параметров	Обозначение, размерность	Значение параметров
Число зубьев шестерни	Z_1	
Число зубьев колеса	Z_2	
Ширина зубчатого венца	b , мм	
Внешняя высота зуба	h_e , мм	
Диаметр выходного вала	$d_{вых}$, мм	

3. Расчетные параметры редуктора.

Таблица 2.2

Расчетные параметры редуктора

Наименование параметров	Обозначение, размерность	Расчетная формула	Результат
Передаточное число редуктора	u	$u = Z_2/Z_1$	
Стандартное значение		u^{cm}	
Внешнее корпусное расстояние	R_e , мм	$R_e = b/\varphi_{bRe}$ ($\varphi_{bRe} = 0,285$)	
Углы делительных конусов	δ_1, δ_2 , град	$\delta_2 = \arctg u^{cm}$	
		$\delta_1 = 90 - \delta_2$	
Внешние делительные диаметры	d_e , мм	$d_{e1} = 2R_e \cdot \sin \delta_1$	
		$d_{e2} = 2R_e \cdot \sin \delta_2$	

Наименование параметров	Обозначение, размерность	Расчетная формула	Результат
Стандартное значение		d_{e1}^{cm}	
		d_{e2}^{cm}	
Внешний окружной модуль	m_e	$m_e = 2R_e / \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
		$m_e = d_{e1}^{cm} / z_1$	
		$m_e = d_{e2}^{cm} / z_2$	
		$m_e = h_e / 2,2$	
Стандартное значение		m_e^{cm}	

4. Расчет номинального крутящего момента на выходном валу.

5. Расчет предельной частоты вращения ведущего вала.

6. Техническая характеристика редуктора:

- тип редуктора;
- передаточное число;
- номинальный крутящий момент на выходном валу, Н·м;
- предельная частота вращения ведущего вала, мин⁻¹;
- способ смазки зубчатых колес;
- способ смазки подшипников.

7. Спецификация (отдельным документом):

Выводы _____

Работу выполнил _____

Работу принял _____

Контрольные вопросы

1. В каких случаях применяют коническую передачу? Назовите примеры.

2. Что необходимо контролировать при сборке конических редукторов?

3. Назовите основные формы зубьев в конической передаче?

4. Какие конические колеса бывают по направлению зубьев?

5. В качестве какой передачи располагают коническую передачу в многоступенчатых редукторах?

6. Из-за каких сил усложняется конструкция опор? Почему?

7. Назовите основной недостаток конической передачи.

Лабораторная работа №3 **ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА**

Цель: ознакомиться с устройством червячного редуктора, методикой сборки и регулировки зацепления, определить основные параметры, технические характеристики редуктора.

Оборудование и принадлежности:

1. Редуктор червячный.
2. Штангенциркуль.
3. Мел, краска.

Основные положения

Червячный редуктор – это механизм, который состоит из одной или нескольких червячных передач, выполненный в виде отдельного узла и служащий для передачи крутящего момента от двигателя к рабочей машине. Назначение редуктора – понижать угловую скорость (соответственно – повышать крутящий момент) при передаче вращения от двигателя к рабочему органу.

Червячные редукторы составляют отдельную группу в классе редукторов. Главное преимущество червячной передачи перед зубчатой заключается в возможности осуществить значительное понижение угловой скорости в одной ступени до 80 раз, для чего требуется трехступенчатый цилиндрический редуктор. Существенным преимуществом червячной передачи является также плавность и бесшумность ее работы. Основным недостатком передачи – сравнительно низкий КПД ($\eta = 0,65-0,92$) и, как следствие, большое тепловыделение при работе.

Основными деталями червячного редуктора являются червяк и червячное колесо. Червяк выполняется из стали, поверхность витков его обычно шлифуется, а нередко и полируется. При этом повышается КПД, уменьшается вероятность «намазывания» материала колеса на червяк, повышается нагрузочная способность редуктора. Следует отметить, что довольно распространенные архимедовы червяки шлифовке не поддаются, в связи с чем они не подвергаются и закалке.

Червячные колеса, как правило, выполняется составными. Ступица выполняется из серого чугуна, на нее насаживается с натягом венец из бронзы. При нагреве вследствие большего коэффициента линейного расширения бронзы соединение может ослабнуть, поэтому в стык венца и ступицы ввинчиваются винты, выполняющие функцию шпонок.

Опоры червяка и вала колеса ввиду значительных осевых сил выполняются с применением радиально-упорных подшипников качения. При больших расстояниях между опорами червяка, при частом реверсировании и высокой температуре нагрева осевую фиксацию в обоих направлениях осуществляют в одной опоре (ставят 2 радиально-упорных подшипника), а другую опору делают плавающей с радиальным подшипником.

Среди вариантов расположения червячной пары в редукторах наибольшее распространение имеют схемы с нижним и верхним расположением червяка (оси червяка и червячного колеса горизонтальны).

Заливка масла в картер редуктора производится через смотровое окно, расположенное в верхней части крышки редуктора. При работе редуктора смотровое окно закрывается крышкой. Во избежание повышения давления внутри редуктора при нагреве в крышке люка устраивается отдушина, через которую полость редуктора общается с атмосферой (в противном случае воздух выдавливался бы через уплотнения, образуя масляные подтеки). Ввиду отмеченного выше большого тепловыделения при работе червячного редуктора серьезное внимание уделяется его охлаждению. Для увеличения теплоотвода стенки корпуса делают обычно ребристыми.

При монтаже редукторов важно обеспечить правильное расположение червяка и червячного колеса, что достигается за счет регулировочных прокладок на валу колеса, под крышками подшипников.

Промышленность выпускает централизованно три типа червячных редукторов:

1. Редукторы червячные одноступенчатые универсальные обдуваемые типа Ч (Ч-40, Ч-63, Ч-80, Ч-100, Ч-125, Ч-160) с передаточными числами от 8 до 80. Редук-

торы снабжены центробежным вентилятором, установленным на валу червяка.

2. Редукторы червячные одноступенчатые универсальные типа РЧУ (РЧУ–40А, РЧУ–63А, РЧУ–80А, РЧУ–100) с передаточным числом от 8 до 80.

3. Редукторы червячные двухступенчатые типа Ч2 (Ч2–80, Ч2–125, Ч2–160) с передаточным числом от 100 до 6300 ($\eta = 0,75-0,16$).

Под нагрузочной способностью редуктора понимается номинальный крутящий момент на выходном валу, при нагружении которым в состоянии обработать заданный срок службы, Н·мм,

$$T_H = \frac{d_1}{K} \cdot \left(\frac{d_2}{475} \cdot [\sigma_H] \right)^2,$$

где d_1 , d_2 – делительные диаметры червяка и колеса соответственно, мм; K – коэффициент нагрузки, $K = 1,2$; $[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение, $[\sigma_H] = 150$ МПа.

Предельно допустимый момент на колесе, при котором обеспечивается выносливость зубьев по напряжениям изгиба, Н·мм,

$$T_F = \frac{z_2 \cdot b_2 \cdot m^2}{1,2 \cdot K \cdot Y_F} \cdot [\sigma_F],$$

где z_2 – число зубьев колеса; b_2 – ширина зубчатого венца колеса, мм; m – модуль передачи; K – коэффициент нагрузки; Y_F – коэффициент формы зуба; $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение изгиба, $[\sigma_F] = 50$ МПа.

Допускаемый момент на выходном валу редуктора рекомендуется определять из условия прочности самого вала по пониженным допускаемым напряжениям по формуле, Н·мм,

$$T_B = 0,2d_{вых}^3 \cdot [\tau_{кр}],$$

здесь $[\tau_{кр}] = 20$ МПа; $d_{вых}$ – диаметр выходного вала, мм.

В качестве характеристики редуктора следует принять значение крутящего момента на выходном валу, наименьшее из трех вычисленных, округлив это значение в меньшую сторону.

Порядок выполнения работы

1. Разобрать редуктор по узлам и деталям. При разборке подшипники качения и червячное колесо с вала не снимать.
2. Ознакомиться с конструкцией редуктора, назначением узлов и деталей.
3. Составить кинематическую схему редуктора.
4. Замерить параметры редуктора в последовательно-указанной в табл. 3.1.
5. Определить основные параметры редуктора по формулам, приведенным в табл. 3.2.
6. Составить спецификацию редуктора.

Содержание отчета

1. Кинематическая схема червячного редуктора.
2. Измеренные параметры редуктора.

Таблица 3.1

Измеренные параметры редуктора

Наименование параметров	Обозначение, размерность	Значение параметров
Межосевое расстояние	a_w , мм	
Осевой шаг червяка	P , мм	
Число заходов червяка	z_1	
Наружный диаметр червяка	d_{a1} , мм	
Число зубьев червячного колеса	z_2	
Ширина зубчатого венца колеса	b_2 , мм	
Диаметр выходного вала	$d_{вых}$, мм	

3. Расчётные параметры редуктора.

Таблица 3.2

Расчётные параметры редуктора

Наименование параметров	Обозначение, размерность	Расчётная формула	Результат
Передаточное число редуктора	u	$u = z_2 / z_1$	
Модуль зацепления	m , мм	$m = P / \pi$	
Диаметр делительного цилиндра червяка	d_1 , мм	$d_1 = d_{a1} - 2m$	
Относительная толщина червяка	q	$q = d_1 / m$	

Окончание табл. 3.2

Наименование параметров	Обозначение, размерность	Расчётная формула	Результат
Угол подъёма витков червяка по делительному цилиндру	γ , град	$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q + 2x}\right)$	
Диаметр делительного цилиндра червячного колеса	d_2 , мм	$d_2 = z_2 m$	
Коэффициент смещения при нарезании	x	$x = \frac{a_w}{m} - \frac{z_2 + q}{2}$	
Угол трения при работе зацепления, определяемый по величине скорости скольжения u_s (принять частоту вращения вала червяка $n = 16 \text{ мин}^{-1}$)	φ , град	$u_s = \frac{u_1}{\cos \gamma}$ $u_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2}$ $\omega_1 = \frac{\pi \cdot n}{30}$	
КПД редуктора	η	$\eta = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\varphi + \gamma)}$	

4. Расчет номинального крутящего момента на выходном валу.

5. Расчет предельной частоты вращения ведущего вала.

6. Техническая характеристика редуктора:

- тип редуктора;
- передаточное число;
- номинальный крутящий момент на выходном валу,

Н·м;

- предельная частота вращения ведущего вала, мин^{-1} ;

- способ смазки зубчатых колес;

- способ смазки подшипников.

7. Спецификация (отдельным документом):

Выводы _____

Работу выполнил _____

Работу принял _____

Контрольные вопросы

1. Назовите основные преимущества и недостатки червячных редукторов.

2. Какие параметры оказывают влияние на КПД червячного редуктора?

3. Как определяется передаточное число червячной пары? Пределы изменения передаточного числа для силовых пар?

4. Для чего в червячных редукторах предусматривается отдушина?

5. Как проверяется правильность установки червячного колеса относительно червяка?

6. Как производится регулировка зацепления?

7. Какие типы червячных редукторов выпускаются централизованно?

8. Что называется относительной толщиной червяка? На что оказывает влияние величина q ?

Лабораторная работа №4

КЛАССИФИКАЦИЯ И УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. ПРАКТИЧЕСКИЙ ПОДБОР (РАСЧЕТ) ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель: изучить конструкцию подшипников качения, систему условных обозначений, методику практического подбора (расчета) подшипников качения.

Оборудование и принадлежности:

1. Набор подшипников качения.
2. Штангенциркуль.

Основные положения

Подшипники качения состоят из наружного и внутреннего колец, тел качения (шариков или роликов), которые катятся по дорожкам качения колец, и сепаратора, разделяющего шарики или ролики, обеспечивая их равномерное распределение.

Подшипники качения стандартизованы, производство их сосредоточено на специализированных заводах. Отечественная промышленность изготавливает подшипники качения свыше 1000 типоразмеров в диапазоне наружных диаметров от 1 мм до 2,6 м и массой от 0,5 г до 3,5 т.

По сравнению с подшипниками скольжения подшипники качения имеют ряд достоинств. У них, как правило, меньше моменты сил трения, меньше тепловыделение и

нагрев, незначителен расход смазочных материалов. Они более просты в обслуживании. Эти преимущества подшипников качения обеспечили им самое широкое распространение в различных областях машиностроения.

Наряду с этим подшипники качения имеют свои недостатки. Это невысокая долговечность при больших скоростях и нагрузках, ограниченная способность воспринимать ударные нагрузки, сравнительно большие габариты по диаметру.

Система условных обозначений подшипников предусмотрена ГОСТ 3189–89. Обозначение подшипников состоит из цифр, условно характеризующих его в отношении посадочного диаметра на вал, серии, типа, конструктивных особенностей. В условном обозначении, в общем случае включающем до семи цифр, первые две цифры справа указывают диаметр вала в месте посадки подшипника. Для подшипника, внутренний диаметр которого 20 мм и более, эти цифры являются частными от деления размера диаметра на 5. Так, например, подшипник 218 имеет посадочный диаметр на вал 90 мм.

Для подшипников, внутренний диаметр которых от 10 до 20 мм, две последние цифры имеют следующие значения:

Условное обозначение диаметра	00	01	02	03
Номинальный посадочный диаметр подшипника на вал, мм	0	12	15	17

Для малых подшипников с внутренним диаметром до 9 мм включительно первая цифра справа указывает фактический размер внутреннего диаметра в мм, причем в этом случае седьмой цифрой справа является 0.

Третья цифра справа указывает серию подшипника по диаметру тел качения, при этом 9 – сверхлегкая серия, 1 – особо легкая, 2 – легкая, 3 – средняя и 4 – тяжелая.

Пятая и шестая цифры указывают конструктивные особенности подшипника (неразборный, с защитной шайбой, с закрепительной втулкой, величину угла контакта и др.).

Седьмая цифра справа указывает серию подшипника по ширине или по длине тел качения (роликов, иголок).

ГОСТом установлены следующие классы точности подшипников качения: 0 – нормальный, 6 – повышенный, 5 – высокий, 4 – особо высокий, 2 – сверх высокий. Цифру, обозначающую класс точности, ставят слева от условного обозначения подшипника и отделяют от него через тире. Например, 6–206 означает радиальный шариковый однорядный подшипник легкой серии с номинальным диаметром 30 мм, класса точности 6 (класс точности 0 в обозначении не указывается).

Тип подшипника указывается четвертой цифрой справа (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Классификация типов подшипников

Тип подшипника	Условное обозначение
Радиальный шариковый однорядный	0
Радиальный шариковый двухрядный сферический	1
Радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Радиальный роликовый двухрядный сферический	3
Роликовый с длинными цилиндрическими роликами или иглами	4
Роликовый с витыми роликами	5
Радиально-упорный шариковый	6
Радиально-упорный с коническими роликами	7
Упорный шариковый	8
Упорный роликовый	9

При выборе типоразмера подшипника для заданных условий работы необходимо учитывать:

1) величину и направление нагрузки (радиальная, осевая или комбинированная);

2) частоту вращения вращающегося кольца;

3) особые требования к подшипнику, вытекающие из условий его эксплуатации (самоустанавливаемость, способность обеспечивать осевые перемещения вала, требования к жесткости или к точности вращения);

4) желательные соотношения размеров подшипника (ширине и наружному диаметру);

5) стоимость подшипника и проектируемого узла в целом.

При этом конструктору следует прежде всего ориентироваться на применение простого в эксплуатации радиального шарикоподшипника. Применение других типов должно быть оправдано условиями эксплуатации и экономическими соображениями. Если нет особых требований к скорости и точности вращения, следует применять подшипники класса точности 0.

Подбор (расчет) подшипников качения. Подбор подшипников качения производится в зависимости от условий работы по двум критериям: динамической и статической грузоподъемности.

По динамической грузоподъемности (или по долговечности, ресурсу) подбираются подшипники, вращающиеся с частотой $n > 1 \text{ мин}^{-1}$, которые могут выйти из строя вследствие износа (выкрашивания) дорожек. Под динамической грузоподъемностью при этом подразумевается такая приведенная постоянная нагрузка, которую 90% идентичных подшипников смогут выдержать без заметного износа в течение одного миллиона оборотов.

Значения динамической грузоподъемности C для различных типоразмеров подшипников указаны в каталогах.

Под приведенной нагрузкой P для радиальных и радиально-упорных подшипников подразумевают такую постоянную радиальную нагрузку, действующую на подшипник с вращающимся внутренним кольцом, при которой ресурс и надежность подшипников будут такими же, как при действительных условиях эксплуатации.

Для радиальных и радиально-упорных подшипников приведенная нагрузка определяется по формуле:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot k_o \cdot k_T, \quad (1)$$

где F_r и F_a – радиальная и осевая нагрузки соответственно; X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок; V – коэффициент вращения (при вращающемся относительно вектора F_r внутреннем кольце $V = 1$, наружном

кольце $V = 1,2$); k_σ – коэффициент безопасности; k_T – температурный коэффициент.

Для радиальных подшипников при $F_a = 0$:

$$P = V \cdot F_r \cdot k_\sigma \cdot k_T, \quad (X = 1). \quad (2)$$

При $F_a \neq 0$ значение X и Y определяют в зависимости от соотношения F_a/C_o и параметра e .

Выбор (расчет) подшипников по динамической грузоподъемности. Целесообразно расчет выполнять как проверочный для предварительно выбранного номера подшипника. Последовательность действий при этом следующая:

1. Намечают конкретный номер подшипника. Две последние цифры берем по внутреннему диаметру d , третью цифру справа сначала берем для легкой серии, а если долговечность оказалась недостаточной, то серию выше, четвертую цифру справа находим исходя из соотношения осевой силы к радиальной: если $\frac{F_a}{F_r} \leq 0,25$, то берем 0 тип

подшипника; если $\frac{F_a}{F_r} \geq 0,25$, то берем 6 или 7 тип подшипника.

2. Определяют величину приведенной нагрузки P по формуле (1).

3. Подбирают из каталога величину динамической грузоподъемности выбранного подшипника C .

4. Определяют расчетную долговечность выбранного подшипника L (в млн. об) по формуле:

$$L = (C/p)^m,$$

где $m = 3$ – для шариковых подшипников; $m = 3,33$ – для роликовых подшипников.

5. Подсчитывают ресурс работы подшипника, ч,

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n},$$

где n – частота вращения подшипника, мин⁻¹.

6. Если ресурс подшипника недостаточный, подбирают подшипник более тяжелой серии или другого типа и расчеты повторяют.

Порядок выполнения работы

1. Выписать буквенные и цифровые условные обозначения 8–10 подшипников и расшифровать. Все данные занести в табл. 4.2.

2. Подобрать шарикоподшипник для вала при следующих условиях (табл. 4.1).

Таблица 4.1

Расчетные данные

1 звено	2 звено	3 звено	4 звено
$d = 50$ мм	$d = 55$ мм	$d = 45$ мм	$d = 60$ мм
$F_r = 6000$ Н	$F_r = 4000$ Н	$F_r = 2300$ Н	$F_r = 8000$ Н
$F_a = 1000$ Н	$F_a = 2200$ Н	$F_a = 1100$ Н	$F_a = 900$ Н
$n = 800$ мин ⁻¹	$n = 1000$ мин ⁻¹	$n = 1250$ мин ⁻¹	$n = 500$ мин ⁻¹
$L_h = 12500$ ч	$L_h = 10000$ ч	$L_h = 8000$ ч	$L_h = 10000$ ч
$V = 1$	$V = 1$	$V = 1$	$V = 1$
$k_\sigma = 1$	$k_\sigma = 1$	$k_\sigma = 1,2$	$k_\sigma = 1,3$
$k_T = 1$	$k_T = 1$	$k_T = 1,1$	$k_T = 1,15$

Содержание отчета

1. Расшифровка обозначения подшипников.

Таблица 4.2

Расшифровка обозначения подшипников

№ п/п	Условное обозначение	Посадочный диаметр на вал, мм	Наружный диаметр, мм	Расшифровка

2. Расчет подшипника.

Выводы _____

Работу выполнил _____

Работу принял _____

Контрольные вопросы

1. Каковы преимущества подшипников качения в сравнении с подшипниками скольжения?
2. Что включает система условных обозначений подшипников качения?
3. Каковы критерии расчёта подшипников качения?
4. Что называется динамической грузоподъёмностью подшипников качения?
5. От каких факторов зависит приведённая нагрузка подшипников качения?
6. Какова цель расчётов подшипников качения по динамической грузоподъёмности?

Лабораторная работа №5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗЬБ

Цель: ознакомиться с конструкцией наиболее распространенных типов резьб, областями их эффективного применения, определить основные параметры резьб непосредственным измерением и расчетным путем.

Оборудование и принадлежности:

1. Комплект.
2. Штангенциркуль.
3. Резьбомер.

Основные положения

Резьба получается при перемещении плоского контура определенной формы по винтовой линии. Полученные между канавками выступы называются витками резьбы. Резьбы классифицируются по ряду признаков:

1. По направлению винтовой линии различают:

- правую резьбу;
- левую резьбу.

У правой резьбы винтовая линия при взгляде слева направо идет вверх, а у левой – вниз. Основной является правая резьба, левая применяется в особых случаях.

2. По количеству ниток различают:

- однозаходную резьбу;

- двухзаходную резьбу;
- многозаходную резьбу.

В качестве крепежных резьб применяются исключительно однозаходные резьбы как наиболее надежные в отношении предохранения от самоотвинчивания.

3. По форме профиля резьбы различают:

- треугольные;
- трапецеидальные;
- прямоугольные;
- круглые.

4. По назначению резьбы делятся:

- на крепежные (метрическая, дюймовая, резьба винтов для дерева);
- крепежно-уплотняющие (трубная, круглая, коническая);
- ходовые (трапецеидальная симметричная, трапецеидальная несимметричная или упорная, прямоугольная).

Основные геометрические параметры резьбы приведены на рис. 5.1.

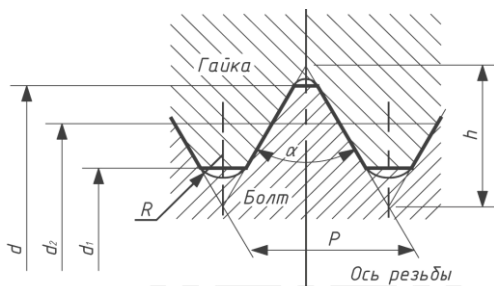


Рис. 5.1. Основные размеры метрической резьбы (ГОСТ 8724–81):
 h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются витки винта и гайки; d – наружный диаметр (основной); d_1 – внутренний диаметр; $d_2 = (d + d_1)/2$ – средний диаметр резьбы (диаметр воображаемого цилиндра, поверхность которого пересекает резьбу в месте, где ширина выступа равна ширине впадины, приближенно); P – шаг резьбы (расстояние между одноименными точками двух соседних витков, измеренное в направлении оси); α – угол профиля резьбы

Кроме указанных параметров, следует отметить также: S – ход резьбы (величина поступательного перемещения гайки за один оборот); для однозаходной резьбы $S = P$,

для многозаходных $S = n \cdot P$, где n – число заходов; ψ – угол подъема резьбы, образованный касательной к винтовой линии по среднему диаметру с плоскостью, перпендикулярной оси резьбы.

Схема к определению угла ψ приведена на рис. 5.2.

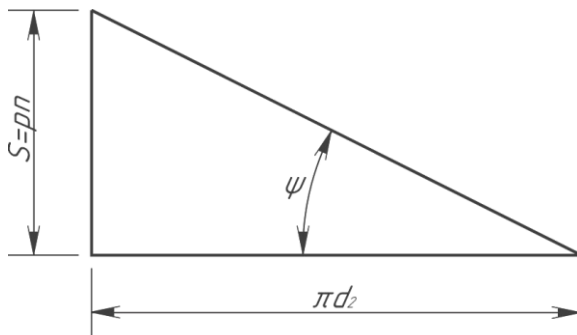


Рис. 5.2. Схема к определению угла подъёма витков резьбы

Из схемы следует, что $\psi = \arctg(Pn/\pi d_2)$, она представляет собой развёртку одного витка резьбы (πd_2 – это длина окружности цилиндра среднего диаметра в сечении, перпендикулярном оси резьбы; S – перемещение витка в осевом направлении за один оборот); φ – угол трения в резьбе, зависящий от действительного коэффициента трения f и угла профиля α .

На рис. 5.3 представлены схемы к определению углов трения в треугольной и прямоугольной резьбе.

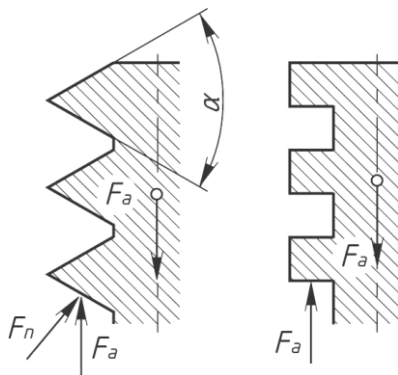


Рис. 5.3. К определению сил трения в треугольной и прямоугольной резьбе

Осевая сила F_a воспринимается гайкой через элементарные нормальные силы, распределённые по поверхности резьбы. Считая условно эти силы сосредоточенными, получим выражение для определения силы трения в резьбе (направленной по касательной).

Для прямоугольной резьбы

$$F_{TP} = F_a \cdot f.$$

Для треугольной резьбы

$$F_{TP} = F_n \cdot f = \frac{F_a \cdot f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = F_a \cdot f',$$

где f – действительный коэффициент трения; $f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$ – фиктивный (приведённый) коэффициент трения в резьбе.

Для метрической резьбы

$$\cos \frac{\alpha}{2} = \cos \frac{60^\circ}{2} = 0,867,$$

следовательно,

$$f' = \frac{f}{0,867} = 1,16 \cdot f,$$

то есть трение в ней примерно на 16% больше, чем в прямоугольной.

Для трапецеидальной резьбы

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{30^\circ}{2}} = 1,04 \cdot f.$$

Для упорной резьбы

$$f' = \frac{f}{\cos 3^\circ} \approx f.$$

Угол трения в резьбе определяется по формуле:

$$\varphi = \arctg f'.$$

Сопоставление двух углов, угла трения φ и угла подъема резьбы ψ , позволяет судить о наличии или отсутствии самоторможения в резьбе и КПД резьбовой пары.

Условие самоторможения в резьбе имеет вид:

$$\psi < \varphi.$$

В стандартных крепёжных резьбах (метрическая резьба) угол подъема составляет $1^{\circ}30' \dots 4^{\circ}$, а угол трения может меняться в диапазоне $6^{\circ} \dots 16^{\circ}$ (что соответствует коэффициенту трения $0,1 \dots 0,3$). Следовательно, все крепежные резьбы – самотормозящие. Ходовые резьбы могут быть как самотормозящими (например, в домкратах), так и без самоторможения.

КПД винтовой пары определяется по формуле:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\varphi + \psi)}.$$

Нетрудно убедиться из формулы, что увеличение угла подъема способствует увеличению КПД.

Дюймовая резьба в России применяется для замены деталей машин, импортированных из стран, в которых действует дюймовая система мер. В дюймовой резьбе вместо шага задается число ниток на 1 дюйм (1 дюйм = 25,4 мм), угол профиля резьбы $\alpha = 55^{\circ}$.

Резьба винтов для дерева (шурупов) выполняется с шагом, значительно превосходящим толщину витка у основания, что позволяет обеспечить в определенной степени равнопрочность резьбы и соединяемой детали, обычно менее прочной. Трапецеидальная резьба является основной резьбой для передач винт-гайка. Она технологична, более прочна по сравнению с прямоугольной, имеет меньшие потери на трение, чем метрическая. Кроме того, данная резьба позволяет компенсировать износ и устранить люфт в сопряжении. Упорная резьба имеет несимметричный трапецеидальный профиль. Применяется для винтов, воспринимающих одностороннюю осевую нагрузку (в прессах, нажимных устройствах, домкратах, грузовых крюках и т.д.).

Круглая резьба применяется для винтов, воспринимающих большие динамические нагрузки, в тонкостенных

изделиях (цоколях электроламп, частях противогазов). Круглая резьба удобна для изготовления литьем, выдавливанием и накаткой.

Метрическая резьба является основной крепежной резьбой и стандартизирована в пределах диаметров 1–68 мм (основная метрическая) и 1–600 мм (мелкая метрическая).

В общем машиностроении основное применение имеют крупные резьбы как менее чувствительные к ошибкам изготовления и износу. Метрические резьбы с мелким шагом меньше ослабляют стержень винта, легче надрезаются, имеют большую надежность от самоотвинчивания вследствие меньшего угла подъема. По этим причинам мелкие резьбы находят применение для динамически нагруженных деталей, а также полых и тонкостенных.

При назначении типа резьб принимают во внимание прочность, величину трения в резьбе, технологичность (простоту изготовления).

Так, например, крепёжная резьба должна обладать высокой прочностью, большим трением, предохраняющим крепёжные детали от самоотвинчивания. Этим требованиям более полно удовлетворяет метрическая резьба.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с резьбами, входящими в комплект, определить их типы, ознакомиться со стандартами на резьбы.

2. Замерить или определить основные параметры резьб (d , P , n , a).

3. Определить расчетным путем d_2 , ψ , φ . Средний диаметр резьбы определяется по формулам:

- для прямоугольной и трапецеидальной резьб

$$d_2 = d - 0,5P;$$

- упорной резьбы

$$d_2 = d - 0,75P;$$

- метрической резьбы

$$d_2 = d - 0,65P.$$

4. Для ходовых резьб определить η (при этом принять $f = 0,1$ при наличии смазки).

5. Дать условные обозначения резьб в соответствии со стандартами.

6. Результаты замеров и расчетов свести в табл. 5.1.

7. Сделать вывод о наличии или отсутствии самоторможения в резьбе, о назначении резьб.

Содержание отчёта

1. Оформление табл. 5.1.

Таблица 5.1

Характеристики резьб

Тип резьбы	Стандарт	d , мм	d_2 , мм	p , мм	n	Ψ , град	ϕ , град	η	Обозначение резьбы по стандарту

2. Выводы _____

Работу выполнил _____

Работу принял _____

Контрольные вопросы

1. По каким признакам производится классификация резьб?

2. Какое значение имеет самоторможение в резьбе? Какие факторы оказывают влияние на самоторможение?

3. В какой резьбе минимальные потери на трение? В какой наибольшие?

4. По какой причине прямоугольная резьба не стандартизирована и не рекомендуется для применения в серийном производстве?

5. Назовите области применения трапецеидальной и упорной резьб?

6. Какие основные факторы учитываются при выборе типа резьб?

7. Чем объясняется выбор треугольной метрической резьбы в качестве основной крепёжной?

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора машиностроителя: в 3 т./ В.И. Анурьев. – Москва: Машиностроение, 1992. – 816 с. – Текст: непосредственный.
2. Анфимов, М.И. Редукторы: конструкция и расчет/ М.И. Анфимов. – Москва: Машиностроение, 1993. – 462 с. – Текст: непосредственный.
3. Балдин, В.А. Детали машин и основы конструирования. Передачи: учеб. пособие / В.А. Балдин, В.В. Галевко. – Москва: Академкнига, 2006. – Текст: непосредственный.
4. Бейзельман, Р.Д. Подшипники качения: справочник/ Р.Д. Бейзельман, Б.В. Цынкин, Л.Я. Перель. – Москва: Машиностроение, 1975. – 574 с. – Текст: непосредственный.
5. Гузенков, П.Г. Детали машин: учебник / П.Г. Гузенков. – Москва: Высшая школа, 1986. – 359с. – Текст: непосредственный.
6. Гулиа, Н.В. Детали машин: учебник / Н.В. Гулиа, В.Г. Клоков. – Санкт-Петербург: Лань, 2010. – Текст: непосредственный.
7. Гуревич, Ю.Е. Детали машин и основы конструирования: учебник / Ю.Е. Гуревич, М.Г. Косов, А.Г. Схиртладзе. – Москва: Академия, 2012. – Текст: непосредственный.
8. Чернилевский, Д.В. Детали машин и основы проектирования. учеб. пособие / Д.В. Чернилевский. – В 4-х кн. – Москва: Машиностроение, 2012. – Текст: непосредственный.
9. Детали машин: атлас конструкций: учеб. пособие / под ред. Д.Н. Решетова. В 2 ч. – Москва: Машиностроение, 1992. – 352 с. – Текст: непосредственный.
10. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник/ М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – Москва: Высшая школа, 2003. – 408 с. – Текст: непосредственный.
11. Скойбеда, А.Т. Детали машин и основы конструирования: учебник / А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин. – Минск, 2006. – Текст: непосредственный.
12. Тимофеев, С.И. Детали машин: учеб. пособие / С.И. Тимофеев. – Ростов-на-Дону: Феникс, 2007. – Текст: непосредственный.
13. Тюняев, А.В. Детали машин: учебник / А.В. Тюняев, В.П. Звездаков, В.А. Вагнер. – 2-е изд., испр. и доп. – Санкт-Петербург: Лань, 2013. – 736 с. – Текст: непосредственный.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	3
<i>Лабораторная работа №1. Определение основных параметров, составление технической характеристики и спецификации цилиндрического редуктора</i>	4
<i>Лабораторная работа №2. Определение основных параметров конического редуктора</i>	12
<i>Лабораторная работа №3. Определение основных параметров червячного редуктора</i>	18
<i>Лабораторная работа №4. Классификация и условные обозначения подшипников качения. Практический подбор (расчет) подшипников качения</i>	23
<i>Лабораторная работа №5. Определение основных параметров резьб</i>	29
Библиографический список	36

Компьютерная верстка Т.В. Телелева

Темплан ФГБОУВО «ЗГУ» 2022 г. Поз. 34. Подписано в печать 29.09.2022.
Формат 60x84 1/16. Бум. для копир.-мн.ап. Гарнитура *Bookman Old Style*.
Печать плоская. Усл.п.л. 2,4. Уч.-изд.л. 2,4. Тираж 30 экз. Заказ 22.

663310, Норильск, ул. 50 лет Октября, 7. E-mail: RIO@norvuz.ru

Отпечатано с готового оригинал-макета в отделе ЦИТ ФГБОУВО «ЗГУ»