

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА. ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторный практикум

*Рекомендовано
учебно-методическим объединением
по химико-технологическому образованию в качестве
учебно-методического пособия для студентов
учреждений высшего образования
по химико-технологическим специальностям*

Минск 2022

УДК 621.81(076.5)(075.8)

ББК 34.44я73

П75

А в т о р ы :

С. Е. Бельский, А. В. Блохин, М. Н. Пищов, А. М. Лось,

Ф. Ф. Царук, А. И. Сурус

Р е ц е н з е н т ы :

кафедра механики материалов и деталей машин

УО «Белорусский государственный аграрный технический

университет» (кандидат технических наук, доцент,

заведующий кафедрой *В. Н. Основин*);

кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры

«Машиноведение и детали машин» Белорусского национального

технического университета *В. Л. Николаенко*

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

Прикладная механика. Детали машин. Лабораторный
П75 **практикум** : учеб.-метод. пособие для студентов химико-технологических специальностей / С. Е. Бельский [и др.]. – Минск : БГТУ, 2022. – 200 с.

ISBN 978-985-530-966-7.

В учебно-методическое пособие включено 12 лабораторных работ, охватывающих основные разделы учебной дисциплины «Прикладная механика (раздел “Детали машин”)». В издании приведены общие сведения о наиболее распространенных механических передачах, соединениях, валах, подшипниках, а также транспортирующих машинах, применяемых на предприятиях различных отраслей промышленности. В каждой работе сформулированы цель и задачи, даны общие сведения об изучаемых объектах, изложены рекомендации по выполнению лабораторных работ, приведены необходимые справочные материалы, содержание отчета, контрольные вопросы и задания.

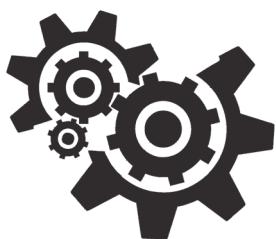
Пособие может быть рекомендовано студентам других специальностей, изучающим аналогичные дисциплины.

УДК 621.81(076.5)(075.8)

ББК 34.44я73

ISBN 978-985-530-966-7

© УО «Белорусский государственный технологический университет», 2022



ПРЕДИСЛОВИЕ

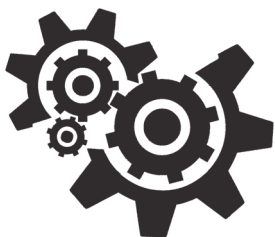
Раздел «Детали машин» является логическим завершением учебной дисциплины «Прикладная механика», позволяющим объединить предшествующие разделы реальными объектами проектирования.

Основные теоретические, практические положения и лабораторные работы, приведенные в настоящем издании, направлены на использование студентами знаний, полученных на лекционных, практических занятиях и при самостоятельном изучении, и позволяют решить следующие задачи:

- 1) получение экспериментального подтверждения теоретических положений;
- 2) развитие навыков работы с приборами и установками;
- 3) умение находить причинно-следственные связи и приобретение навыка практически оценивать результаты, полученные опытным путем.

Учебно-методическое пособие состоит из 12 лабораторных работ, охватывающих основные разделы учебной дисциплины «Прикладная механика (раздел “Детали машин”)». В каждой работе сформулированы цель и задачи, даны общие сведения об изучаемых объектах, изложены рекомендации по выполнению лабораторных работ, приведены необходимые справочные материалы, содержание отчета, контрольные вопросы и задания.

Кроме того, следует учитывать, что структура лабораторного цикла зависит от профиля специальности подготовки студентов.



ОРГАНИЗАЦИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ И ОСНОВНЫЕ ПОЛОЖЕНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

Лабораторные работы выполняются бригадами по 2–3 человека. Все расчеты, измерения и обработка результатов осуществляются студентами самостоятельно с обязательным оформлением индивидуального отчета, структура и содержание которого приведены в соответствующих лабораторных работах.

На первом занятии преподаватель сообщает график выполнения работ на весь период. Студенты должны самостоятельно предварительно (до занятий) готовиться к выполнению лабораторной работы (согласно графику), используя настоящий практикум и рекомендуемую литературу.

В начале каждого занятия преподаватель проводит краткий опрос студентов с целью определения уровня их готовности к выполнению соответствующей работы.

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

Отработка пропущенных лабораторных работ осуществляется с разрешения деканата факультета по согласованию с преподавателем.

До начала выполнения работ студенты должны ознакомиться с правилами техники безопасности в лаборатории, получить необходимый инструктаж, после чего должен быть проведен контрольный опрос с отметкой под роспись в соответствующем журнале.

Важно! Во время нахождения в учебной лаборатории студентам запрещается:

- приступать к выполнению лабораторных работ без разрешения преподавателя (или другого сотрудника кафедры);
- включать установки, разбирать узлы и механизмы, не относящиеся к тематике выполняемой лабораторной работы;

– подключать посторонние потребители электрической энергии к электросети;

– размещать посторонние предметы (элементы одежды, сумки и т. п.) на лабораторных столах.

При выполнении лабораторных работ студенты должны строго следовать порядку выполнения, приведенному в настоящем пособии.

При разборке механизмов и узлов запрещается располагать детали и сборочные единицы поверхностями вращения (цилиндрической, конической и т. д.) на плоской поверхности для предотвращения их самопроизвольного скатывания и падения. Необходимо детали (сборочные единицы) устанавливать плоской поверхностью на плоскую поверхность.

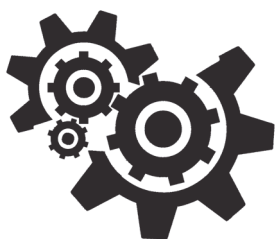
Чтобы предотвратить захват элементов одежды, пальцев и т. п. при изучении конструкций узлов и механизмов, определение параметров следует производить после их разборки.

При работе установок нельзя прикасаться к электрооборудованию и его клеммам.

В случаях обнаружения неисправностей оборудования, инструментов необходимо поставить в известность преподавателя, проводящего занятия (или другого сотрудника кафедры).

Студенту, получившему травму, необходимо поставить в известность преподавателя, оказать первую помощь. Первая помощь не заменяет врачебной, поэтому в серьезных случаях после оказания первой помощи пострадавший должен быть направлен к врачу.

После окончания работ установки следует отключить от электрической сети, убрать рабочее место и поставить в известность преподавателя (или другого сотрудника кафедры).



Лабораторная работа № 1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ, СИЛОВОЙ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА С ПЕРЕДАЧАМИ ВРАЩАТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ

Цель работы: ознакомление с понятием «кинематическая схема» и основными условными графическими обозначениями на них; изучение основных кинематических, силовых и энергетических соотношений для механических передач вращательного движения.

Инструменты: штангенциркуль.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с общими сведениями, описанием лабораторной установки, порядком выполнения работы.

Общие сведения

Механический привод – совокупность устройств (источник механической энергии, механические передачи, вспомогательные элементы), предназначенных для приведения в действие машин и механизмов.

Машиной называют устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов, движения либо для накопления и переработки информации с целью повышения производительности, замены или облегчения физического и умственного труда человека.

Механизмом называют совокупность взаимосвязанных звеньев, допускающую их относительное движение и предназначенную для преобразования движения одного или нескольких звеньев в требуемые движения остальных звеньев.

Звено механизма – одна или несколько жестко соединенных деталей. Выделяют входные и выходные звенья механизма.

Входное звено – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. **Выходное звено** – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. В каждой паре совместно работающих звеньев в направлении силового потока различают **ведущие** и **ведомые звенья**.

Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающих относительное движение, называют **кинематической парой**, например винт и гайка, зубчатые колеса в зацеплении и т. д. По функциональному признаку кинематические пары могут быть вращательными, поступательными, винтовыми и т. д.

Проектирование любой современной машины на достаточно ранних этапах включает в себя составление кинематической схемы как части конструкторской документации.

Кинематическая схема (принципиальная кинематическая схема) – схема, на которой с помощью специальных условных графических обозначений показана последовательность передачи движения от источника механической энергии (например, электродвигателя) через передаточный механизм к рабочим органам машины (например, ведущему барабану (звездочке) транспортирующей машины, шпинделю станка, ведущим колесам автомобиля и т. п.) и их взаимосвязь.

На кинематических схемах, как правило, изображают только те элементы машины или механизма, которые принимают участие в передаче движения. Например: элементы механических передач (зубчатые колеса, звездочки и цепи цепных передач, шкивы и ремни ременных передач и т. п.), валы, тормозные устройства, муфты и др.

Правила выполнения кинематических схем и условные графические обозначения, используемые для их построения, регламентируются ГОСТ 2.770–68 (некоторые из них приведены в приложении 1); ГОСТ 2.703–2011.

Кроме условных графических обозначений, на кинематических схемах дают указания в виде надписей. Например, приводят тип и характеристику источника механической энергии, элементы геометрии механических передач, определяющие их передаточные отношения (модуль и число зубьев зубчатых колес, число зубьев и шаг звеньев цепной передачи, диаметры шкивов и т. п.). Звеньям присваивают номера в порядке передачи движения, начиная от источника механической энергии, причем валы нумеруют римскими

цифрами, остальные элементы – арабскими. Порядковый номер элемента проставляют на полочке выносной линии.

Корпусные элементы не показывают или, при необходимости, наносят их контур сплошными тонкими линиями.

Пространственные кинематические механизмы изображают обычно в виде развернутых схем в ортогональных проекциях. Их получают путем размещения всех осей в одной плоскости. Такие схемы позволяют прояснить последовательность передачи движения, но не показывают действительного расположения деталей механизма. Допускается выполнять кинематические схемы в аксонометрии.

Стандартами разрешается, при необходимости, использовать нестандартные условные графические обозначения с обязательными пояснениями на схеме.

Определение мощности, угловых скоростей и крутящих моментов на валах привода

Для выполнения энергетического расчета привода необходимо найти мощности на его отдельных валах, последовательно учитывая потери при передаче механической энергии между соседними валами, двигаясь по кинематической цепи от вала с известной мощностью. Например, если известна мощность на валу электродвигателя P_1 , мощность на втором валу

$$P_2 = P_1 \eta_{1-2}, \quad (1.1)$$

где η_{1-2} – механический КПД, учитывающий все потери при передаче механической энергии от первого вала ко второму.

Тогда мощность на третьем валу

$$P_3 = P_1 \eta_{1-2} \eta_{2-3}, \quad (1.2)$$

где η_{2-3} – механический КПД, учитывающий все потери при передаче механической энергии от второго вала к третьему и т. д.

Следовательно,

$$P_4 = P_1 \eta_{1-2} \eta_{2-3} \eta_{3-4}. \quad (1.3)$$

Примечание. η_{1-2} , η_{2-3} , η_{3-4} определяются как произведение механического КПД элемента, осуществляющего передачу энергии между валами, на механический КПД пары подшипников вала, принимающего механическую энергию.

Механический КПД (далее – КПД) показывает, какая часть механической энергии передается рассматриваемым элементом (механической передачей, муфтой и т. п.) без потерь.

КПД распространенных передач приведены в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Значение КПД отдельных узлов и механических передач

Тип передачи	Значение КПД	
	В масляной ванне	Открытая
Зубчатая	0,96–0,98	0,94
Червячная с цилиндрическим червяком при числе заходов червяка:		
– $Z_1 = 1$ (при $U > 30$)	0,70	0,50
– $Z_1 = 2$ (при $14 < U \leq 30$)	0,75	0,60
– $Z_1 = 4$ (при $U \leq 14$)	0,80–0,90	–
Цепная (с втулочной, роликовой или зубчатой цепью)	0,95–0,97	0,90–0,95
Фрикционная	0,90–0,95	0,70–0,88
Ременная (плоско- или клиноременная)	–	0,94–0,97

Примечание. Для одной пары подшипников качения $\eta = 0,99$; для опор скольжения КПД принимать по согласованию с преподавателем; для муфты $\eta = 0,98$.

Поскольку в конструкции изучаемого привода используются механические передачи вращательного движения, то для кинематического расчета достаточно установить скорости вращения отдельных валов привода.

Определим угловые скорости на валах по следующим формулам:

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{i_{1-2}}, \quad \omega_3 = \frac{\omega_1}{i_{1-2}i_{2-3}} \text{ и т. д.}, \quad (1.4)$$

где ω_1, ω_2 – угловые скорости первого и второго валов соответственно, с^{-1} ; i_{1-2} – передаточное отношение передачи от первого вала ко второму; ω_3 – угловая скорость третьего вала, с^{-1} ; i_{2-3} – передаточное отношение передачи от второго вала к третьему.

Частоты вращения валов при известных угловых скоростях можно найти из соотношения

$$n = \frac{30\omega}{\pi}. \quad (1.5)$$

При силовом расчете необходимо определить вращающие моменты на валах по формулам

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}, T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}, T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} \text{ и т. д.}, \quad (1.6)$$

где T_1 – вращающий момент на первом валу, Н · м; P_1 – мощность на первом валу, Вт; ω_1 – угловая скорость на первом валу, с⁻¹ и т. д.

Также вращающие моменты на валах можно рассчитать и через передаточные отношения отдельных передач:

$$\begin{aligned} T_2 &= T_1 i_{1-2} \eta_{1-2}, \\ T_3 &= T_1 i_{1-2} i_{2-3} \eta_{1-2} \eta_{2-3}. \end{aligned} \quad (1.7)$$

Описание лабораторной установки

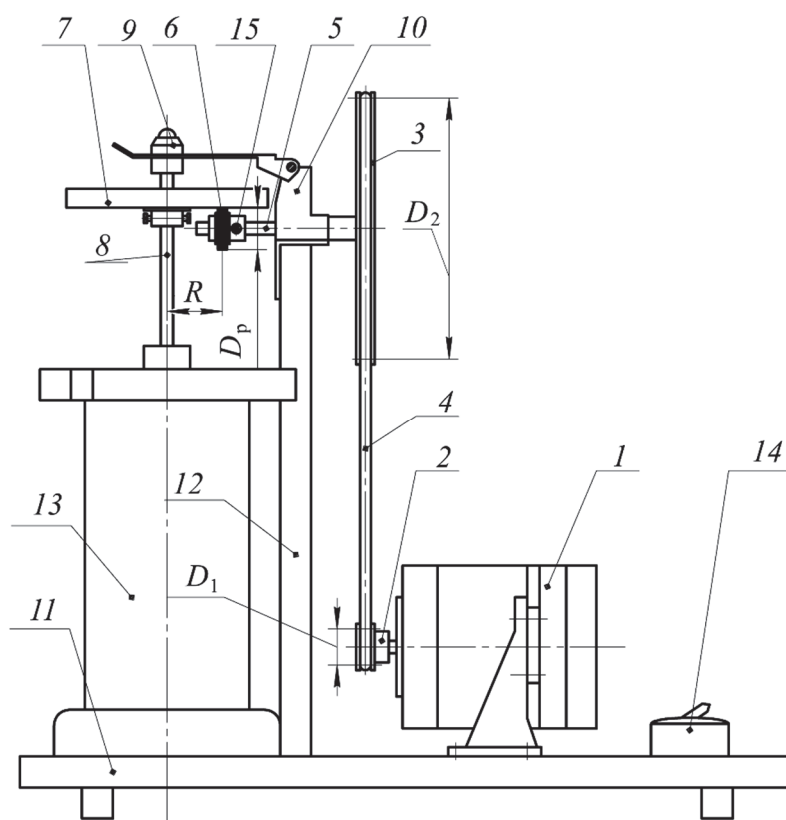
Основные элементы модели смесителя (рисунок) смонтированы на основании 11. На нем закреплены емкость смесителя 13, стойка 12, электродвигатель 1 и выключатель 14.

На валу электродвигателя 1 установлен ведущий шкив 2.

На стойке 12 закреплена верхняя опора 10, в которой установлен промежуточный вал 5. На промежуточном валу с одной стороны жестко закреплен ведомый шкив 3, а с другой – ведущий ролик 6. Для обеспечения передачи вращающего момента от промежуточного вала к ведущему ролику предусмотрены стопорные винты 15 (2 шт.).

С ведомым валом 8 с одной стороны жестко соединен ведомый диск 7, а с другой – мешалка (на рисунке мешалка не показана). В вертикальном положении ведомый вал 8 удерживается прижимной опорой 9 и нижней опорой, размещенной в емкости смесителя (на рисунке опора не показана).

Установка работает следующим образом: после подачи тока в обмотки электродвигателя 1 с помощью выключателя 14 вращательное движение ротора электродвигателя 1 передается на ведущий шкив 2. Этот шкив посредством сил трения приводит в движение ремень 4, от которого в свою очередь передается движение ведомому шкиву 3. Вращаясь, шкив 3 через промежуточный вал 5 передает механическую энергию ведущему ролику 6, который за счет сил трения приводит во вращение ведомый диск 7. Вращательный момент от диска 7 передается на ведомый вал 8.



Модель смесителя:

- 1 – электродвигатель; 2 – ведущий шкив; 3 – ведомый шкив;
 4 – ремень; 5 – промежуточный вал; 6 – ведущий ролик;
 7 – ведомый диск; 8 – ведомый вал; 9 – прижимная опора;
 10 – верхняя опора; 11 – основание;
 12 – стойка; 13 – емкость смесителя;
 14 – выключатель; 15 – стопорный винт

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с устройством и принципом действия модели мешалки.

2. Составить кинематическую схему привода смесителя. Пронумеровать последовательно валы привода, начиная с вала электродвигателя.

3. По согласованию с преподавателем установить ведущий ролик 6 (рисунок) на расстоянии R (значение зафиксировать в табл. 1.2) от оси вращения вала мешалки 8. Для этого, освободив стопорные винты 15, переместить ведущий ролик 6, пока он не займет

необходимое положение относительно промежуточного вала 5. По окончании регулировки зафиксировать стопорные винты 15.

4. Под присмотром преподавателя включить установку в сеть через понижающий трансформатор с выпрямителем к сети постоянного тока напряжением 110 В. (**Самостоятельно установку не включать!**) Выключателем 14 запустить электродвигатель 1.

5. Убедиться, что на ведомый вал 8 передается вращение. Определить направление вращения валов установки. Выключить электродвигатель 1 выключателем 14 и обесточить установку.

6. Произвести с помощью штангенинструмента измерение наружных диаметров ведущего 2 и ведомого 3 шкивов ременной передачи. Измерить диаметр ремня.

7. Округлить полученные значения диаметров шкивов до ближайших стандартных (30; 35; 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200 мм) и результаты занести в табл. 1.2.

8. Измерить диаметр ведущего ролика 6. Результаты измерения занести в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Основные геометрические параметры механических передач

Геометрический параметр	Обозначение	Значение параметра, мм
Расстояние от вала мешалки до ведущего ролика	R	
Диаметр ведущего шкива	D_1	
Диаметр ведомого шкива	D_2	
Диаметр ведущего ролика	D_p	
Диаметр ремня	d	

9. Найти передаточные отношения отдельных передач привода модели смесителя. Для ременной передачи передаточное отношение можно определить из соотношения

$$i_{\text{рем}} = \frac{D_2}{D_1}. \quad (1.8)$$

Передаточное отношение фрикционной передачи можно вычислить по следующей формуле:

$$i_{\phi} = \frac{2R}{D_p}. \quad (1.9)$$

10. Принять момент сопротивления и частоту вращения (по согласованию с преподавателем) на ведомом валу 8.

11. Выполнить кинематический, силовой и энергетический расчеты привода. Результаты расчетов представить в виде табл. 1.3. Сравнить результаты расчетов с характеристиками электродвигателя и сделать вывод о возможности его использования.

Таблица 1.3

Сводная таблица результатов расчетов

Номер вала	Мощность P , кВт	Угловая скорость, с^{-1}	Частота вращения, мин^{-1}	Крутящий момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$

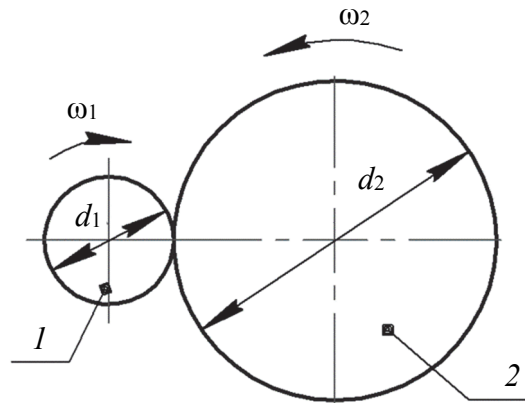
Содержание отчета

Отчет о лабораторной работе должен включать: название, цель лабораторной работы, использованный в ходе выполнения работы измерительный инструмент; краткое описание и кинематическую схему лабораторной установки; результаты измерения основных геометрических параметров механических передач привода; кинематический, силовой и энергетические расчеты привода; выводы.

Контрольные вопросы и задания

Задание 1.1. Два катка обкатываются друг по другу без проскальзывания. Ведущий каток вращается с постоянной угловой скоростью ω_1 . Выберите правильное утверждение:

- а) $\omega_1 > \omega_2$;
- б) $\omega_2 > \omega_1$;
- в) $\omega_2 \leq \omega_1$;
- г) $\omega_2 \geq \omega_1$;
- д) $\omega_2 = \omega_1$.

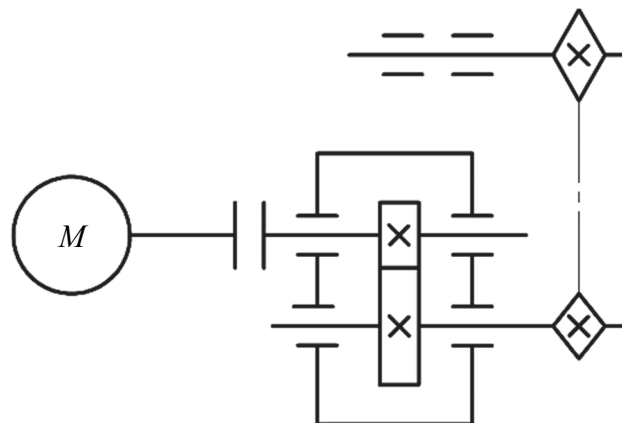


Задание 1.2. У механической передачи, описанной в задании 1.1, вращающий момент на ведомом валу:

- а) больше, чем на ведущем, так как $d_2 > d_1$;
- б) меньше, чем на ведущем, поскольку $d_2 > d_1$;
- в) больше, чем на ведущем, так как мощность на катке 2 меньше, чем на катке 1;
- г) меньше, чем на ведущем, поскольку мощность на катке 2 больше, чем на катке 1;
- д) больше, чем на ведущем, так как на ведомом валу вращающий момент всегда больше.

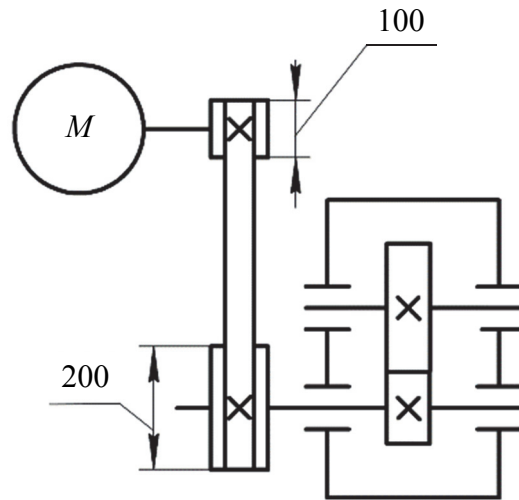
Задание 1.3. На кинематической схеме, изображенной на рисунке, показаны:

- а) 4 вала, 3 передачи, 6 подшипников;
- б) 4 вала, 2 передачи, 1 муфта, 1 электродвигатель;
- в) 1 электродвигатель, 1 муфта, 3 вала;
- г) 2 передачи, 3 пары подшипников, 1 муфта, 1 электродвигатель.



Задание 1.4. Передаточное число редуктора $U = 4$. Угловая скорость на его входном валу $\omega_{\text{вх}} = 75 \text{ с}^{-1}$. С какой скоростью будет вращаться вал электродвигателя?

- а) $37,5 \text{ с}^{-1}$;
- б) 150 с^{-1} ;
- в) 600 с^{-1} ;
- г) 300 с^{-1} ;
- д) $187,5 \text{ с}^{-1}$;
- е) 40 с^{-1} .



Задание 1.5. На каком валу привода, описанного в задании 1.4, будет самая большая мощность?

- а) на входном валу редуктора;
- б) на выходном валу редуктора;
- в) на валу электродвигателя;
- г) на всех валах мощность одинаковая.

Задание 1.6. Как изменяется мощность на выходном валу редуктора по отношению к быстроходному?

- а) увеличивается;
- б) уменьшается;
- в) не изменяется;
- г) при $i > 1$ растет, а при $i < 1$ снижается.

Задание 1.7. Укажите, какая формула отражает зависимость между крутящими моментами входного и выходного валов редуктора:

- а) формула (2);
- б) формулы (1) и (2);
- 1) $T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}} \eta_o U_o$;
- 2) $T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}} / \eta_o U_o$;

в) формула (4);

$$3) T_{\text{вх}} = T_{\text{вых}} U_0;$$

г) формула (3);

$$4) T_{\text{вых}} = P_{\text{вых}} / \omega_{\text{вых}}.$$

д) правильной формулы нет.

Задание 1.8. Выберите верное утверждение из приведенных ниже:

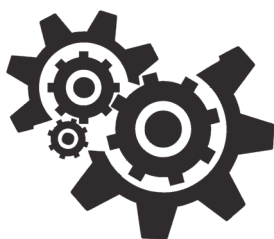
а) механический КПД показывает, какая часть мощности передается от ведущего вала к ведомому;

б) механический КПД показывает, какая часть мощности передается от ведомого вала к ведущему;

в) механический КПД показывает, какая часть мощности теряется при передаче от ведущего вала к ведомому;

г) механический КПД показывает, какая часть мощности теряется при передаче от ведомого вала к ведущему;

д) механический КПД характеризует изменение угловой скорости от ведущего к ведомому валу.



Лабораторная работа № 2 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

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

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

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с общими сведениями, описанием лабораторной установки, порядком выполнения работы.

Общие сведения

При работе зубчатых колес зубья одного колеса входят во впадины другого, при этом боковая поверхность зуба ведущего колеса давит на боковую поверхность зуба ведомого колеса (рис. 2.1).

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

по кривым, у которых общая нормаль NN , проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами на части, обратно пропорциональные угловым скоростям:

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}. \quad (2.1)$$

Эти отношения позволяют найти *передаточное число* U передачи.

Эвольвентой окружности называют кривую (рис. 2.2), которую описывает точка S прямой NN , перекатываемой без скольжения по окружности радиусом r_b .

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

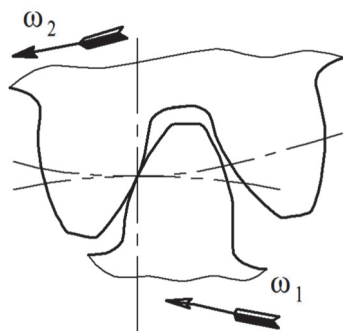


Рис. 2.1. Эвольвентная форма профиля зуба

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

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

Основная окружность d_b (рис. 2.3) – это окружность, по которой перекатывается производящая прямая и точка на этой прямой описывает боковую поверхность зуба – эвольвенту.

Начальная окружность d_w (рис. 2.3) – это окружность, по которой обкатываются два колеса без скольжения.

Делительная окружность d (рис. 2.3) – это окружность, которая делит зуб на ножку и головку.

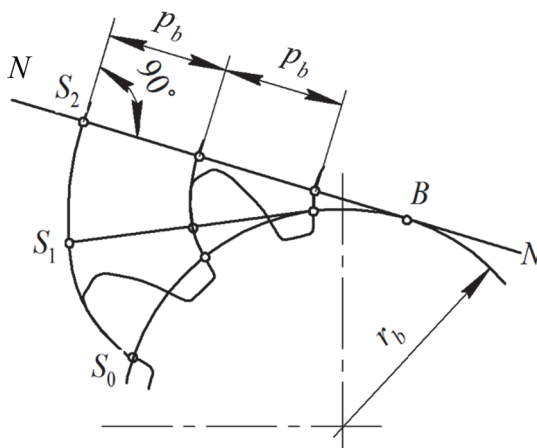


Рис. 2.2. Параметры эвольвенты

При нарезании зубьев без смещения начальная и делительная окружности совпадают.

Окружность вершин зубьев d_a (рис. 2.3) – окружность, проходящая по вершинам зубьев.

Окружность впадин зубьев d_f (рис. 2.3) – окружность, которая проходит по впадинам зубьев.

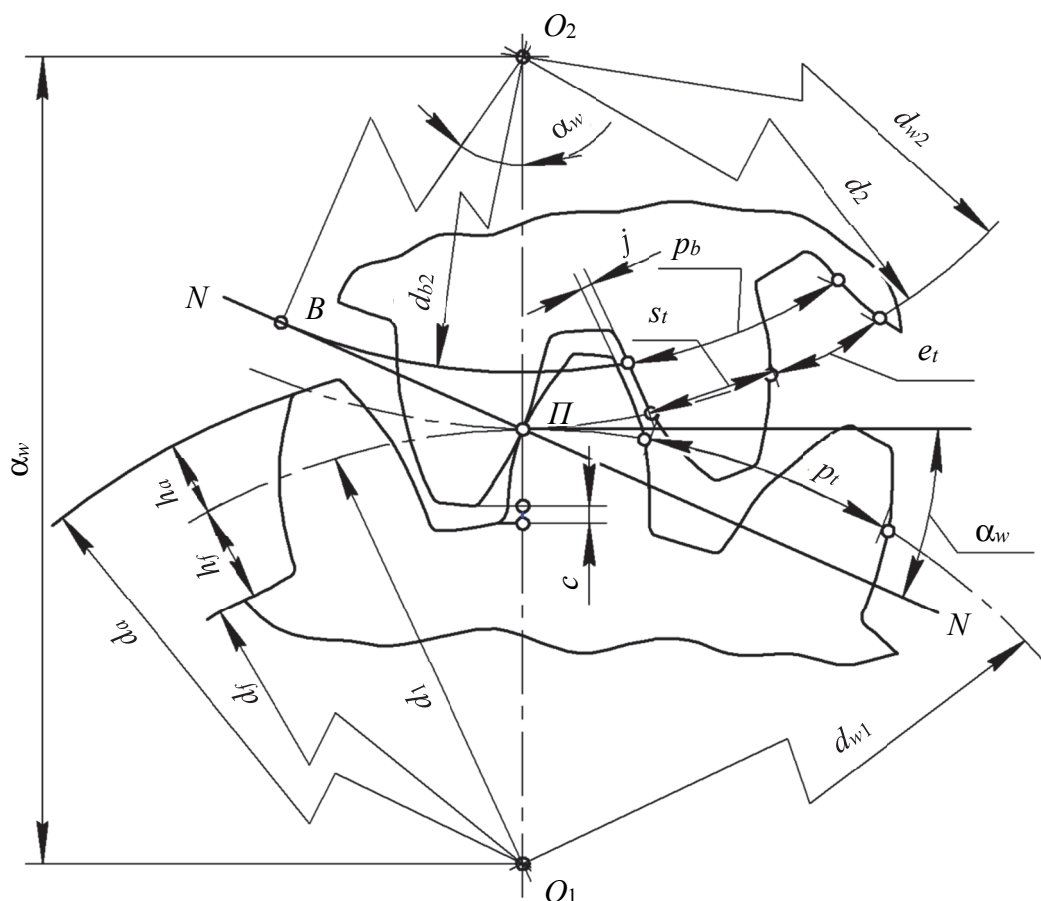


Рис. 2.3. Параметры эвольвентного зацепления

Межосевое расстояние (рис. 2.3) – расстояние между осями валов по начальным a_w или делительным диаметрам a :

$$a_w = \frac{d_{w1}}{2} + \frac{d_{w2}}{2} = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (2.2)$$

Толщина зуба s_t (рис. 2.3) – расстояние между боковыми поверхностями зуба по делительному диаметру.

Ширина впадины e_t (рис. 2.3) – расстояние между боковыми поверхностями соседних зубьев по делительному диаметру.

Зуб состоит из ножки и головки. **Высота ножки** h_f (рис. 2.3) находится по формуле

$$h_f = \frac{d - d_f}{2}. \quad (2.3)$$

Высота головки h_a (рис. 2.3) вычисляется из соотношения

$$h_a = \frac{d_a - d}{2}. \quad (2.4)$$

Высота зуба h – расстояние между впадиной и вершиной зуба:

$$h = h_a + h_f = \frac{d_a - d}{2} + \frac{d - d_f}{2} = \frac{d_a - d_f}{2}. \quad (2.5)$$

Радиальный зазор c (рис. 2.3) – расстояние между вершиной зуба колеса и впадиной зуба шестерни, равное

$$c = h_f - h_a. \quad (2.6)$$

Боковой зазор j (рис. 2.3) равен

$$j = e_t - s_t. \quad (2.7)$$

Угол зацепления α_w (рис. 2.3) – угол между линией зацепления и прямой, перпендикулярной межосевой линии.

Окружной шаг зубьев p_t (рис. 2.3) – расстояние между одноименными точками двух соседних зубьев, взятое по дуге делительной окружности. Окружной шаг рассчитывается по формуле

$$p_t = s_t + e_t. \quad (2.8)$$

Основной шаг p_b (рис. 2.3) измеряется по основной окружности и вычисляется из выражения

$$p_b = p_t \cos \alpha_w. \quad (2.9)$$

У пары сопряженных зубчатых колес окружные шаги равны.

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

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (2.10)$$

В данной лабораторной работе зубчатые цилиндрические колеса являются составной частью редуктора.

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

$$T = \frac{P}{\omega}, \quad (2.11)$$

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

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

Окружная сила связана с крутящим моментом выражением

$$F_t = \frac{2T}{d}, \quad (2.12)$$

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

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

$$T_2 = T_1 U \eta_{1-2}, \quad (2.13)$$

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

Таким образом, чем больше передаточное число редуктора, тем больше увеличивается крутящий момент на выходном валу и тем самым растет тяговая сила на рабочем органе машины. Однако увеличение передаточного числа приводит к увеличению размеров

зубчатых колес в соответствии с зависимостью (2.1), откуда следует, что $d_2 = d_1 U$.

Широкое распространение получили цилиндрические, конические и комбинированные редукторы, кинематические схемы которых приведены на рис. 2.4.

Одноступенчатые редукторы (рис. 2.4, а) простые и дешевые в изготовлении, но имеют передаточные числа не более 8. Поэтому для увеличения передаточного числа без резкого увеличения габаритов применяются многоступенчатые редукторы (чаще двухступенчатые (рис. 2.4, б–г, з) и трехступенчатые (рис. 2.4, д, е)). Передаточное число многоступенчатого редуктора равно $U_{ред} = U_{1-2} U_{2-3} \dots U_{i-(i+1)}$, где U_{1-2} – передаточное число передачи от первого ко второму валу; U_{2-3} – передаточное число передачи от второго к третьему валу и т. д.

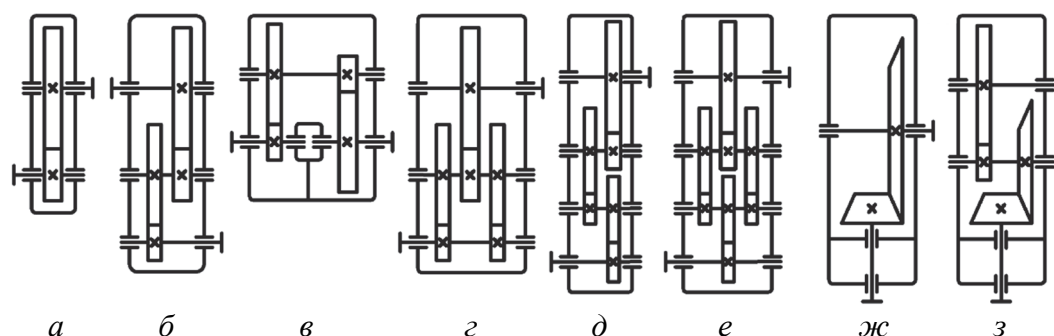


Рис. 2.4. Кинематические схемы цилиндрических и конических редукторов: а – цилиндрический одноступенчатый; б – цилиндрический двухступенчатый по развернутой схеме; в – цилиндрический двухступенчатый соосный; г – цилиндрический двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью; д – цилиндрический трехступенчатый по развернутой схеме; е – цилиндрический трехступенчатый с раздвоенной промежуточной ступенью; ж – конический одноступенчатый; з – двухступенчатый коническо-цилиндрический

Двухступенчатые редукторы характеризуются передаточным числом до 40, трехступенчатые имеют передаточное число свыше 100. С целью получения более компактного двухступенчатого редуктора используют соосный цилиндрический редуктор (рис. 2.4, в), в котором ведущий и ведомые валы располагаются на одной оси (соосно). Трехступенчатые редукторы могут быть выполнены по схеме с раздвоенной промежуточной ступенью (рис. 2.4, е), которая является более совершенной, так как в этих редукторах

обеспечиваются более благоприятные условия для работы быстроходной и тихоходной ступеней.

При необходимости передать крутящий момент под углом от 10 до 170° применяют конические редукторы (рис. 2.4, *ж*). Наиболее широкое распространение получили редукторы с углом 90° (рис. 2.4, *ж*).

Когда необходимо, по условиям компоновки привода, чтобы ведущий и ведомый валы располагались перпендикулярно, а также для получения больших передаточных чисел используют коническо-цилиндрические редукторы (рис. 2.4, *з*).

Зубчатые редукторы изготавливаются с прямозубыми (рис. 2.5, *а, г*), косозубыми (рис. 2.5, *б*), шевронными (рис. 2.5, *в*) и круговыми (рис. 2.5, *д*) колесами.

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

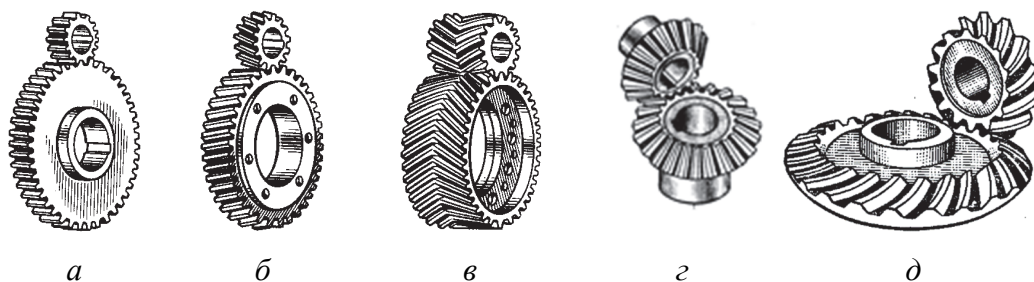


Рис. 2.5. Зубчатые передачи внешнего зацепления:

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

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

- уменьшать коэффициент трения и тем самым снижать силу трения и повышать КПД;
- очищать от продуктов износа в зоне контакта зубьев;
- отводить тепло от зоны контакта зубьев;
- защищать от коррозии.

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

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

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

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

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

Пластичные мази лучше, чем жидкие масла защищают подшипник от коррозии, особенно при длительных перерывах в работе. Для их удержания в подшипнике и корпусе не требуются сложные уплотнения. В то же время, для того чтобы пластичная смазка оставалась в полости подшипника, устанавливаются мазедерживающие или маслоотражающие кольца. При выборе пластичной мази учитывают рабочую температуру подшипникового узла и наличие в окружающей среде влаги. В узлах с интенсивным тепловыделением пластичные мази не применяют из-за недостаточного отвода теплоты от трущихся поверхностей.

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

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

Валы в редукторах устанавливаются на подшипниках качения. В зависимости от тел качения подшипники могут быть шариковые и роликовые. Исходя из соотношения осевой и радиальной сил подшипники делятся на типы: радиальные, радиально-упорные и упорные.

При использовании роликовых радиально-упорных подшипников, у которых в стадии поставки наружное кольцо не фиксируется относительно внутреннего кольца, необходимо в процессе сборки редуктора регулировать радиальный зазор в подшипниках. Радиальный зазор в подшипниках – это общий зазор между телами качения и дорожками качения.

Для повышения долговечности подшипника следует добиваться минимального радиального зазора, но достаточного, чтобы не произошло заклинивания подшипника.

У шариковых и роликовых радиальных подшипников и шариковых радиально-упорных подшипников величина радиального зазора устанавливается при сборке самого подшипника, и во время сборки редуктора его не регулируют.

Описание конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора с косозубыми зубчатыми колесами

Редуктор (рис. 2.6) собран в корпусе, состоящем из основания корпуса 7 и крышки корпуса 38. Основание 7 и крышка 38 соединены с помощью болтов 35. Для предотвращения их взаимного смещения установлены конические штифты 6 и 21.

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

Ведущий вал-шестерня 1 установлен на роликовых радиально-упорных конических подшипниках 5 и 12. Для предотвращения осевого перемещения вала под действием осевой силы внешние кольца подшипников упираются в упорные шайбы 4 и 9. Шайбы, в свою очередь, удерживаются закладными крышками подшипников – глухой 10 и сквозной 3. В глухой крышке подшипника 10 установлена резьбовая регулировочная пробка 11. Она предназначена для регулирования радиального зазора в подшипниках. Фиксирование положения пробки 11 осуществляется фиксирующей планкой 45, усик которой входит в отверстие в пробке 11, а планка болтом 44 прикручена к крышке подшипника 10. Для передачи крутящего момента на вал установлена призматическая шпонка 18. На конце вала нарезана резьба для крепления насаживаемого элемента открытой передачи или муфты.

Промежуточный вал-шестерня 2 установлен на роликовых радиально-упорных конических подшипниках 16 и 27. Чтобы вал под действием осевой силы не перемещался, внешнее кольцо подшипника 27 упирается в глухую врезную крышку подшипника 29, а кольцо подшипника 16 – в упорную шайбу 15, которую удерживает врезная глухая крышка подшипника 14 с резьбовой регулировочной пробкой 13. Эта пробка предназначена для регулирования радиального зазора в подшипниках. На вал 2 насажено косозубое цилиндрическое колесо 8. Для передачи крутящего момента с колеса 8 на вал 2 установлена призматическая шпонка 42.

Выходной вал 30 установлен на шариковых радиальных однорядных подшипниках 20 и 26. Для предотвращения осевого перемещения вала установлены упорные шайбы 19 и 28. Шайба 19 одним торцом упирается в наружное кольцо подшипника 20, а другим торцом – в закладную сквозную крышку подшипника 18.

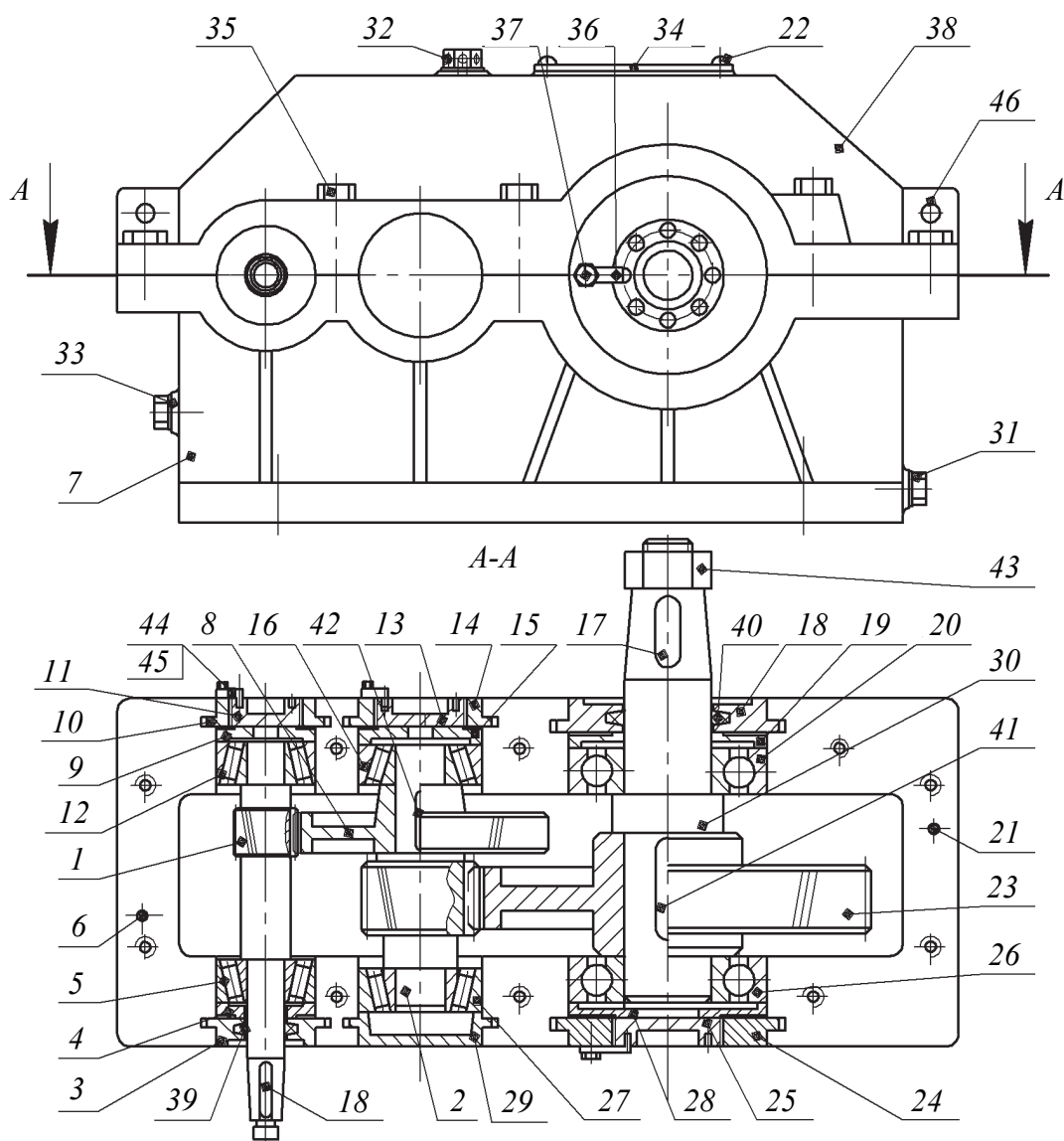


Рис. 2.6. Конструкция цилиндрического двухступенчатого редуктора:
 1 – ведущий вал-шестерня; 2 – промежуточный вал-шестерня;
 3, 18 – сквозные крышки подшипников; 4, 9, 15, 19, 28 – упорные шайбы;
 5, 12, 16, 27 – роликовые конические радиально-упорные подшипники;
 6, 21 – установочные штифты; 7 – основание корпуса;
 8, 23 – зубчатые колеса; 10, 14, 24, 29 – глухие крышки подшипников;
 11, 13, 25 – регулировочные резьбовые пробки; 17, 41, 42 – призматические шпонки; 20, 26 – шариковые радиальные подшипники; 22 – винт;
 30 – выходной вал; 31 – резьбовая пробка; 32 – отдушина;
 33 – резьбовая пробка проверки уровня масла; 34 – табличка технических характеристик редуктора; 35 – болт (10 шт.);
 36, 45 – фиксирующие планки с усиком; 37, 44 – болты;
 38 – крышка корпуса; 39, 40 – войлочные уплотнительные кольца;
 43 – гайка; 46 – проушина

Один торец шайбы 28 соприкасается с наружным кольцом подшипника 26, другой – с резьбовой регулировочной пробкой 25, установленной в глухой врезной крышке подшипника 24. Фиксирование пробки 25 от самопроизвольного поворота осуществляется с помощью фиксирующей планки 36, усик которой вставлен в отверстие в пробке, а сама планка с помощью болта 37 закреплена на крышке подшипника 24. На вал 30 установлено цилиндрическое косозубое колесо 23. Крутящий момент с колеса 23 на вал 30 передается с помощью призматической шпонки 41. На конце вала нарезана резьба, на которую накручена гайка 43, предназначенная для закрепления насаживаемых на вал элементов открытой передачи.

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

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

Порядок выполнения работы

Разборка редуктора, измерение параметров и составление его кинематической схемы.

1. Отвернуть болты 35 (рис. 2.6) и снять крышку 38 редуктора.
2. Сделать визуальный осмотр зубчатого зацепления. Установить тип зубчатых передач, направление подъема линии зуба (на рис. 2.7, б показано левое). Определить число ступеней редуктора.
3. Вынуть глухие крышки подшипников 10, 14, 24, 29 (рис. 2.6).
4. Замерить межосевые расстояния a_{w1} и a_{w2} между осями центровых отверстий (рис. 2.7).
5. Вынуть валы 1 и 2 в сборе с зубчатыми колесами, изучить их конструкции (рис. 2.6).
6. Снять с валов 1, 30 сквозные крышки 3, 18 (рис. 2.6) с уплотнениями и определить тип уплотнений. Составить кинематическую схему редуктора в строгом соответствии с требованиями стандартов (см. прил. 1) с нумерацией зубчатых колес, начиная от входного вала.

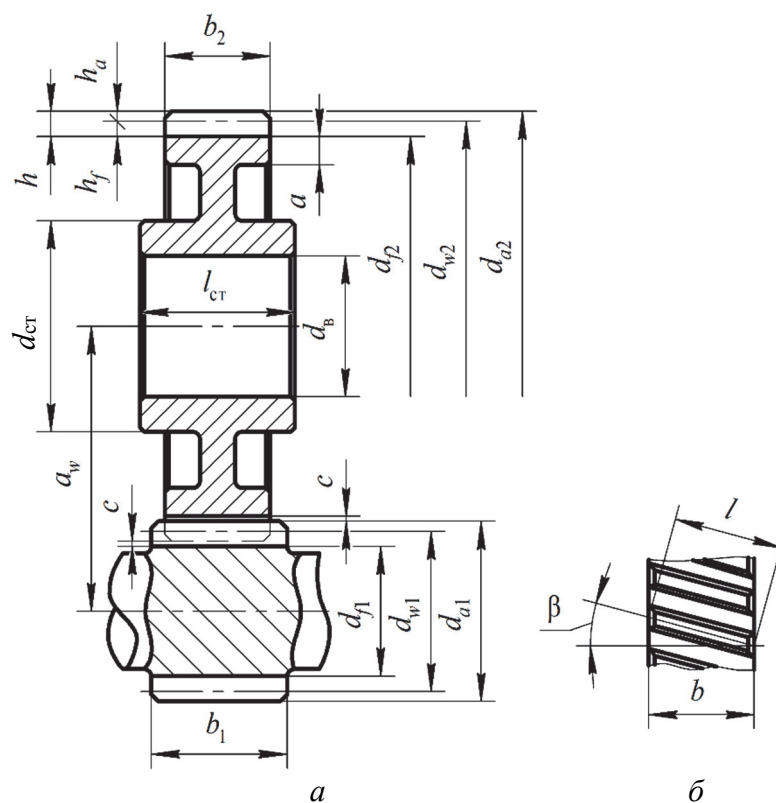


Рис. 2.7. Эскиз зубчатого зацепления:
 а – общий вид зацепления; б – параметры зуба

7. Подсчитать число зубьев колес Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 .

8. Замерить ширину венцов зубчатых колес b_2, b_4 и длину зуба l_2, l_4 , а также диаметры окружностей вершин зубьев колес $d_{a1}, d_{a2}, d_{a3}, d_{a4}$. Результаты замеров занести в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Измеренные параметры зацепления

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

9. Определить основные параметры зацепления. На основании выполненных замеров вычислить основные параметры зубчатого зацепления. Результаты записать в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Рассчитанные параметры зацепления

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

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

$$U_1 = \frac{Z_2}{Z_1}, \quad U_2 = \frac{Z_4}{Z_3}. \quad (2.14)$$

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

11. Углы наклона линии зубьев первой β_1 и второй β_2 ступеней вычислить по следующим формулам (рис. 2.7):

$$\beta_1 = \arccos\left(\frac{b_2}{l_2}\right), \quad \beta_2 = \arccos\left(\frac{b_4}{l_4}\right). \quad (2.15)$$

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

$$m_{t1} = \frac{2a_{w1}}{Z_1 + Z_2}, \quad m_{t2} = \frac{2a_{w2}}{Z_3 + Z_4}. \quad (2.16)$$

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

$$m_{n1} = m_{t1} \cos \beta_1, \quad m_{n2} = m_{t2} \cos \beta_2. \quad (2.17)$$

Полученные значения модуля округлить до ближайшего стандартного $m_{n1}^{ст}$ и $m_{n2}^{ст}$ (табл. 2.3). Дальнейшие расчеты вести по стандартному значению модуля.

Таблица 2.3

Стандартные значения модулей

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

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

14. Определить диаметры делительных окружностей колес по соотношениям

$$d_{1,2} = \frac{m_{n1}^{ст} Z_{1,2}}{\cos \beta_1}, \quad d_{3,4} = \frac{m_{n2}^{ст} Z_{3,4}}{\cos \beta_2}. \quad (2.18)$$

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

$$d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2h_{a1}, \quad d_{a3(4)} = d_{3(4)} + 2h_{a2}; \quad (2.19)$$

$$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{f1}, \quad d_{f3(4)} = d_{3(4)} - 2h_{f2}, \quad (2.20)$$

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

$$h_a = m_n^{ст}; \quad (2.21)$$

$$h_f = h_a + c, \quad (2.22)$$

здесь c – радиальный зазор в зацеплении, равный

$$c = 0,25m_n^{\text{CT}}. \quad (2.23)$$

Подставив формулы (2.21) и (2.23) в выражение (2.22), получим

$$h_f = 1,25m_n^{\text{CT}}. \quad (2.24)$$

16. Уточнить полученные расчетным путем значения d_a с замеренными (см. табл. 2.1 на с. 29).

Высота зуба будет равна суммарной высоте ножки и головки зуба:

$$h = h_f + h_a = 2,25m_n. \quad (2.25)$$

17. Межосевые расстояния для первой a_1 и второй a_2 ступеней уточнить по формулам

$$a_1 = \frac{d_1 + d_2}{2}, \quad a_2 = \frac{d_3 + d_4}{2}. \quad (2.26)$$

18. Рассчитанные значения (табл. 2.2) сравнить с ранее замеренными (табл. 2.1) и объяснить расхождение, если оно имеется.

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

$$\psi_{ba1(2)} = \frac{b_{2(4)}}{a_{1(2)}}. \quad (2.27)$$

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

$$\psi_{bd1(2)} = \frac{b_{2(4)}}{d_{1(3)}}. \quad (2.28)$$

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

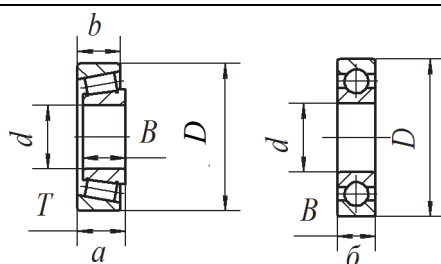
$$\psi_{bm1(2)} = \frac{b_{2(4)}}{m_{1(2)}^{\text{CT}}}. \quad (2.29)$$

Определение основных параметров подшипников. Замерить основные параметры всех подшипников: внутренний d и наружный D диаметры и ширину подшипника B или T . По измеренным параметрам в каталоге (см. прил. 2) определить тип подшипника и его грузоподъемность. Результаты занести в табл. 2.4.

Таблица 2.4

Параметры подшипников

Тип подшипника	Размеры подшипника, мм			Номер подшипника по каталогу	Грузоподъемность, кН	
	диаметр		ширина $T(B)$		динамическая C	статическая C_0
	внутренний d	наружный D				



Виды подшипников:

a – роликовый конический радиально-упорный;

b – шариковый радиальный

Сборка редуктора, регулирование радиального зазора в радиально-упорных конических подшипниках и осевого положения валов. Сборка редуктора производится в порядке, обратном разборке. После установки валов в сборе с подшипниковыми узлами в основание корпуса необходимо проверить, чтобы венцы сопряженных зубчатых колес (колесо и шестерня) располагались приблизительно симметрично друг относительно друга (см. рис. 2.6 на с. 27). Установка зубчатых колес обеспечивается перемещением валов в осевом направлении вместе с подшипниками с помощью упорных шайб 4, 9, 15, 19, 28 и резьбовых пробок 11, 13, 25, которые фиксируются планками с усиками 36, 45. Для перемещения вала в осевом направлении следует освободить болт 37, фиксирующий планку с усиком 36, и, заворачивая и отворачивая специальным ключом резьбовые пробки 11, 13, 25, установить вал в необходимое положение.

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

Последней стадией сборки редуктора является регулирование радиального зазора в радиально-упорных конических подшипниках 5, 12, 16, 27, который должен составлять 0,08–0,15 мм. Для этого необходимо на один оборот отвернуть резьбовые пробки 11 и 13.

Валы 1 и 2 должны свободно вращаться от руки. С небольшим усилием завернуть резьбовые пробки 11 и 13 до тех пор, пока валы 1 и 2 перестанут проворачиваться от руки (отсутствует радиальный зазор в подшипниках). После этого пробки отвернуть на $1/6$ оборота, что будет соответствовать примерно радиальному зазору (0,08–0,15 мм). Застопорить это положение усиком фиксирующей планки 45 и зажать болт 44.

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

Кинематический и силовой расчеты редуктора

1. Измерить диаметр выходного конца ведущего вала d_v редуктора.

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

3. Вычислить крутящий момент, передаваемый валом, по формуле

$$T_1 = \frac{d_v^3 \pi [\tau_{кр}]}{16\,000}, \quad (2.30)$$

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

4. По согласованию с преподавателем выбрать частоту вращения входного вала редуктора n , мин⁻¹.

5. Рассчитать угловую скорость вращения ведущего вала из следующего соотношения:

$$\omega_i = \frac{\pi n_i}{30}, \quad (2.31)$$

где ω_i – угловая скорость вала, с⁻¹; n_i – частота вращения вала, мин⁻¹.

6. Мощность на ведущем валу определить по формуле

$$P_1 = T_1 \omega_1. \quad (2.32)$$

7. Мощность на других валах редуктора найти из условия

$$P_i = P_{i-1} \eta_{з.п} \eta_{п.п}, \quad (2.33)$$

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

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

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_1}; \quad (2.34)$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_1}{U_1 U_2}, \quad (2.35)$$

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

9. Рассчитать частоты вращения валов редуктора.

10. Найти крутящие моменты на каждом валу редуктора из условия

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i}. \quad (2.36)$$

Содержание отчета

Отчет о лабораторной работе должен включать: название и цель работы; краткое описание конструкции цилиндрического редуктора и его основных элементов; кинематическую схему редуктора; типы и номера подшипников (см. табл. 2.4 на с. 33); эскиз зацепления зубчатых колес цилиндрической передачи (см. рис. 2.7 на с. 29); измеренные (см. табл. 2.1 на с. 29) и рассчитанные (см. табл. 2.2 на с. 30) параметры зубчатого зацепления; кинематический расчет (табл. 2.5); выводы.

Таблица 2.5

Результаты кинематического расчета

Номер вала	Мощность на валу P , Вт	Угловая скорость вала ω , с ⁻¹	Частота вращения вала n , мин ⁻¹	Крутящий момент на валу T , Н · м

Контрольные вопросы и задания

Задание 2.1. Какой модуль стандартизован в косозубой цилиндрической передаче?

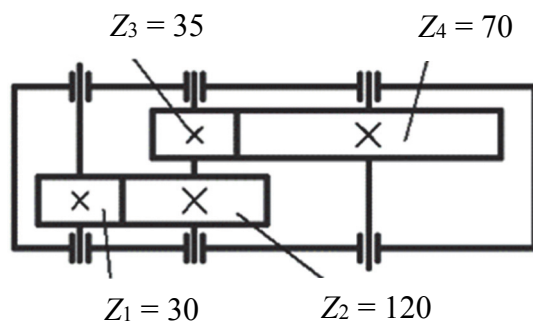
- а) нормальный;
- б) средний;
- в) внешний окружной;
- г) конический круговой.

Задание 2.2. Нормальный модуль цилиндрического косозубого зацепления составляет 4 мм. Чему равен радиальный зазор?

- а) 2 мм;
- б) 1 мм;
- в) 4 мм;
- г) 0,25 мм;
- д) 1,25 мм.

Задание 2.3. Определите передаточное число редуктора, кинематическая схема которого приведена на рисунке:

- а) 0,7;
- б) 8;
- в) 6;
- г) 2,3;
- д) 0,125.



Задание 2.4. Окружность, эвольвентой которой является профиль зуба, называется:

- а) начальной;
- б) делительной;
- в) основной;
- г) главной;
- д) вспомогательной.

Задание 2.5. Как называется часть зуба, расположенная между делительной окружностью и окружностью впадин зубьев?

- а) осевым шагом зуба;
- б) ножкой зуба;
- в) радиальным зазором;
- г) головкой зуба;
- д) основанием зуба.

Задание 2.6. Высота ножки зуба цилиндрического колеса равна 10 мм. Чему равна высота зуба, если колесо изготовлено без смещения?

- а) 8 мм;
- б) 10 мм;
- в) 18 мм;
- г) 28 мм;
- д) 12,5 мм.

Задание 2.7. Как влияет угол наклона зубьев на плавность работы косозубой зубчатой передачи?

- а) до 45° растет, свыше 45° – снижается;
- б) с ростом угла наклона зубьев передача работает более плавно;
- в) с ростом угла наклона зубьев передача работает менее плавно;
- г) до 15° снижается, дальше – растет;
- д) изменение угла наклона зубьев влияет только на значение осевой силы.

Задание 2.8. Угловая скорость выходного вала равна 5 с^{-1} , передаточное число редуктора $U = 20$. Определите угловую скорость ведущего вала редуктора:

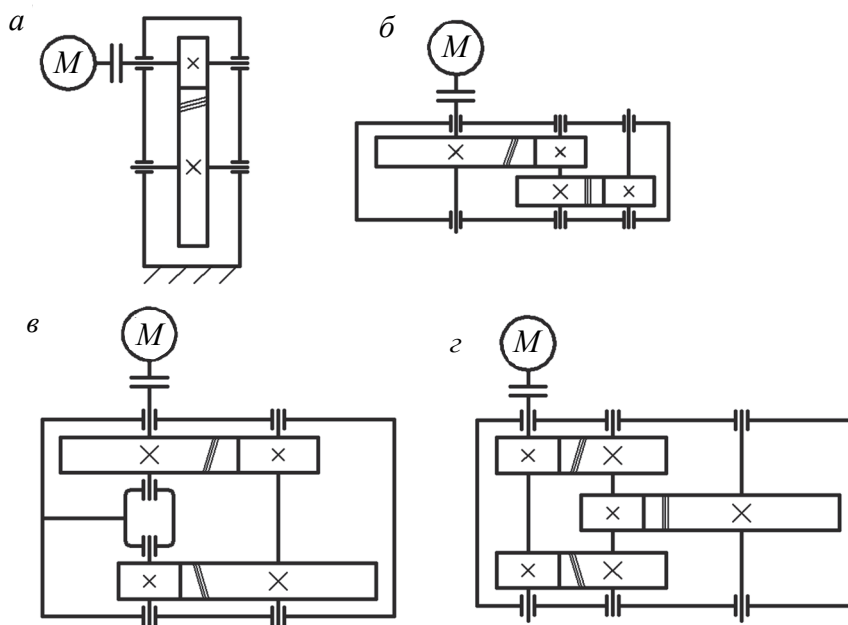
- а) 5 с^{-1} ;
- б) 20 с^{-1} ;
- в) 100 с^{-1} ;
- г) 4 с^{-1} ;
- д) 15 с^{-1} .

Задание 2.9. Диаметр окружности вершин зубьев равен 248 мм, диаметр окружности впадин зубьев составляет 230 мм. Чему равен нормальный модуль косозубого цилиндрического зубчатого зацепления, если зубья нарезаются без смещения?

- а) 4,5 мм;
- б) 18 мм;
- в) 9 мм;
- г) 4 мм;
- д) 4,1 мм.

Задание 2.10. На каком из рисунков представлена кинематическая схема привода, включающего редуктор?

- а) на всех рисунках;
- б) только на рисунке *а*;
- в) на рисунках *а* и *г*;
- г) на рисунках *б* и *в*;
- д) нет приводов с редуктором.



Задание 2.11. Сколько значений нормального модуля могут иметь три пары зубчатых колес?

- а) неограниченное количество;
- б) одно либо два;
- в) одно, два либо три;
- г) шесть;
- д) только три.

Задание 2.12. Крутящий момент на промежуточном валу редуктора равен $100 \text{ Н} \cdot \text{м}$, делительный диаметр колеса на нем составляет 200 мм . Чему равна окружная сила на колесе?

- а) $20\,000 \text{ Н}$;
- б) 1000 Н ;
- в) 2000 Н ;
- г) 8800 Н ;
- д) 4000 Н .

Задание 2.13. По принципу передачи движения зубчатые передачи относятся к передачам:

- а) трением;
- б) зацеплением;
- в) гибкой связью;
- г) бесконтактным;
- д) редуцирующим.

Задание 2.14. Рассчитайте межосевое расстояние прямозубой цилиндрической передачи внешнего зацепления, если число зубьев шестерни $Z_1 = 20$, передаточное число $U = 2$, модуль $m = 5$ мм. Колеса изготовлены без смещения:

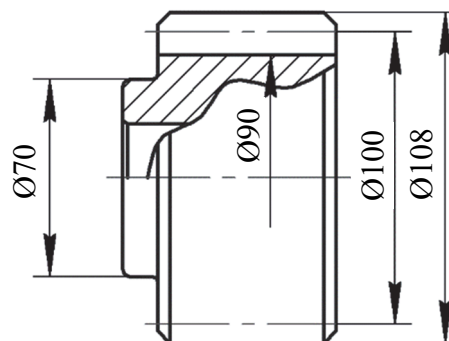
- а) 300 мм;
- б) 150 мм;
- в) 100 мм;
- г) 200 мм;
- д) 330 мм.

Задание 2.15. За счет действия в зацеплении каких сил передается крутящий момент в зубчатой цилиндрической передаче?

- а) сил трения качения;
- б) радиальных сил;
- в) окружных сил;
- г) осевых сил;
- д) сил трения скольжения.

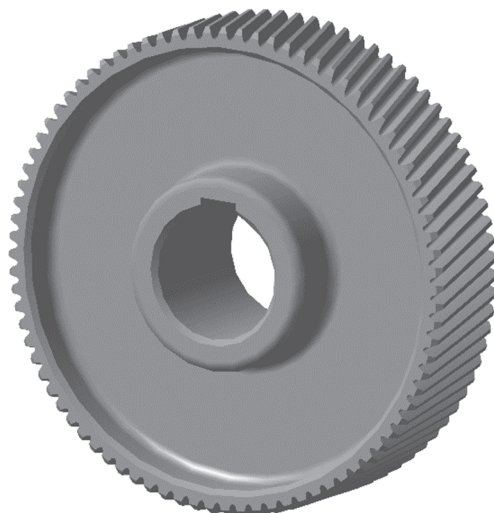
Задание 2.16. Как называется окружность, диаметр которой на рисунке равен 90 мм?

- а) окружность вершин зубьев;
- б) окружность впадин зубьев;
- в) делительная окружность;
- г) начальная окружность;
- д) основная окружность.



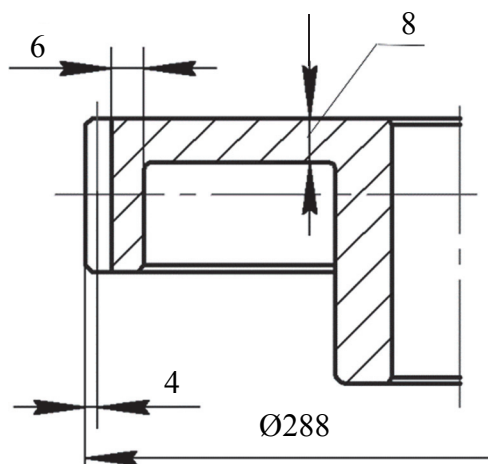
Задание 2.17. Что изображено на рисунке?

- а) косозубое зубчатое колесо;
- б) прямозубое зубчатое колесо;
- в) зубчато-винтовое колесо;
- г) шевронное зубчатое колесо;
- д) червячное колесо.



Задание 2.18. Рассчитайте диаметр окружности впадин зубьев колеса, представленного на рисунке:

- а) 280 мм;
- б) 268 мм;
- в) 284 мм;
- г) 278 мм;
- д) 270 мм.

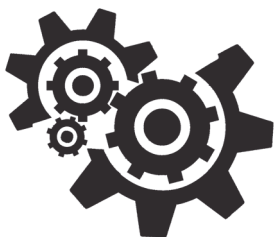


Задание 2.19. Какое выражение из приведенных ниже отражает связь между различными модулями зубьев в косозубых цилиндрических передачах?

- а) $m_n = m_e \cos\beta$;
- б) $m_n = 1,2m_e$;
- в) $m_t = m_n / \cos\beta$;
- г) $m_e = m_m / \cos\beta$.

Задание 2.20. Выберите правильное утверждение, подходящее к описанию геометрии зубчатого цилиндрического косозубого колеса:

- а) диаметр делительной окружности больше диаметра окружности вершин зубьев на 2 нормальных модуля;
- б) диаметр делительной окружности больше диаметра окружности впадин на 2 нормальных модуля;
- в) диаметр окружности впадин меньше диаметра делительной окружности на 2,5 окружного модуля;
- г) диаметр окружности впадин меньше диаметра делительной окружности на 2,5 нормального модуля;
- д) диаметр окружности впадин меньше диаметра делительной окружности на высоту зуба.



Лабораторная работа № 3 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ОДНОСТУПЕНЧАТОГО КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ КОЛЕС

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

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

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с общими сведениями, описанием лабораторной установки, порядком выполнения работы.

Общие сведения

Конические зубчатые передачи (см. рис. 2.5, *г*, *д* на с. 23) состоят из двух колес, которые установлены на валах, расположенных под углом. Угол может находиться в пределах от 10 до 170°. Обычно угол составляет 90°. Такие передачи называют **ортогональными**.

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

Если в цилиндрических передачах обкатываются цилиндры по начальным диаметрам, то в коническом зацеплении обкатывание без скольжения происходит по начальным или делительным конусам. При сборке необходимо обеспечить совпадение вершин конусов.

Конические колеса бывают с *прямыми* (рис. 3.1, а), *тангенциальными* (косыми) (рис. 3.1, б), *круговыми зубьями* (рис. 3.1, в). Конические колеса с прямыми зубьями используются во всех областях машино- и приборостроения, входя в состав силовых и кинематических передач различных размеров при окружных скоростях до 3 м/с (для шлифовальных колес – до 8 м/с).

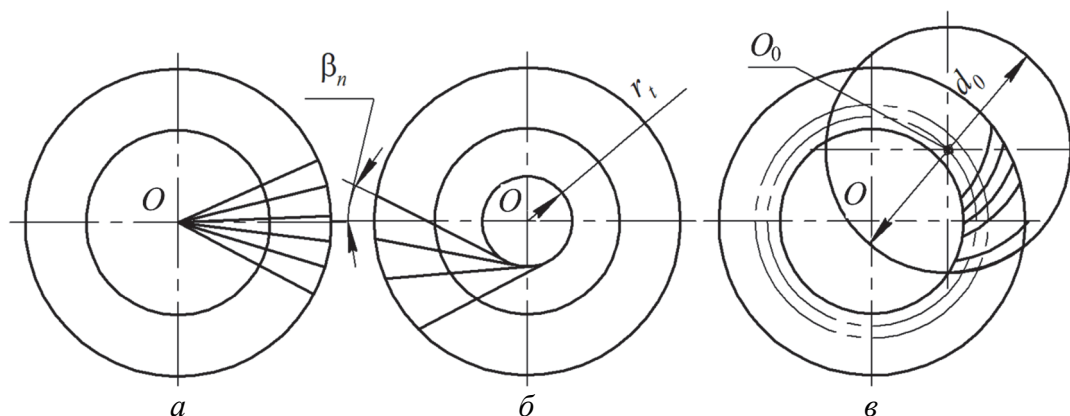


Рис. 3.1. Виды зубьев конических колес:
а – прямые; б – тангенциальные (косые); в – круговые

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

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

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

Форма I – пропорционально понижающиеся зубья (рис. 3.2, а). Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Эта форма

зуба используется для зубчатых колес с прямыми зубьями, а также с круговыми зубьями.

Форма II – понижающиеся зубья (рис. 3.2, б, в). Вершины конусов делительного и впадин не совпадают. Данная форма зуба применяется при изготовлении зубчатых колес с тангенциальными зубьями, а также для колес с круговыми зубьями.

Форма III – равновысокие зубья (рис. 3.2, г). Образующие конусов делительного, вершин и впадин параллельны. Высота зуба постоянна по всей длине. Эта форма используется при изготовлении зубчатых колес с круговыми зубьями.

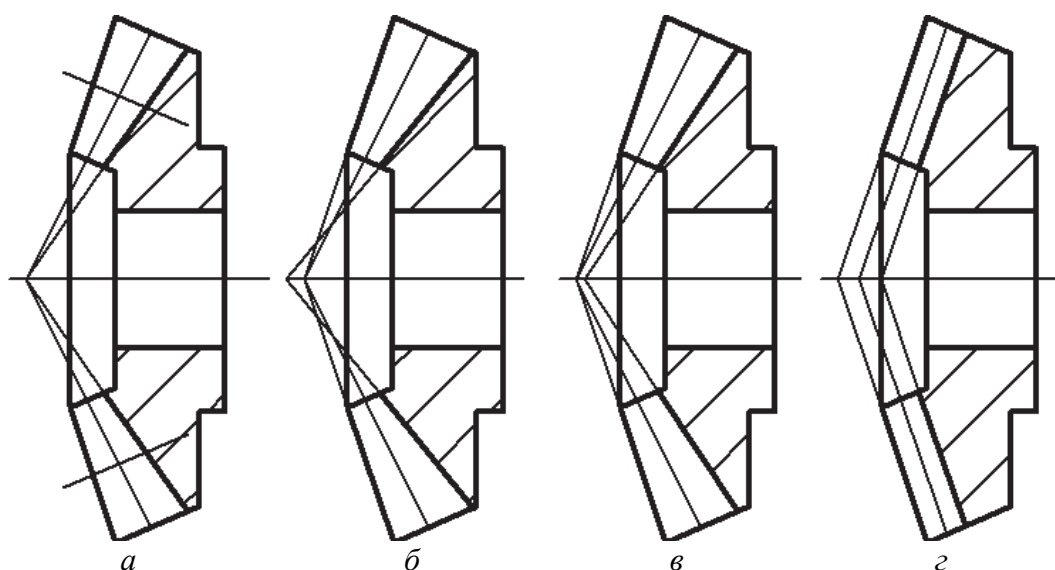


Рис. 3.2. Форма зубьев конических колес:

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

Наиболее широкое применение получили колеса формы I. Рассмотрим его основные параметры (рис. 3.3): δ – угол делительного конуса; Σ – межосевой угол ($\Sigma = \delta_1 + \delta_2$); δ_f – угол конуса впадин; δ_a – угол конуса вершин; d_e – внешний делительный диаметр; d_m – средний делительный диаметр; d_i – внутренний делительный диаметр; d_{ae} – внешний диаметр окружности вершин зубьев; d_{fe} – внешний диаметр окружности впадин зубьев; R_e – внешнее конусное расстояние; R_m – среднее конусное расстояние; b – ширина венца; h_e – внешняя высота зуба; h_{ae} – внешняя высота головки зуба; h_{fe} – внешняя высота ножки зуба; θ_a – угол головки зуба; θ_f – угол ножки зуба; β_n – угол наклона зуба (см. рис. 3.1, б).

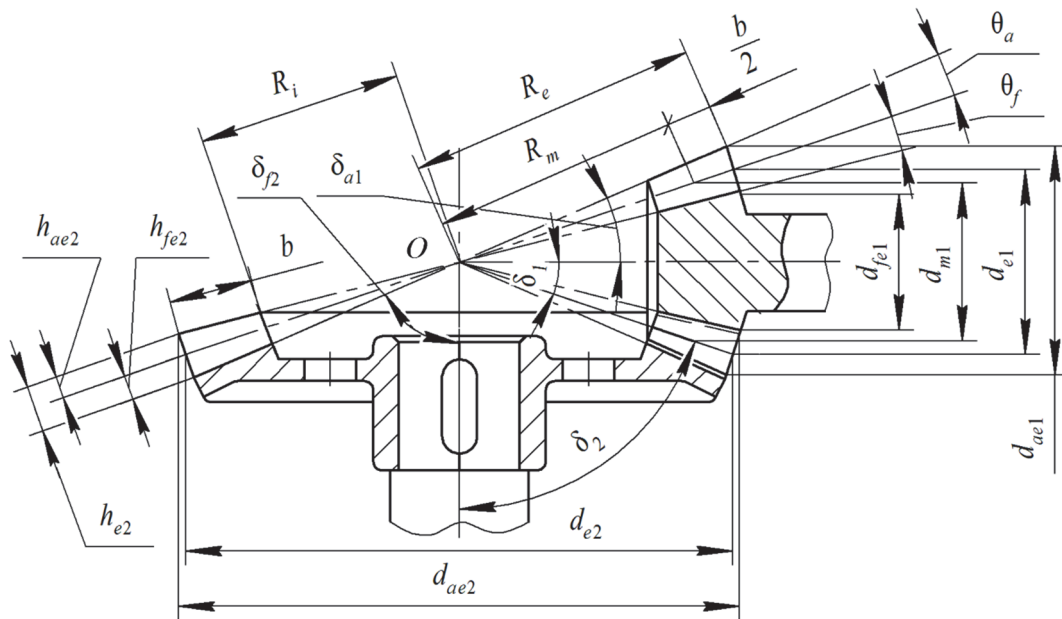


Рис. 3.3. Эскиз конического зацепления

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

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

Описание конструкции одноступенчатого конического редуктора с прямозубыми зубчатыми колесами

Редуктор (рис. 3.4) состоит из корпуса 17, корпусных крышек подшипников: глухой 12 и сквозной 25, крышки подшипника 7, ведущего вала-шестерни 10, установленного в стакане 2, ведомого вала 16, на котором с помощью шпонки 11 зафиксировано зубчатое колесо 19, подшипников качения 9 и 13, маслоотражающих колец 14, регулировочных тонких металлических прокладок 15, 21 и 26, смотровой крышки 4, сливных резьбовых пробок 18 и 23, маслоуказателя 20, регулировочной гайки 22 с лапчатой шайбой 8, крепежных болтов 1, 3, 5. Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в корпусной крышке 25 и крышке подшипника 7 предусмотрены манжетные уплотнения 6 и 24.

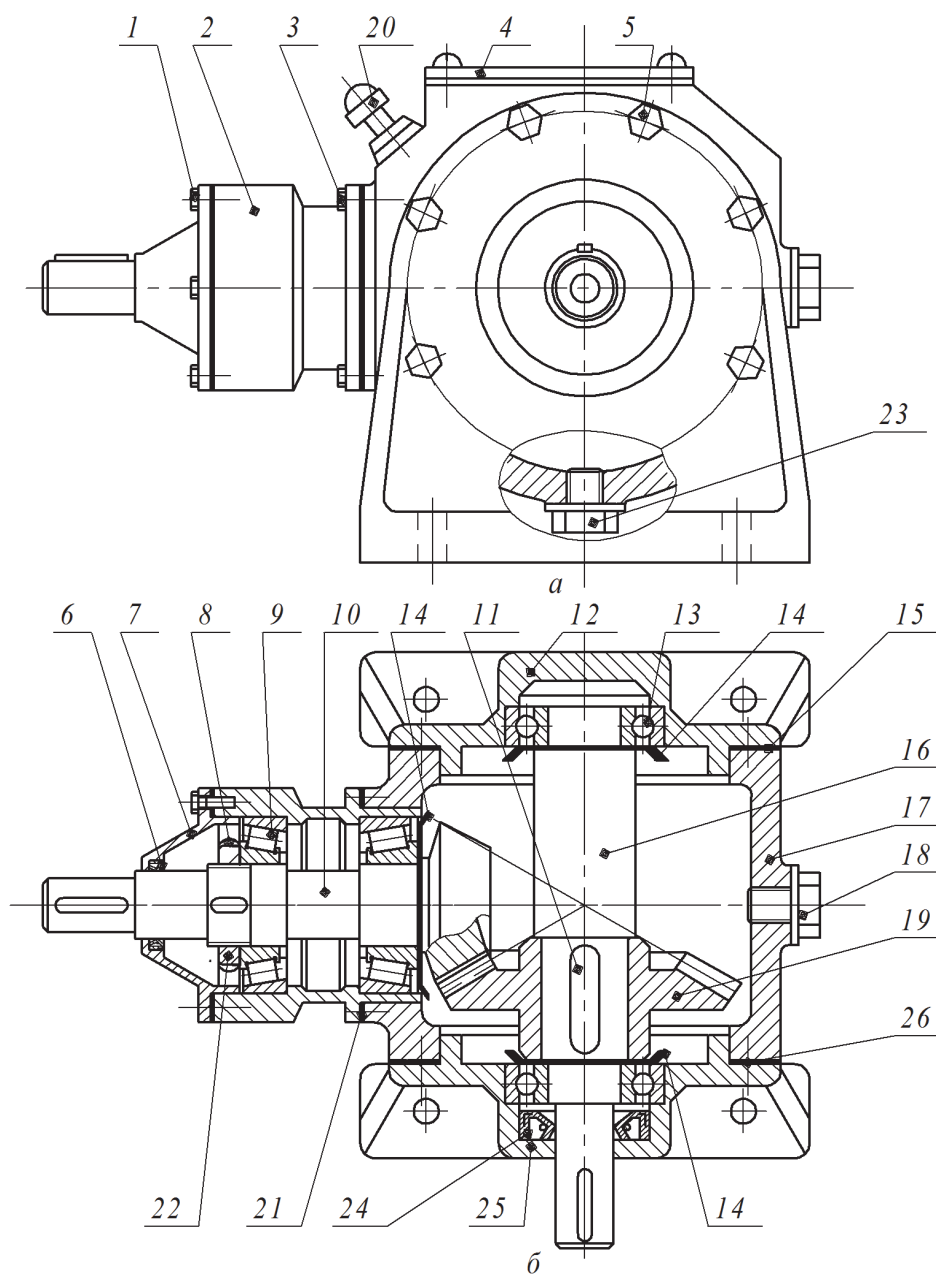


Рис. 3.4. Конструкция конического редуктора:

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

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

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* и осуществляется перемещением гайки *22* с последующей фиксацией ее лапчатой шайбой *8*. При закручивании торец гайки *22* упирается во внутреннее кольцо левого подшипника *9*, а с другой стороны буртик вала-шестерни *10* воздействует на внутреннее кольцо правого подшипника, и тем самым радиальный зазор в подшипнике уменьшается.

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

Переставляя часть прокладок *15* к прокладкам *26*, или наоборот, выполняется перемещение вала в осевом направлении, обеспечивающее совпадение вершин делительных корпусов шестерни и колеса в точке *O* после сборки редуктора (см. рис. 3.3 на с. 45).

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.

Порядок выполнения работы

Разборка редуктора, замер параметров и составление его кинематической схемы.

1. Отвернуть болты *3* и вынуть узел шестерни – стакан *2* в сборе с валом-шестерней *10*, подшипниками *9* и крышкой *7* (рис. 3.4).

2. Разобрать узел шестерни, отвернуть болты *1*, снять крышку *7*, открутить регулировочную гайку *22*, предварительно отогнув лапку

стопорной шайбы 8, а затем вынуть из стакана 2 вал 10 с шестерней и внутренними кольцами конических подшипников 9.

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

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

5. Подсчитать число зубьев шестерни Z_1 и колеса Z_2 .

6. Замерить штангенциркулем внешнюю высоту зуба h_e (см. рис. 3.3 на с. 45) и ширину венца колеса b . Измеренные параметры занести в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Измеренные параметры

Параметры и их обозначения	Значения
Число зубьев, шт.:	
– шестерни Z_1	
– колеса Z_2	
Внешняя высота зуба h_e , мм	
Ширина венца колеса b , мм	
Внешний диаметр вершин зубьев, мм:	
– шестерни d_{ae1}	
– колеса d_{ae2}	

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

Определение основных параметров зацепления. На основании выполненных замеров рассчитать основные параметры зубчатого конического зацепления и записать результаты в табл. 3.2 (см. на с. 50).

1. Найти внешний окружной модуль зацепления по формуле

$$m_e = \frac{h_e}{2,2}. \quad (3.1)$$

Полученное значение округлить до ближайшего стандартного значения (см. табл. 2.3 на с. 31). Дальнейшие расчеты вести по стандартному значению модуля.

2. Определить передаточное число редуктора по формуле

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (3.2)$$

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

$$\delta_2 = \arctg U, \quad \delta_1 = 90 - \delta_2. \quad (3.3)$$

4. Определить внешние делительные диаметры шестерни d_{e1} и колеса d_{e2} по формулам

$$d_{e1} = m_e Z_1, \quad d_{e2} = m_e Z_2. \quad (3.4)$$

5. Рассчитать внешние диаметры окружности вершин зубьев по следующим формулам:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1, \quad d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2. \quad (3.5)$$

6. Найти внешние диаметры окружности впадин зубьев по формулам

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4m_e \cos \delta_1, \quad d_{fe2} = d_{e2} - 2,4m_e \cos \delta_2. \quad (3.6)$$

7. Вычислить внешнее конусное расстояние из следующего соотношения:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}. \quad (3.7)$$

8. Определить среднее конусное расстояние по формуле

$$R_m = R_e - 0,5b. \quad (3.8)$$

9. Рассчитать коэффициент ширины венца колеса из следующего выражения:

$$\Psi_{Re} = \frac{b}{R_e}. \quad (3.9)$$

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

$$\theta_a = \arctg \left(\frac{m_e}{R_e} \right), \quad \theta_f = \arctg \left(\frac{1,2m_e}{R_e} \right). \quad (3.10)$$

11. Вычислить средний модуль зубьев из следующего выражения:

$$m_m = m_e - \frac{b}{Z_1} \sin \delta_1. \quad (3.11)$$

Таблица 3.2

Рассчитанные параметры зацепления

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

12. Рассчитать средний делительный диаметр шестерни d_{m1} и колеса d_{m2} по формулам

$$d_{m1} = m_m Z_1, \quad d_{m2} = m_m Z_2. \quad (3.12)$$

Сборка редуктора, регулирование радиального зазора в радиально-упорных подшипниках и в зубчатом зацеплении. Особенность сборки конического редуктора заключается в том, что отдельно собираются узлы ведущего и ведомого валов и после этого производятся их монтаж и регулировка (см. рис. 3.4 на с. 46).

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

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

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

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

Содержание отчета

Отчет о лабораторной работе должен включать: название и цель работы; краткое описание конструкции редуктора и его основных элементов; кинематическую схему редуктора с необходимыми обозначениями; схему зацепления конической передачи (см. рис. 3.3 на с. 45); измеренные (см. табл. 3.1 на с. 48) и рассчитанные (табл. 3.2) параметры зубчатого зацепления, параметры подшипников (см. табл. 2.4 на с. 33); выводы.

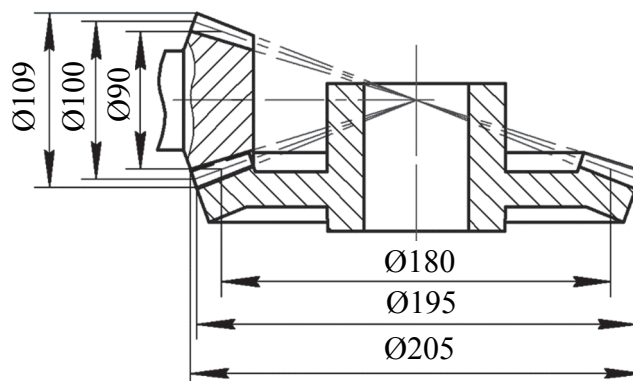
Контрольные вопросы и задания

Задание 3.1. Механическая передача с перекрещивающимися или пересекающимися осями валов, помещенная в закрытый корпус, служащая для увеличения крутящего момента за счет уменьшения угловой скорости, называется:

- а) цилиндрическим редуктором;
- б) угловой муфтой;
- в) коническим редуктором;
- г) коническим вариатором;
- д) цилиндрическим мультипликатором;
- е) коническим мультипликатором.

Задание 3.2. Как называется диаметр окружности, который на рисунке равен 180 мм?

- а) средний делительный диаметр зубьев шестерни;
- б) внешний диаметр окружности вершин зубьев колеса;
- в) внешний диаметр окружности вершин зубьев шестерни;
- г) средний делительный диаметр зубьев колеса.



Задание 3.3. Найдите передаточное число конической прямо-зубой передачи, изображенной на рисунке в задании 3.2:

- а) $U = 0,5$;
- б) $U = 0,7$;
- в) $U = 2,0$;
- г) $U = 2,5$;
- д) $U = 3,5$.

Задание 3.4. Какой модуль у прямозубой конической передачи стандартизирован?

- а) средний окружной;
- б) внешний нормальный;
- в) средний нормальный;
- г) внутренний окружной;
- д) внешний окружной.

Задание 3.5. В каких пределах принимают межосевой угол в конических зубчатых передачах?

- а) $0-90^\circ$;
- б) $30-60^\circ$;
- в) $0-180^\circ$;
- г) $0-10^\circ$;
- д) $10-15^\circ$;
- е) $10-170^\circ$.

Задание 3.6. Рассчитайте внешнюю высоту ножки зуба колеса конической передачи, если внешняя высота ножки зуба шестерни равна 10 мм, передаточное число $U = 2,5$:

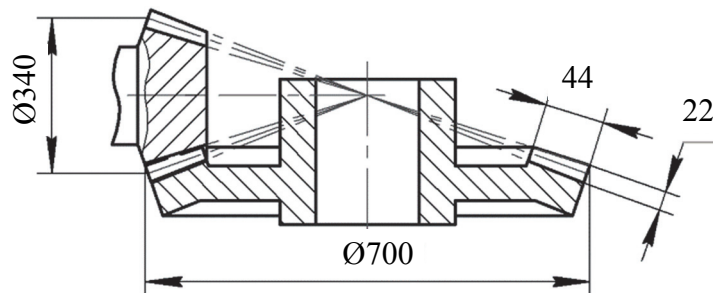
- а) 4 мм;
- б) 10 мм;
- в) 25 мм;
- г) 2,5 мм;
- д) 4,5 мм.

Задание 3.7. В каких случаях целесообразным является применение конической прямозубой передачи?

- а) при передаточном числе до 6,3;
- б) при малых окружных скоростях;
- в) когда следует обеспечить плавность и бесшумность работы;
- г) при необходимости передачи крутящего момента между параллельными осями валов;
- д) когда предъявляются требования к получению высокого КПД привода.

Задание 3.8. Определите количество зубьев на конической шестерне для зацепления, приведенной на рисунке:

- а) 17;
- б) 19;
- в) 34;
- г) 70;
- д) 22.



Задание 3.9. Скорость вращения шестерни конической зубчатой прямозубой передачи, изображенной на рисунке в задании 3.8, $\omega_1 = 100 \text{ с}^{-1}$. С какой скоростью будет вращаться колесо?

- а) 39 с^{-1} ;
- б) 100 с^{-1} ;
- в) 33 с^{-1} ;
- г) 206 с^{-1} ;
- д) 49 с^{-1} .

Задание 3.10. Чему равно среднее конусное расстояние, если ширина зубчатого венца прямозубого конического колеса $b = 40 \text{ мм}$, а внешнее конусное расстояние $R_e = 130 \text{ мм}$?

- а) 110 мм;
- б) 170 мм;
- в) 150 мм;
- г) 90 мм;
- д) 115 мм.

Задание 3.11. Что является главной геометрической характеристикой конической прямозубой зубчатой передачи?

- а) передаточное число;
- б) шаг зубьев;
- в) модуль;
- г) мощность;
- д) ширина венца.

Задание 3.12. Найдите угловую скорость ведомого вала конического редуктора, если крутящий момент на этом валу $T = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$, мощность $P = 25\,000 \text{ Вт}$:

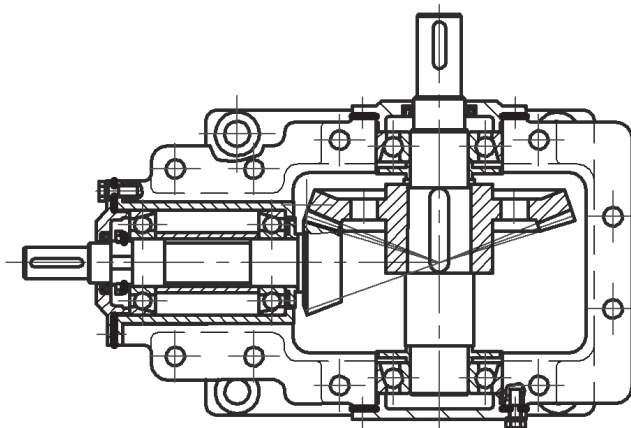
- а) 10 с^{-1} ;
- б) 100 с^{-1} ;
- в) 33 с^{-1} ;
- г) $0,1 \text{ с}^{-1}$;
- д) $0,01 \text{ с}^{-1}$.

Задание 3.13. Какие из приведенных ниже формул позволяют рассчитать передаточное число конической передачи?

- | | |
|----------------------------|------------------------------|
| а) все формулы; | 1) $U = Z_1 / Z_2$; |
| б) формулы (1), (2) и (3); | 2) $U = \text{tg}\delta_2$; |
| в) формулы (2) и (3); | 3) $U = T_2 / T_1\eta$; |
| г) формула (1). | 4) $U = P_2 / P_1$. |

Задание 3.14. Редуктор, рисунок которого представлен ниже, обладает рядом преимуществ. Какой из перечисленных вариантов ответа является ложным?

- а) возможность передачи вращения между валами, оси которых пересекаются под углом;
- б) большое передаточное число;
- в) высокая надежность и долговечность;
- г) высокий КПД.



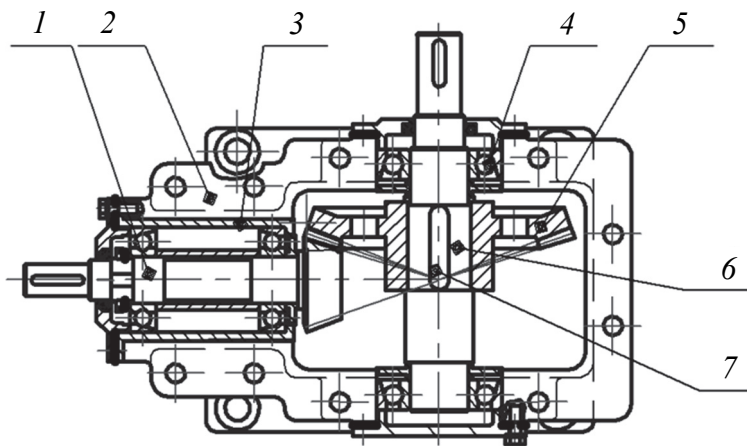
Задание 3.15. Проектировочный расчет открытых зубчатых конических передач выполняют:

- а) на смятие рабочих поверхностей зубьев;
- б) контактную выносливость зубьев;
- в) жесткость зубьев;

- г) прочность при усталостном изгибе зубьев;
- д) износостойкость зубьев при перегрузках.

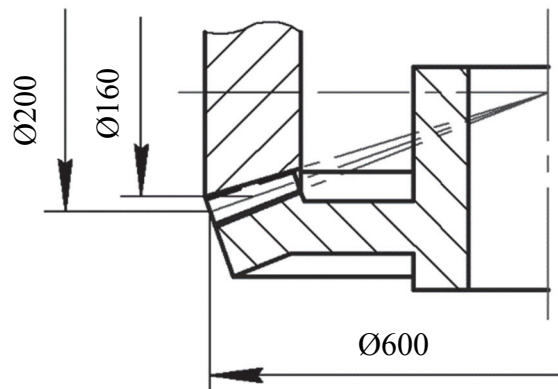
Задание 3.16. Деталь 3 механизма, приведенного на рисунке, предназначена:

- а) для повышения КПД;
- б) контроля уровня масла;
- в) передачи крутящего момента;
- г) регулировки зазора в зацеплении;
- д) точной установки вала в корпусе.



Задание 3.17. Расчетный модуль зацепления составляет 8 мм. Определите количество зубьев на ведомом колесе:

- а) 33;
- б) 65;
- в) 60;
- г) 75;
- д) 70.



Задание 3.18. Преимуществом конической зубчатой передачи в сравнении с червячной является:

- а) передача вращения между валами, оси которых расположены под углом друг к другу;
- б) высокая передаваемая мощность;
- в) высокий КПД;
- г) большое передаточное число;
- д) возможность применения недорогих антифрикционных материалов.

Выберите ошибочное утверждение.

Задание 3.19. Какая часть зуба в коническом колесе наиболее нагружена?

- а) внешняя;
- б) внутренняя;
- в) средняя;
- г) нагрузка одинакова во всех частях;
- д) нагрузка сосредоточена в полюсе зацепления.

Задание 3.20. Коническая передача с круговым зубом в сравнении с передачей с прямым зубом обладает следующим преимуществом:

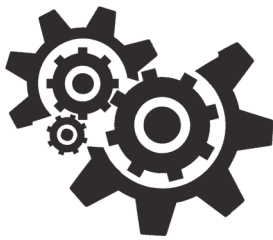
- а) более высокая нагрузочная способность;
- б) простота изготовления;
- в) низкая стоимость;
- г) высокая плавность;
- д) низкий шум.

Задание 3.21. На размеры проектируемой открытой конической передачи существенное влияние оказывает:

- а) способ смазки колес;
- б) крутящий момент;
- в) допускаемое контактное напряжение;
- г) механические характеристики материала колес;
- д) соотношение осевой и радиальной сил в зацеплении.

Задание 3.22. По каким из приведенных ниже формул можно определить внешнее конусное расстояние конической прямозубой передачи?

- | | |
|-----------------|-------------------------------------|
| а) формула (1); | 1) $R_e = d_{e1} / 2\sin\delta_1$; |
| б) формула (2); | 2) $R_e = d_{m1} / 2\sin\delta_1$; |
| в) формула (3); | 3) $R_e = d_{e2} / 2\sin\delta_2$; |
| г) формула (4); | 4) $R_e = d_{m2} / 2\sin\delta_2$; |
| д) формула (5). | 5) $R_e = \arctg(1 / U)$. |



Лабораторная работа № 4 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПЛАНЕТАРНОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ПЛАНЕТАРНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

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

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с общими сведениями, описанием лабораторной установки, порядком выполнения работы.

Общие сведения

Зубчатые передачи, которые имеют зубчатые колеса с перемещающимися в пространстве геометрическими осями, носят название **планетарных** (рис. 4.1).

Зубчатые колеса (рис. 4.1) с перемещающимися в пространстве геометрическими осями называются сателлитами или планетарными 2, 2', 3 и 3' (по аналогии с движением планет Солнечной системы). Планетарные передачи могут иметь два и более сателлитов. Колеса, по которым обкатываются сателлиты, называются центральными 1 и 4. Ведущее зубчатое колесо 1 называется солнечным, а деталь, в которой закреплены валы сателлитов, – водилом H .

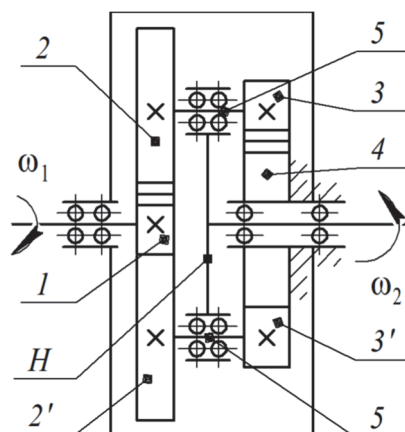


Рис. 4.1. Кинематическая схема планетарного редуктора:
1, 4 – центральные колеса;
2, 2', 3, 3' – сателлиты;
5 – вал сателлитов; H – водило

В отличие от цилиндрических передач, где ведомый вал только один, в планетарной передаче имеются два ведомых вала: вал центрального колеса 4 и вал водила H (рис. 4.1). Это позволяет значительно расширить кинематические возможности, что является одним из ее достоинств. Планетарную передачу можно использовать как редуктор, когда одно из ведомых звеньев постоянно неподвижно; коробку перемены передач, когда поочередно тормозится одно из ведомых звеньев; дифференциал, когда оба ведомых звена остаются подвижными.

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

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

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

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

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

Определим передаточные отношения для исследуемого редуктора методом остановки водила при неподвижном колесе 4. Для этого рассмотрим систему координат, в которой всем звеньям планетарного редуктора сообщим дополнительную скорость ($-\omega_H$). Это позволит получить зубчатый редуктор с неподвижными осями валов. В приведенном механизме передаточное отношение будет равно

$$U_{1H}^4 = \frac{\omega_1 - \omega_4}{-\omega_H} = \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}. \quad (4.1)$$

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

$$\frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}. \quad (4.2)$$

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

$$U_{1H}^4 = 1 - \frac{Z_2 Z_4}{Z_1 Z_3}. \quad (4.3)$$

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

$$\eta_{\text{пл.ред}} = \eta_{\text{зац}} \eta_{\text{п.п}}^n \eta_{\text{гидр}}, \quad (4.4)$$

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

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

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

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

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

$$\eta_{\text{пл.ред}} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1 U}, \quad (4.5)$$

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

Описание лабораторной установки

Установка ДП-5К (рис. 4.2) смонтирована на литой металлической станине и состоит из трех основных узлов: электродвигателя 1 с тахометром 2, исследуемого планетарного редуктора 3 и нагрузочного устройства 4.

Узел электродвигателя смонтирован на литом кронштейне 5, установленном на станине 19. Статор электродвигателя закреплен в двух подшипниках на валу ротора и может вращаться вместе с ротором вокруг общей оси (балансирный электродвигатель).

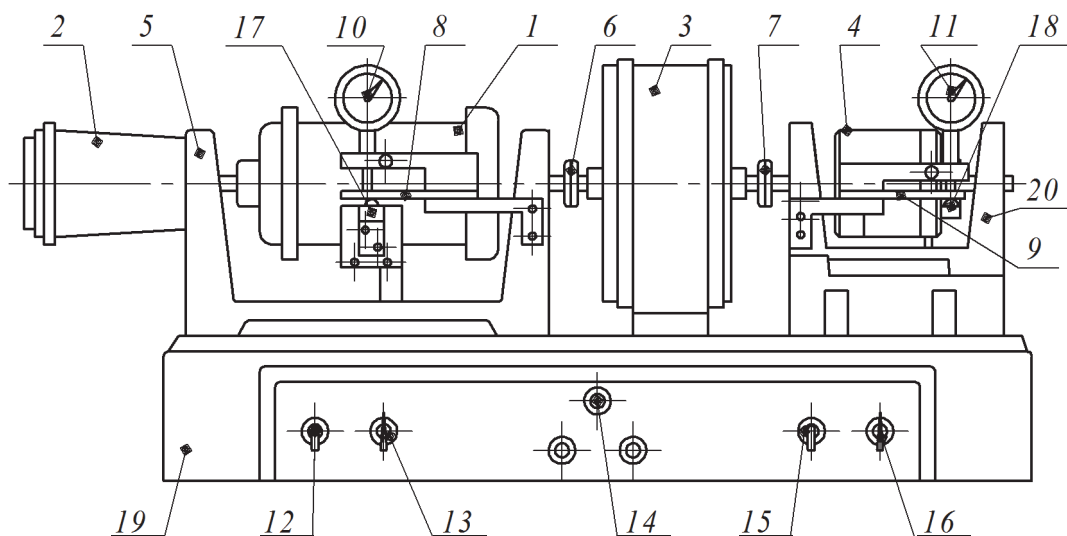


Рис. 4.2. Установка ДП-5К:

- 1 – электродвигатель; 2 – тахометр; 3 – редуктор; 4 – нагрузочное устройство;
 5, 20 – кронштейны; 6, 7 – упругие муфты; 8, 9 – плоские пружины;
 10, 11 – индикаторы часового типа; 12 – тумблер электродвигателя;
 13 – потенциометр электродвигателя; 14 – сигнальная лампа;
 15 – тумблер нагрузочного устройства; 16 – потенциометр нагрузочного
 устройства; 17, 18 – рычаги; 19 – станина

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

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

Крутящий момент подается на входной вал редуктора, на котором закреплено центральное колесо 1 (см. рис. 4.1 на с. 57). Колесо вступает в зацепление с парой сателлитов (планетарных колес) 2 и 2', в результате чего они начинают вращаться вокруг собственной оси. Крутящий момент с сателлитов 2 и 2' посредством валов 5 передается на сателлиты 3 и 3', которые находятся в зацеплении с неподвижным центральным колесом 4. Таким образом сателлиты одновременно обкатываются по двум центральным колесам. В результате оси валов 5, которые соединены между собой водилом H , начинают перемещаться в пространстве и приводят во вращение выходной вал редуктора.

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

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

Нагрузочное устройство 4 (рис. 4.2) смонтировано на литом кронштейне 20 и закреплено на станине 19. Оно имитирует рабочую нагрузку редуктора и служит для создания тормозного момента на ведомом валу редуктора. Нагрузочное устройство 4 представляет собой магнитный порошковый тормоз, принцип действия которого основан на способности намагниченной среды оказывать сопротивление перемещению в ней ферромагнитных тел.

На кронштейнах 5 и 20 электродвигателя 1 и нагрузочного устройства 4 установлены измерительные устройства динамометрического типа, которые состоят из плоских пружин 8 и 9 и индикаторов часового типа 10 и 11, упирающихся своими штоками в пружины.

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

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

– для электродвигателя

$$T_1 = i_{\text{эл.двиг}} k_{\text{эл.двиг}}; \quad (4.6)$$

– для нагрузочного устройства

$$T_2 = i_{\text{нагр}} k_{\text{нагр}}, \quad (4.7)$$

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

Панель управления. На лицевой части станины (рис. 4.2) установлена панель, на которой размещены тумблер 12, включающий и выключающий электродвигатель, ручка 13 потенциометра, позволяющего бесступенчато регулировать частоту вращения вала

электродвигателя, контрольная лампочка *14*, тумблер *15*, включающий нагрузочное устройство, и рукоятка потенциометра *16*, позволяющего регулировать тормозной момент нагрузочного устройства. На задней стороне станины имеется шнур с вилкой для подключения установки к выпрямителю.

Порядок выполнения работы

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

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

3. Определить передаточное число редуктора по формуле (4.3).

4. Для заданных преподавателем значений показаний индикатора ($i_{\text{нагр}1}$, $i_{\text{нагр}2}$, $i_{\text{нагр}3}$) на валу нагрузочного устройства по формуле (4.7) рассчитать величину тормозного момента нагрузочного устройства T_{2-1} , T_{2-2} , T_{2-3} .

5. Включить установку в сеть.

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

6. Ручки потенциометров для регулирования частоты вращения вала электродвигателя *13* (см. рис. 4.2 на с. 61) и крутящего момента нагрузочного устройства *16* поворотом против часовой стрелки установить в крайнее левое положение.

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

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

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

10. Поддерживая ручкой потенциометра *13* заданную частоту вращения, ручкой потенциометра *16* нагрузочного устройства установить минимальный заданный преподавателем тормозной

момент T_{2-1} , контролируя его величину по числу делений i_{2-1} индикатора 11 . Снять показание с индикатора 10 и занести его в таблицу.

Внимание! При увеличении нагрузки не допускать остановки вала электродвигателя.

Результаты замеров

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

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

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

13. По формуле (4.6) рассчитать значение крутящего момента на ведущем валу редуктора T_1 .

14. Используя выражение (4.5), определить значение КПД планетарного редуктора $\eta_{\text{пл.ред.}}$.

Результаты расчетов занести в таблицу.

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

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

Содержание отчета

Отчет о лабораторной работе должен включать: название и цель работы; кинематическую схему установки ДП-5К; краткое описание устройства и принципа работы установки ДП-5К; кинематическую схему и описание устройства исследуемого планетарного редуктора; расчет передаточного числа исследуемого планетарного редуктора; таблицу опытных и расчетных результатов (см. таблицу); график зависимости КПД от крутящего момента на ведомом валу T_2 при постоянной частоте вращения n_1 ; график зависимости КПД от частоты вращения вала электродвигателя n_1 при постоянном крутящем моменте на ведомом валу T_2 ; анализ полученных экспериментальных КПД.

Контрольные вопросы и задания

Задание 4.1. В качестве какого из устройств нельзя использовать планетарную передачу?

- а) дифференциал;
- б) редуктор;
- в) кривошипно-шатунный механизм;
- г) вариатор;
- д) коробка перемены передач.

Задание 4.2. Планетарные передачи обладают рядом недостатков. Какой (какие) из них указан ошибочно?

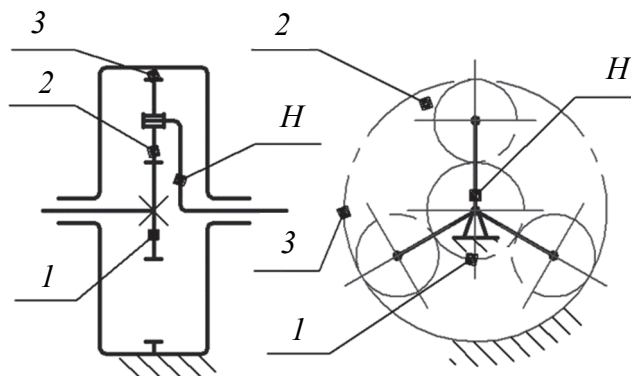
- а) повышенные требования к точности сборки;
- б) соосность ведущего и ведомого валов;
- в) снижение КПД при росте передаточного отношения;
- г) необходимость использования дорогих антифрикционных материалов;
- д) большое число подшипниковых опор.

Задание 4.3. Какие колеса применяют в конструкциях планетарных передач?

- а) цилиндрические с круговым зубом;
- б) цилиндрические прямозубые;
- в) цилиндрические косозубые;
- г) конические;
- д) цилиндрические винтовые.

Задание 4.4. На схеме планетарной передачи, изображенной на рисунке, позицией 2 обозначается:

- а) корончатое колесо;
- б) солнечное колесо;
- в) сателлиты;
- г) паразитная шестерня;
- д) водило.



Задание 4.5. Сколько потоков передачи механической энергии имеет планетарный механизм в задании 4.4?

- а) 1;
- б) 2;
- в) 3;
- г) 4;
- д) 5.

Задание 4.6. Малые габариты и масса планетарной передачи обусловлены:

- а) соосностью ведущего и ведомого валов;
- б) симметричным расположением сателлитов;
- в) наличием подвижных и неподвижных звеньев;
- г) передачей мощности несколькими потоками;
- д) замыканием сил в передаче.

Задание 4.7. Для определения передаточного отношения планетарной передачи применяют метод:

- а) Валеса;
- б) Пуансо;
- в) Эйлера;
- г) Лагранжа;
- д) Виллиса.

Задание 4.8. При проектировании планетарных передач требуется соблюдение условий:

- а) теплостойкости и долговечности;
- б) вибростойкости и жесткости;
- в) жесткости и прочности водила;
- г) тяговой способности и износостойкости;
- д) сборки, соседства и соосности.

Задание 4.9. Планетарная передача, все звенья которой подвижны в процессе работы, называется:

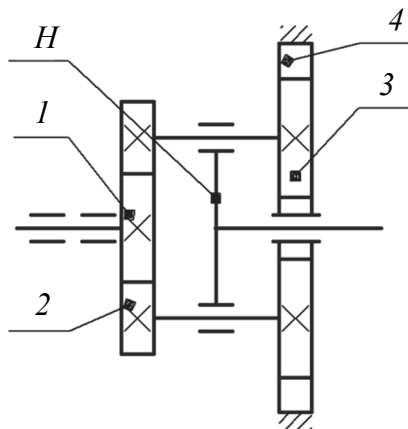
- а) основной;
- б) дифференциальной;
- в) силовой;
- г) редукторной;
- д) мобильной.

Задание 4.10. По какому допускаемому напряжению выполняют проектировочный расчет волновой передачи?

- а) среза;
- б) растяжения;
- в) кручения;
- г) смятия;
- д) изгиба.

Задание 4.11. На рисунке изображена кинематическая схема ... с ... потоками передачи механической энергии:

- а) планетарного редуктора; 4;
- б) планетарного дифференциала; 2;
- в) планетарного редуктора; 2;
- г) планетарного мультипликатора; 4;
- д) планетарного редуктора; 3.



Задание 4.12. На кинематической схеме, приведенной в задании 4.11, изображено ... зубчатых колес и ... валов:

- а) 5; 5;
- б) 4; 5;
- в) 6; 4;
- г) 7; 4;
- д) 5; 2.

Задание 4.13. Передаточное отношение одноступенчатой волновой передачи с неподвижным жестким колесом определяется по формуле $i = -Z_2 / c$, где Z_2 – это ...:

- а) число зубьев жесткого колеса;
- б) число зубьев гибкого колеса;
- в) суммарное число зубьев всех сателлитов;
- г) приведенное число зубьев генератора;
- д) суммарное число зубьев жесткого и гибкого колес.

Задание 4.14. Выберите верное утверждение в отношении планетарных механизмов:

а) потери в подшипниках у планетарной передачи ниже, чем у простой зубчатой передачи;

б) потери в подшипниках у планетарной передачи выше, чем у простой зубчатой передачи;

в) потери в зацеплении у планетарной передачи ниже, чем у простой зубчатой передачи;

г) потери, связанные с разбрызгиванием и перемешиванием смазочных материалов, в планетарной передаче при смазывании окупанием меньше, чем в простой зубчатой передаче.

Задание 4.15. Повысить КПД планетарных механизмов можно, предприняв следующие действия:

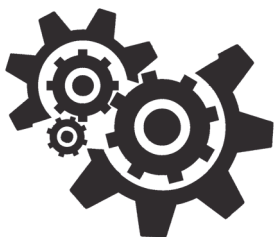
а) повысить точность изготовления зубчатых колес;

б) повысить точность изготовления валов и водила;

в) заменить смазывание окупанием на другой способ смазки (например, циркуляционный);

г) обеспечить эффективное охлаждение смазочного материала;

д) отрегулировать пятно контакта.



Лабораторная работа № 5 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

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

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

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с общими сведениями, описанием лабораторной установки, порядком выполнения работы.

Общие сведения

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

Передача крутящего момента от червяка к колесу осуществляется посредством давления витка червяка на зуб червячного колеса, при этом в зацеплении преобладает трение скольжения, а не трение качения как в зубчатых передачах, поэтому червячная передача имеет низкий КПД по сравнению с зубчатыми (см. табл. 1.1 на с. 9), и, как следствие, работа червячной передачи сопровождается

большим тепловыделением. Сравнительно низкий КПД является основным недостатком таких передач.

Для снижения силы трения в зацеплении применяют антифрикционные материалы, чаще других – дорогостоящие сплавы на медной основе, из которых изготавливается зубчатый венец червячного колеса (при малых скоростях скольжения (до 2 м/с) допускается использовать серые чугуны, что позволяет существенно снизить стоимость изготовления червячного колеса). Кроме того, при сборке редуктора необходимо добиваться получения максимальной площади пятна контакта. Пятно контакта – это сумма линий контакта боковых поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса. Увеличение площади пятна контакта приводит к уменьшению удельного давления на поверхности и тем самым к увеличению толщины масляного слоя, что обеспечивает снижение коэффициента трения, а значит, уменьшение силы трения и в результате повышение КПД.

Из-за низкого КПД при работе червячной передачи в зацеплении выделяется большое количество тепла, вследствие чего уменьшается вязкость масла, что вызывает резкое ухудшение его смазочных свойств, и возникает опасность заедания, что может привести к выходу передачи из строя, а также к устранению бокового зазора и заклиниванию передачи. Поэтому червячную передачу предпочтительно использовать в приводах периодического действия. Для уменьшения температуры следует увеличить внешнюю поверхность охлаждения корпуса редуктора путем выполнения на нем ребер 1 (рис. 5.1, а) либо применять искусственное охлаждение, которое может осуществляться обдувом корпуса воздухом с помощью вентилятора 2, насаженного на валу червяка (рис. 5.1, а); предусмотреть охлаждение масла водой, проходящей через змеевик (рис. 5.1, б), или применять циркуляционную систему смазки со специальным холодильником (рис. 5.1, в).

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

Различают червячные передачи с нижним (см. рис. 5.2, а, г на с. 72), верхним (рис. 5.2, б, в), боковым вертикальным (рис. 5.2, д) и горизонтальным (рис. 5.2, е) расположением червяка относительно червячного колеса. Кроме того, червячные передачи квалифицируют:

- по количеству заходов червяка Z_1 ($Z_1 = 1$ – однозаходные, $Z_1 = 2-4$ – многозаходные);
- форме червяка (цилиндрические и глобоидные);
- форме поверхности витка червяка (архимедовы, эвольвентные, конвольютные);
- направлению витков (правое и левое).

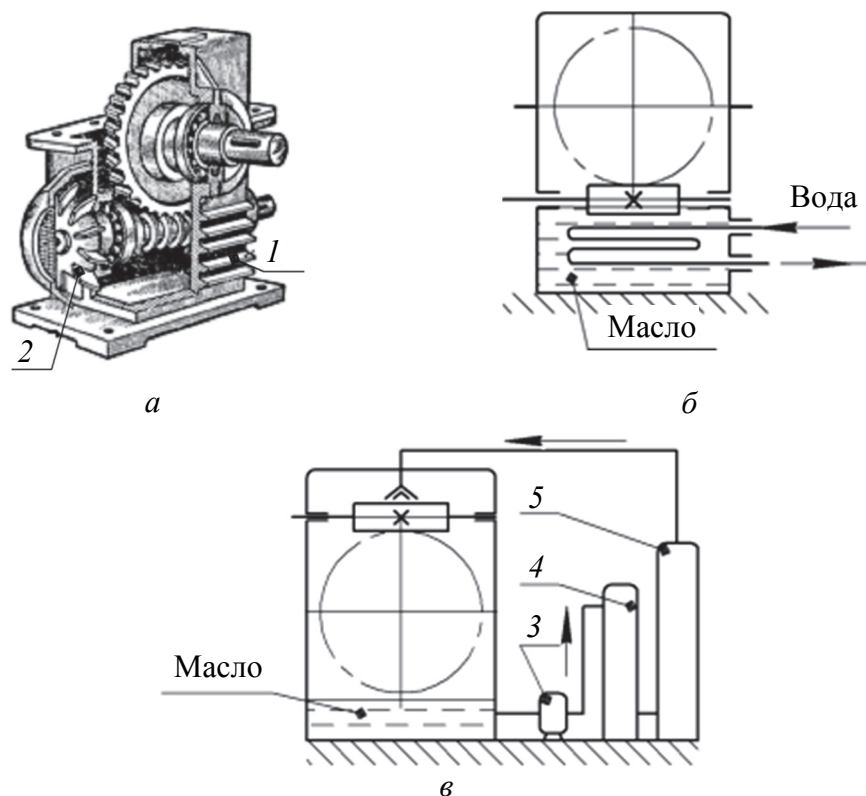


Рис. 5.1. Способы охлаждения червячного редуктора:
a – вентилятором; *б* – с помощью змеевика; *в* – циркуляционной смазкой:
 1 – ребро; 2 – вентилятор; 3 – насос;
 4 – фильтр; 5 – холодильник

Выбор схемы червячного редуктора определяется требованиями компоновки и значением передаточного числа. Червячные редукторы с нижним расположением червяка применяются при $V_1 \leq 5$ м/с, с верхним – при $V_1 \geq 5$ м/с. В червячных редукторах с боковым расположением червяка (рис. 5.2, *д*, *е*) затруднена смазка подшипников вертикальных валов.

Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическим **червяком**, имеющим архимедов профиль витка. Червяки изготавливают из углеродистой или легированной стали.

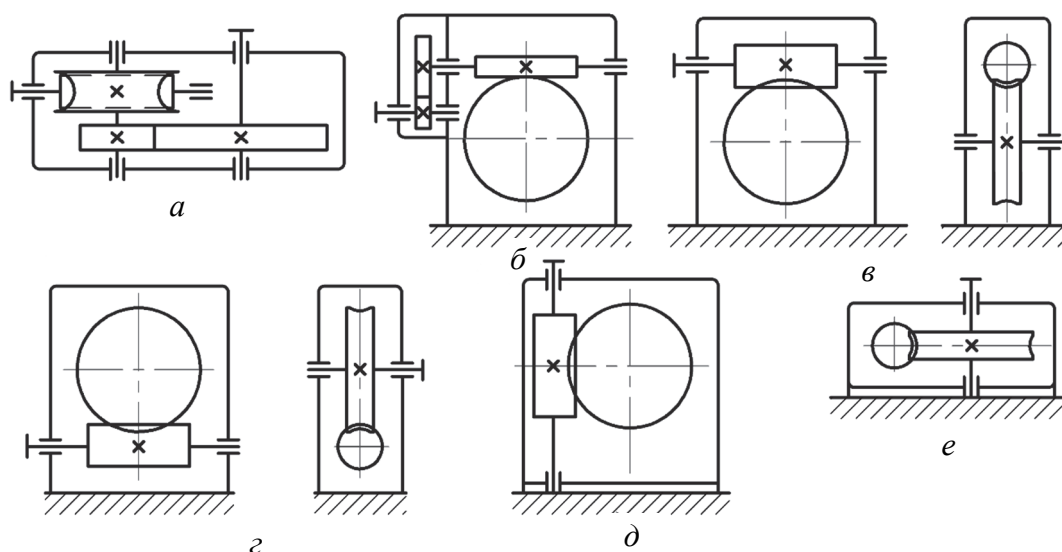


Рис. 5.2. Кинематические схемы червячных редукторов:
a – двухступенчатый червячно-цилиндрический с нижним расположением червяка; *б* – двухступенчатый цилиндрическо-червячный с верхним расположением червяка; *в* – одноступенчатый с верхним расположением червяка; *г* – одноступенчатый с нижним расположением червяка; *д* – одноступенчатый с боковым вертикальным расположением червяка; *е* – одноступенчатый с боковым горизонтальным расположением червяка

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

В червячной передаче расчеты выполняют по осевому модулю червяка m , который равен торцевому модулю червячного колеса. Значения расчетных модулей m выбирают по ГОСТ 19672–74 (табл. 5.1).

Таблица 5.1

**Стандартные значения модуля, коэффициента
толщины червяка и числа заходов (по ГОСТ 19672–74)**

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

Окончание табл. 5.1

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

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

Ниже рассмотрены основные геометрические параметры червяка.

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

Расчетный **шаг червяка** p (рис. 5.3) – расстояние между одноименными точками двух соседних витков, лежащими на делительной окружности. Он определяется по формуле

$$p = \pi m. \quad (5.1)$$

Из формулы (5.1) следует, что расчетный **модуль** червяка равен

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (5.2)$$

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

$$p_z = pZ_1, \quad (5.3)$$

где Z_1 – число заходов червяка.

Высота головки витка червяка h_{a1} и зуба колеса h_{a2} (рис. 5.3) равна

$$h_{a1} = h_{a2} = m. \quad (5.4)$$

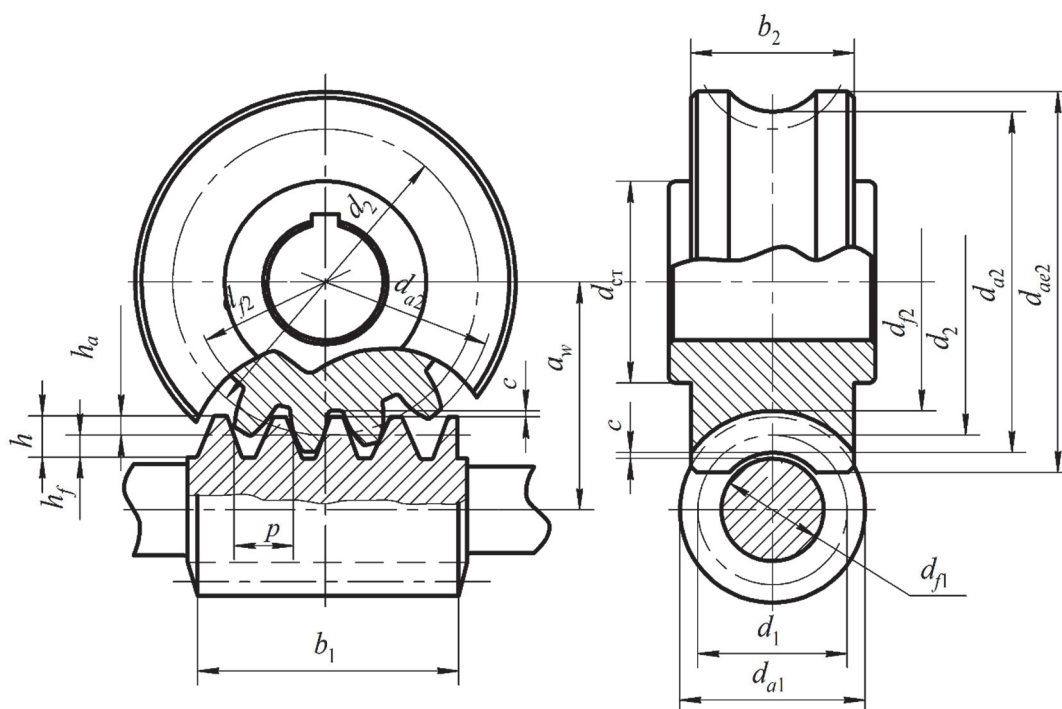


Рис. 5.3. Геометрические параметры червячного зацепления

Высота ножки витка червяка h_{f1} и зуба колеса h_{f2} (рис. 5.3) связана соотношением

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

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

$$h_{f1} = h_{f2} = m + 0,2m = 1,2m. \quad (5.5)$$

Диаметр делительной окружности червяка d_1 (рис. 5.3), т. е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка и ширина впадины равны, находят из условия

$$d_1 = qm, \quad (5.6)$$

где q – коэффициент диаметра червяка (табл. 5.1).

Делительный угол подъема (рис. 5.3) винтовой линии определяют по формуле

$$\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right). \quad (5.7)$$

Диаметр окружности вершин d_{a1} (рис. 5.3) витков равен

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m(q + 2). \quad (5.8)$$

Диаметр окружности впадин d_{f1} (рис. 5.3) витков червяка вычисляют по формуле

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = m(q - 2,4). \quad (5.9)$$

Длину нарезной части b_1 (рис. 5.3) червяка рассчитывают из следующего выражения:

$$b_1 = 2\sqrt{\left(\frac{d_{ae2}}{2}\right)^2 - \left(a_w - \frac{d_{a1}}{2}\right)^2} + \frac{\pi m}{2}, \quad (5.10)$$

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

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют в среднем его сечении. Рассмотрим их более подробно.

Диаметр делительной окружности d_2 (рис. 5.3), т. е. окружности, которая делит зуб на ножку и головку, находят из нижеприведенного условия

$$d_2 = mZ_2. \quad (5.11)$$

Диаметр окружности вершин d_{a2} зубьев (рис. 5.3), т. е. окружности, проходящей по вершинам зубьев, равен

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m(Z_2 + 2). \quad (5.12)$$

Диаметр окружности впадин d_{f2} зубьев (рис. 5.3), т. е. окружности, проходящей по впадинам зубьев колеса, вычисляют по следующей формуле:

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m(Z_2 - 2,4). \quad (5.13)$$

Межосевое расстояние передачи (рис. 5.3) – расстояние между осями червяка и колеса, которое находится из зависимости

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(q + Z_2)}{2}. \quad (5.14)$$

Наибольший диаметр d_{ae2} (рис. 5.3) червячного колеса равен

$$d_{ae2} = d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}. \quad (5.15)$$

Ширина венца b_2 червячного колеса (рис. 5.3) – расстояние между торцами зубчатого венца. Оно зависит от числа заходов и диаметра окружности вершин витков червяка:

1) при $Z_1 < 3$

$$b_2 = 0,75d_{a1}; \quad (5.16)$$

2) при $Z_1 = 4$

$$b_2 = 0,67d_{a1}. \quad (5.17)$$

Описание конструкции червячного редуктора

Объектом исследований является червячный редуктор с верхним расположением цилиндрического червяка (см. рис. 5.4 на с. 78). Все детали редуктора монтируются в литом чугунном корпусе, состоящем из двух частей: основания корпуса 22 и крышки корпуса 16, которые соединяются между собой при помощи болтов 13 с гайками 14. Пружинные шайбы 15 предохраняют болтовое соединение от самоотвинчивания.

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

Основание корпуса 22 одновременно служит и резервуаром для масла, уровень которого контролируется маслоуказателем 23. Пробка 24 предназначена для слива масла, прокладка 25 – для уплотнения пробки, смотровая крышка 26 – для наблюдения за состоянием червячного зацепления. На смотровой крышке приварена грузовая петля 28 для удобства подъема и переноса редуктора (чаще с этой целью ставят рым-болты или делают проушины).

Для обеспечения жесткости корпус редуктора имеет ребра жесткости. На крышке корпуса снаружи отлиты ребра охлаждения, позволяющие снизить температуру нагрева редуктора в процессе его работы.

Порядок выполнения работы

Разборка редуктора, составление кинематической схемы и замер основных параметров.

1. Измерить габаритные размеры корпуса редуктора: высоту H , ширину B , длину L (рис. 5.4). Результаты замеров занести в табл. 5.2 (см. на с. 80).

2. Отвернуть болты крышек подшипников 1, 7 (рис. 5.4); снять сквозные крышки 4, 8 с набором металлических прокладок 5, 9, глухие крышки 2, 11 с набором металлических прокладок 3, 12.

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

4. Отвернуть гайки 14 с болтами 13 и пружинными шайбами 15. Снять крышку корпуса 16 в сборе с валом червяка 17.

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

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

7. Достать вал 19 с подшипниками 20 и червячным колесом 21 из основания корпуса 22. Изучить конструкцию червячного колеса 21, вала 19, основания корпуса редуктора 22, а также установить тип подшипников 20.

8. Определить число заходов червяка Z_1 . Для этого необходимо в торце нарезной части червяка определить количество начинающихся винтовых линий или между витками червяка разместить условно зуб колеса, совершить один полный оборот червяка и подсчитать, на сколько шагов p переместится зуб колеса.

9. Подсчитать количество зубьев червячного колеса Z_2 .

10. Измерить диаметры окружностей вершин червяка d_{a1} (см. рис. 5.3 на с. 74) и червячного колеса d_{a2} , наибольший диаметр червячного колеса d_{ae2} , ширину венца колеса b_2 и длину нарезной части червяка b_1 .

11. Составить кинематическую схему редуктора, согласно требованиям условных обозначений, представленных в приложении 1.

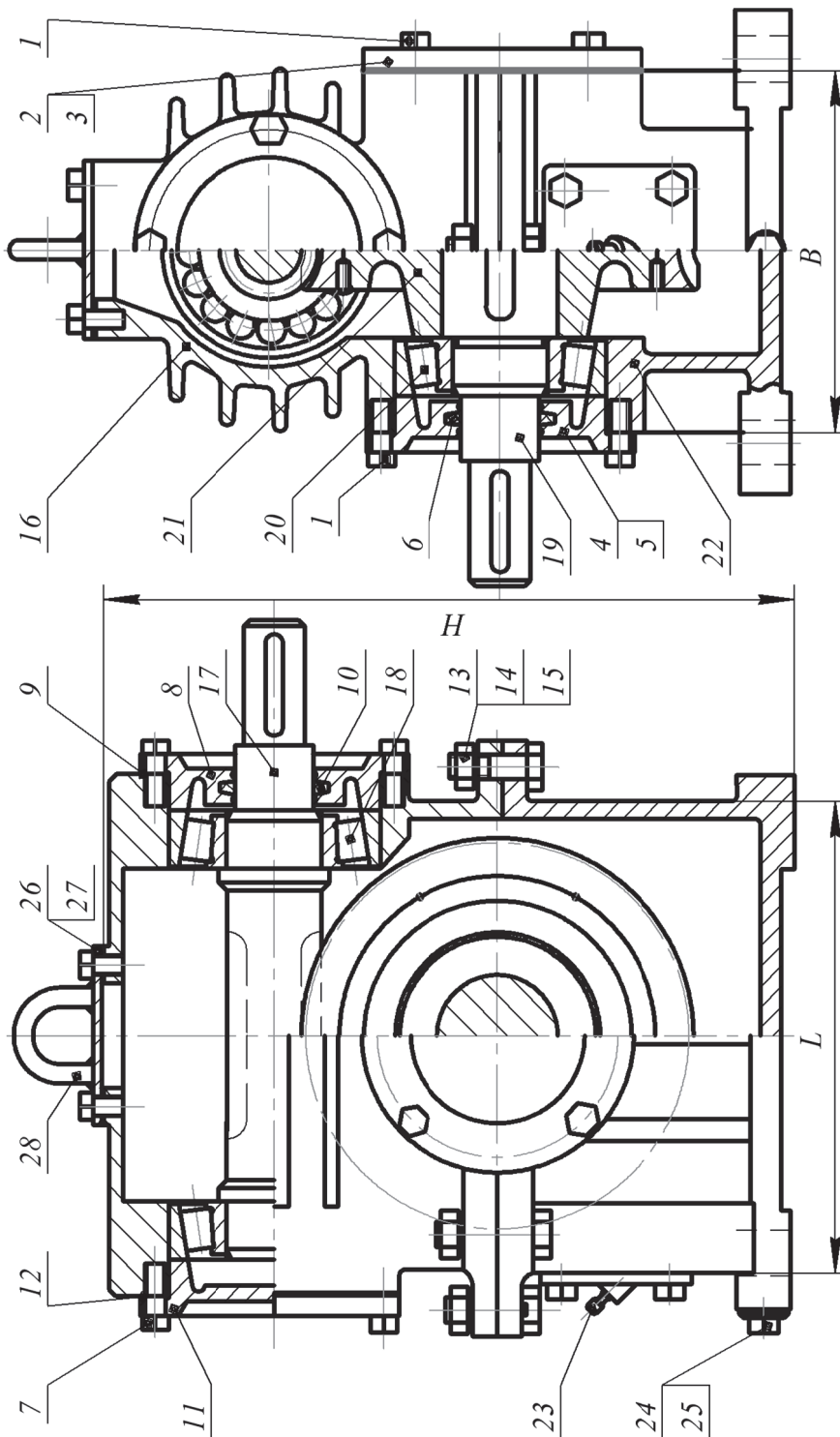


Рис. 5.4. Конструкция червячного редуктора:

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

Определение основных параметров зацепления.

1. Рассчитать передаточное число редуктора по следующей формуле:

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}. \quad (5.18)$$

2. Вычислить осевой модуль зацепления по формуле

$$m = \frac{d_{a2}}{Z_2 + 2}. \quad (5.19)$$

Полученные значения модуля округлить до ближайшего стандартного (принятое значение обозначим как $m_{ст}$) по табл. 5.1 (см. на с. 72–73).

3. Определить делительные диаметры колеса d_2 по формуле (5.11) и ориентировочное значение делительного диаметра червяка d_1 , выразив его из формулы (5.8).

4. Найти коэффициент диаметра червяка из следующего соотношения:

$$q = \frac{d_1}{m_{ст}}. \quad (5.20)$$

Полученное значение округлить до стандартного $q_{ст}$ для выбранного стандартного модуля (см. табл. 5.1).

5. Уточнить диаметр делительной окружности червяка d_1 по формуле (5.6).

6. Рассчитать диаметр вершин витков червяка d_{a1} и зубьев червячного колеса d_{a2} по формулам (5.8) и (5.12).

7. Вычислить наибольший диаметр червячного колеса d_{ae2} по формуле (5.15).

8. Сравнить рассчитанные значения d_{a1} , d_{a2} и d_{ae2} с ранее измеренными (табл. 5.2). В случае несовпадения расчетных значений с замеренными необходимо принять другое значение стандартного коэффициента диаметра червяка $q_{ст}$ (табл. 5.1) и повторить расчеты.

9. Найти диаметр впадин зубьев колеса d_{f2} по формуле (5.13).

10. Определить угол подъема линии червяка γ по формуле (5.7).

11. Уточнить межосевое расстояние по формуле (5.14). Сравнить рассчитанное значение a_w с ранее замеренным (табл. 5.2) и объяснить расхождение, если оно имеется.

Таблица 5.2

Замеренные параметры зацепления

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

12. Вычислить длину нарезной части червяка b_1 по формуле (5.10) и ширину венца червячного колеса b_2 по формуле (5.16) или (5.17).
Результаты расчетов занести в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Рассчитанные параметры зацепления

Параметры	Червяк	Колесо
Передаточное число	$U =$	
Стандартный модуль, мм	$m_{ст} =$	
Коэффициент диаметра червяка	$q_{ст} =$	–
Диаметр делительной окружности, мм	$d_1 =$	$d_2 =$
Диаметр окружности вершин, мм	$d_{a1} =$	$d_{a2} =$
Диаметр окружности впадин, мм	$d_{f1} =$	$d_{f2} =$
Наибольший диаметр червячного колеса, мм	–	$d_{ae2} =$
Уточненное межосевое расстояние, мм	$a_w =$	
Угол подъема винтовой линии червяка, град	$\gamma =$	
Длина нарезной части червяка, мм	$b_1 =$	–
Ширина колеса, мм	–	$b_2 =$

13. Выполнить сборку редуктора.

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

Сборка узла вала червяка и регулирование радиального зазора в подшипниках. Вставить вал червяка с внутренними кольцами подшипника в крышку корпуса редуктора. Надеть наружные кольца подшипников и отрегулировать в них радиальный зазор при помощи подбора толщин набора металлических прокладок 9 и 12 (см. рис. 5.4 на с. 78), установленных между корпусом редуктора и крышками подшипников 8 и 11.

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

Установить вал 19 червячного колеса в основании корпуса 22 на подшипниках 20. Закрепить крышку корпуса 16 в сборе с валом червяка на основании корпуса 22 и предварительно зафиксировать ее болтами 13 с гайками 14. Осуществить регулировку зазоров в подшипниках 20 по аналогии с подшипниками 18.

Регулировка пятна контакта в зацеплении. Сборка червячных передач должна обеспечивать правильное зацепление витков червяка с зубьями червячного колеса. Для этого необходимо, чтобы оси червяка 17 (см. рис. 5.4) и средней плоскости червячного колеса 21 совпадали (рис. 5.5, а). Проверка положения оси червяка относительно средней плоскости червячного колеса производится с помощью отвеса, шаблонов или отпечатка краски. Краску наносят на винтовую поверхность червяка, после чего его вводят в зацепление с червячным колесом и медленным поворотом червяка получают отпечатки на зубьях червячного колеса, по которым и судят о правильности зацепления (рис. 5.5).

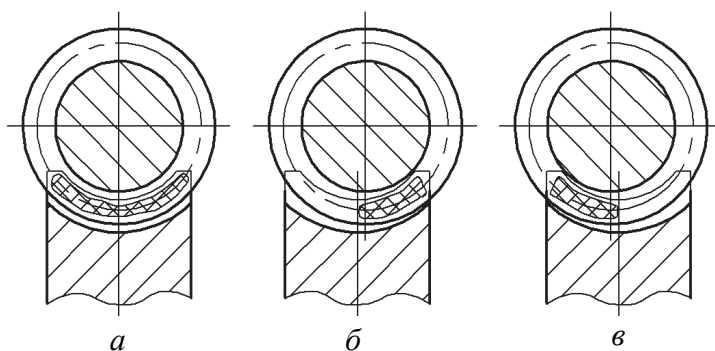


Рис. 5.5. Расположение пятна контакта:
 а – правильное; б, в – неправильное

Регулировка пятна контакта производится после регулировки радиального зазора в подшипниках и осуществляется с помощью выбора толщины набора металлических прокладок между крышками подшипников 2 и 4 и корпусом редуктора. При необходимости перемещения червячного колеса вправо до совпадения осей червяка и средней линии червячного колеса (см. рис. 5.4 на с. 78) следует прокладки с левой опоры вала червячного колеса переставить на правую опору, и в этом случае червячное колесо вместе с валом переместится вправо, не нарушая отрегулированный ранее радиальный зазор в подшипниках.

Тепловой расчет червячной передачи. Поскольку червячная передача имеет низкий КПД, при ее работе значительная часть мощности расходуется на преодоление трения в зацеплении, в результате чего происходит нагревание редуктора. Выделяемое тепло отводится в окружающую среду через стенки редуктора, чтобы он не перегревался и не выходил из строя. Для предотвращения перегрева необходимо производить тепловой расчет с целью определения температуры масла t_m , которая не должна превышать допустимой величины $[t_m]$ (для разных смазочных материалов $[t_m] = 80\text{--}120^\circ\text{C}$ (специальные смазки имеют более высокие значения), величину принять по согласованию с преподавателем). Температуру масла находят по формуле

$$t_m = \frac{(1 - \eta_{ч.п})P_1}{KA} + t_B \leq [t_m], \quad (5.21)$$

где $\eta_{ч.п}$ – КПД червячной передачи (см. табл. 1.1 на с. 9); P_1 – мощность на входном валу редуктора, Вт (выбрать по согласованию

с преподавателем); K – коэффициент теплопередачи, Вт/(м² · с) ($K = 8–12$ Вт/(м² · с)); A – площадь поверхности редуктора, м², определяемая по формуле

$$A = K_1 [2H(B + L)], \quad (5.22)$$

здесь K_1 – вспомогательный коэффициент, учитывающий увеличение площади охлаждения за счет ребер жесткости и охлаждения. Для изучаемого редуктора $K_1 = 1,27$; H , B , L – соответственно высота, ширина и длина корпуса редуктора, м;

t_v – температура воздуха, принимаемая 18–20°С.

Содержание отчета

Отчет о лабораторной работе должен включать: название и цель работы; кинематическую схему редуктора с обозначениями в строгом соответствии с требованиями стандарта (см. прил. 1); заполненные табл. 5.2 и 5.3 (см. на с. 80); схему червячного зацепления (см. рис. 5.1 на с. 71); тепловой расчет редуктора; выводы.

Контрольные вопросы и задания

Задание 5.1. Какие материалы используют в редукторах для изготовления червяков?

- а) антифрикционные материалы;
- б) чугуны;
- в) бронзы;
- г) углеродистые и легированные стали;
- д) композиционные материалы.

Задание 5.2. Высота ножки зуба червячного колеса $h_f = 24$ мм. Чему равна высота витка червяка?

- а) 24 мм;
- б) 48 мм;
- в) 34 мм;
- г) 44 мм;
- д) 22 мм.

Задание 5.3. Какие из приведенных ниже формул позволяют рассчитать передаточное число червячной передачи?

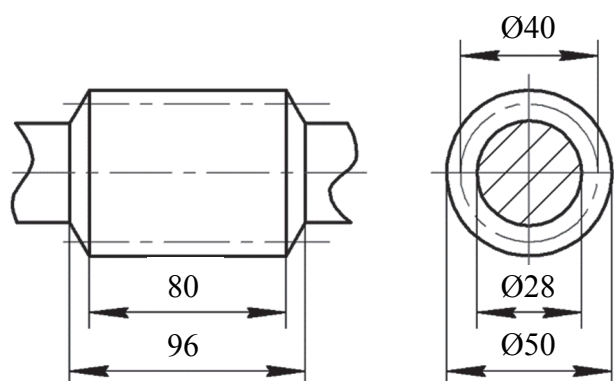
- | | |
|----------------------------|---------------------------|
| а) формулы (1) и (3); | 1) $U = Z_2 / Z_1$; |
| б) формулы (1), (3) и (4); | 2) $U = n_2 / n_1$; |
| в) формулы (2) и (4); | 3) $U = T_2 / T_1 \eta$; |
| г) все формулы. | 4) $U = d_2 / d_1$. |

Задание 5.4. Могут ли применяться чугуны при проектировании и изготовлении червячных передач?

- а) не используются;
- б) да, для червяка;
- в) да, как для червяка, так и для червячного колеса;
- г) да, для валов;
- д) да, для червячного колеса.

Задание 5.5. Определите коэффициент диаметра червяка, представленного на рисунке:

- а) 10;
- б) 5;
- в) 8;
- г) 16;
- д) 12.

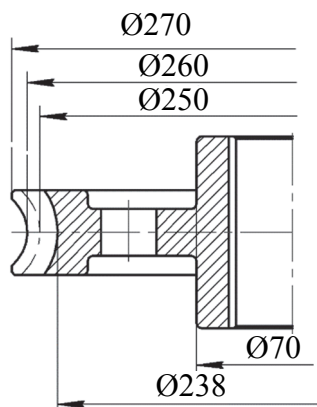


Задание 5.6. На рисунке, приведенном в задании 5.5, обозначен диаметральный размер 28 мм. Как называется эта окружность?

- а) начальная;
- б) впадин;
- в) делительная;
- г) внутренняя;
- д) основная.

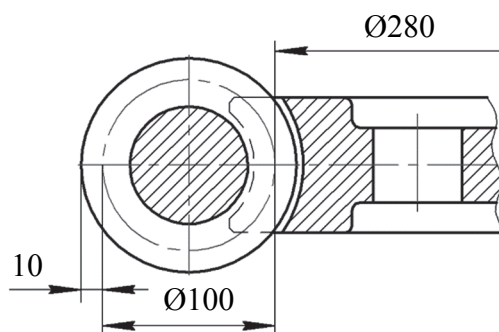
Задание 5.7. Какой размер соответствует диаметру окружности вершин зубьев червячного колеса, чертеж которого представлен на рисунке?

- а) 270 мм;
- б) 260 мм;
- в) 250 мм;
- г) 238 мм.
- д) 70 мм.



Задание 5.8. Определите передаточное число червячной передачи с двухзаходным червяком, фрагмент которой приведен на рисунке:

- а) определить невозможно;
- б) 26;
- в) 28;
- г) 14;
- д) 10.



Задание 5.9. Для изготовления червяка не применяют следующие материалы:

- а) сталь углеродистую;
- б) чугун серый;
- в) чугун антифрикционный;

- г) сталь легированную;
- д) бронзу.

Задание 5.10. Проектируемая червячная передача будет выполнена с передаточным числом $U = 12,5$. Зубья нарезаются без смещения. Какое число заходов червяка можно принять для такой передачи?

- а) 1;
- б) 2;
- в) 3;
- г) 4;
- д) 5.

Задание 5.11. Максимально допустимая температура нагрева червячной передачи зависит:

- а) от передаваемой мощности;
- б) температуры воздуха;
- в) площади теплоотвода;
- г) наличия (отсутствия) вентилятора;
- д) свойств смазочных материалов.

Задание 5.12. В червячных передачах различают ... форму червяка:

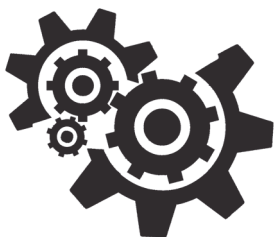
- а) эвольвентную;
- б) цилиндрическую;
- в) одно- и многозаходную;
- г) циклоидальную;
- д) глобоидальную.

Задание 5.13. Если не выполняется тепловой расчет червячной передачи, необходимо:

- а) назначить другой материал для изготовления вала червяка;
- б) выбрать другой материал для изготовления зубчатого венца червячного колеса;
- в) применить смазочный материал с большей допустимой температурой;
- г) увеличить площадь охлаждения редуктора, увеличив его габариты;
- д) установить вентилятор на вал червяка.

Задание 5.14. Регулируя пятно контакта, добиваются:

- а) его максимальной площади;
- б) минимальной площади пятна контакта;
- в) его стандартной площади;
- г) максимально возможного смещения пятна контакта к центральной плоскости червячного колеса.



Лабораторная работа № 6 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КПД ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы: определение теоретического и фактического КПД червячного редуктора в зависимости от крутящего момента и скорости скольжения; анализ КПД червячного редуктора, полученных теоретически и экспериментально.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с общими сведениями, описанием лабораторной установки, порядком выполнения работы.

Общие сведения

Одним из главных недостатков червячных передач является относительно низкий КПД (см. табл. 1.1 на с. 9) в результате преобладания трения скольжения в зацеплении.

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

1) применение антифрикционного материала (обычно сплавы на медной основе) для изготовления зубчатого венца червячного колеса, что способствует уменьшению коэффициента трения в зацеплении;

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

3) увеличение частоты вращения вала червяка приводит к росту окружной скорости, а значит, и скорости скольжения, что также способствует увеличению толщины и неразрывности масляного слоя за счет того, что смазка более интенсивно увлекается в зону

* Пятно контакта – это сумма линий контакта боковых поверхностей витков червяка и зубьев червячного колеса.

контакта, и тем самым повышению КПД. Поэтому червячную передачу желательно устанавливать на быстроходной ступени привода (сразу после двигателя).

Еще одним путем увеличения скорости скольжения, а следовательно, и КПД является увеличение угла подъема винтовой линии за счет увеличения числа заходов червяка;

4) применение специальных масел с противозадирными добавками, а также циркуляционной смазки зацепления, при котором меньше энергии затрачивается на разбрызгивание и перемешивание масла;

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

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

Описание лабораторной установки для определения КПД червячного зацепления

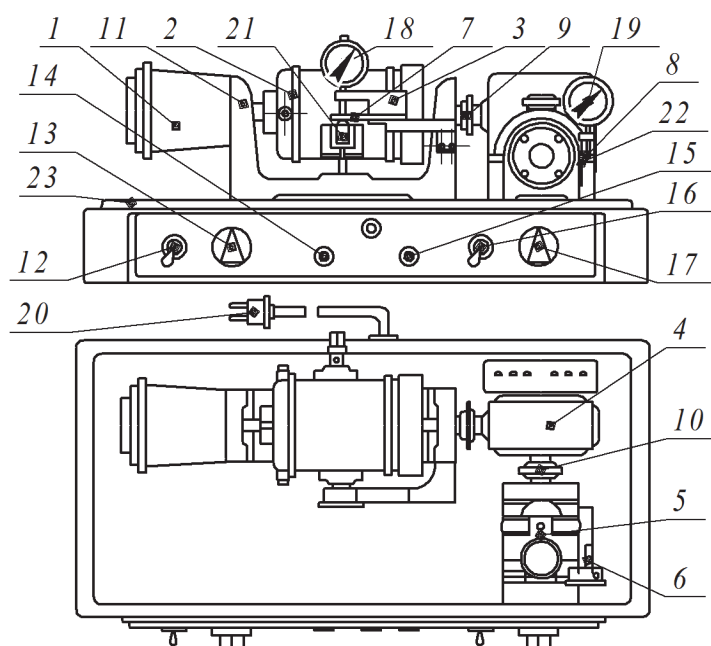
Установка ДП-4К (рисунок) смонтирована на литом металлическом основании 23 и состоит из трех узлов: электродвигателя 2 с тахометром 1, червячного редуктора 4 и нагрузочного устройства 5.

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

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

Нагрузочное устройство 5 представляет собой магнитный порошок тормоз.

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



Установка ДП-4К:

1 – тахометр; 2 – электродвигатель; 3, 6 – измерительные устройства динамометрического типа; 4 – червячный редуктор; 5 – нагрузочное устройство (магнитный порошковый тормоз); 7, 8 – плоские пружины; 9, 10 – упругие муфты; 11 – кронштейн электродвигателя; 12 – тумблер включения электродвигателя; 13 – потенциометр электродвигателя; 14, 15 – сигнальные лампы; 16 – тумблер включения нагрузочного устройства; 17 – потенциометр нагрузочного устройства; 18, 19 – индикаторы часового типа; 20 – шнур питания; 21, 22 – рычаги; 23 – основание установки

На кронштейнах электродвигателя 2 и нагрузочного устройства 5 смонтированы измерительные устройства динамометрического типа 3 и 6, состоящие из плоских пружин 7 и 8 и индикаторов часового типа 18 и 19, которые упираются своими штоками в плоские пружины, закрепленные в измерительных устройствах 3 и 6. В свою очередь на статорах электродвигателя 2 и нагрузочного устройства 5 имеются рычаги 21 и 22, которые упираются в плоские пружины 7 и 8 и тем самым удерживаются от проворачивания. После установившегося движения возникают реактивные моменты на статорах нагрузочного устройства и электродвигателя в результате торможения ротора нагрузочного устройства и тем самым ротора электродвигателя. При этом плоские пружины 7 и 8 деформируются, а так как они заранее протарированы, то по величине их деформаций, фиксируемой индикаторами часового типа 18 и 19, можно определить значения реактивных крутящих моментов на

валу электродвигателя T_d (он же ведущий вал редуктора) и на валу нагрузочного устройства T_T (он же ведомый вал редуктора) через тарировочные коэффициенты.

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

Порядок выполнения работы

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

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

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

3. Определить параметры червячного зацепления по следующим данным: число заходов червяка $Z_1 = 2$, число зубьев червячного колеса $Z_2 = 50$, модуль $m = 1,25$ мм, коэффициент диаметра червяка $q = 16$. Передаточное число передачи найти из условия (5.18). Рассчитать диаметр делительной окружности червяка d_1 и колеса d_2 по формулам (5.6) и (5.11), делительный угол подъема γ – по соотношению (5.7).

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

$$V_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60\,000 \cos \gamma}. \quad (6.1)$$

Результаты расчетов занести в табл. 6.1.

Определение теоретического КПД червячной передачи. Теоретическое определение КПД закрытой червячной передачи производится исходя из того, что потери энергии в ней складываются из потерь на трение в зацеплении, подшипниках и гидродинамических потерь на размешивание и разбрызгивание масла внутри корпуса редуктора. Из них главную часть составляют потери в зацеплении,

зависящие от материалов червяка и зубьев червячного колеса, шероховатости контактных поверхностей, скорости скольжения, угла подъема винтовой линии (числа заходов червяка), точности изготовления и сборки, жесткости всей системы, способа смазки, свойств смазочного материала и других факторов.

Таблица 6.1

Параметры червячного зацепления и скорости скольжения

Параметры и их обозначения	Значения
Число заходов червяка Z_1	
Число зубьев червячного колеса Z_2	
Модуль зацепления m , мм	
Коэффициент диаметра червяка q	
Передаточное число U	
Диаметр делительной окружности червяка d_1 , мм	
Диаметр делительной окружности червячного колеса d_2 , мм	
Угол подъема винтовой линии червяка γ , град	
Скорость скольжения V_s , м/с, при частоте вращения вала электродвигателя, мин ⁻¹ :	
$n_1 =$	
$n_2 =$	
$n_3 =$	

Общий теоретический КПД червячного редуктора рассчитывается по формуле

$$\eta_{\text{теор}} = \eta_{\text{п.п}}^n \eta_{\text{гидр}} \eta_{\text{ч.з}}, \tag{6.2}$$

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

$$\eta_{\text{ч.з}} = \frac{\text{tg } \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho')}, \tag{6.3}$$

где ρ' – приведенный угол трения, определяемый из условия

$$\rho' = \arctg f', \tag{6.4}$$

здесь f' – приведенный коэффициент трения, который зависит от скорости скольжения, материала червячной пары, качества смазки и способа смазывания, твердости и шероховатости рабочих поверхностей червяка.

Для практических расчетов значение ρ' можно взять из табл. 6.2. Для промежуточных значений скорости скольжения V_s значение ρ' определяют методом линейной интерполяции.

Таблица 6.2

Значения приведенного угла трения

$V_s, \text{ м/с}$	0,1	0,5	1,0	1,5	2,0
ρ'	$4^\circ-5^\circ 10'$	$3^\circ 10'-3^\circ 40'$	$2^\circ 30'-3^\circ 10'$	$2^\circ 20'-2^\circ 50'$	$2^\circ-2^\circ 30'$

1. Для заданных преподавателем частот вращения найти величину теоретического КПД.

2. Построить график зависимости теоретического КПД червячной передачи от скорости скольжения $\eta = f(V_s)$.

Определение экспериментального КПД червячной передачи.

Экспериментальное определение КПД червячной передачи основано на измерении реактивных крутящих моментов на ведущем и ведомом валах редуктора, которые без учета потерь в муфтах связаны соотношением

$$T_2 = T_1 U \eta_{\text{эксп}}, \quad (6.5)$$

откуда

$$\eta_{\text{эксп}} = \frac{T_2}{T_1 U}, \quad (6.6)$$

где T_2 – крутящий момент на выходном валу редуктора, Н · мм ($T_2 \approx T_T$); T_1 – крутящий момент на валу электродвигателя, Н · мм ($T_1 \approx T_d$); U – передаточное число редуктора.

Опытные значения реактивных крутящих моментов рассчитываются по следующим формулам:

– для электродвигателя

$$T_d = i_1 k_1; \quad (6.7)$$

– для нагрузочного устройства

$$T_T = i_2 k_2, \quad (6.8)$$

где i_1 – число делений индикатора электродвигателя 18 (см. рисунок на с. 89); i_2 – число делений индикатора нагрузочного устройства 19; k_1, k_2 – тарировочные коэффициенты соответственно индикатора

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

1. Для заданных преподавателем чисел делений на индикаторе нагрузочного устройства i_2 по формуле (6.8) определить значения крутящих моментов T_T на валу нагрузочного устройства. Результаты записать в табл. 6.3.

2. Ручки потенциометров для регулирования частоты вращения вала электродвигателя 13 и крутящего момента нагрузочного устройства 17 поворотом против часовой стрелки установить в крайнее левое положение (см. рисунок на с. 89).

3. Включить установку в сеть.

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

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

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

6. Выставить на нуль стрелки индикаторов 18 и 19, поворачивая кольца шкал индикаторов.

Таблица 6.3

Результаты экспериментов

Крутящий момент на ведомом валу T_2 , Н · мм	Число делений индикатора		Крутящий момент на ведущем валу T_1 , Н · мм	Значение КПД	
	нагрузочного устройства i_2	электродвигателя i_1		экспериментальное	теоретическое
Частота вращения вала электродвигателя $n_1 =$ мин ⁻¹					
Частота вращения вала электродвигателя $n_2 =$ мин ⁻¹					
Частота вращения вала электродвигателя $n_3 =$ мин ⁻¹					

7. Поддерживая ручкой потенциометра электродвигателя 13 заданную частоту вращения, ручкой потенциометра нагрузочного устройства 17 установить минимальную заданную преподавателем величину числа делений i_2 индикатора 19 нагрузочного устройства. Снять показания с индикатора 18 электродвигателя i_1 и занести их в табл. 6.3.

8. Повторить п. 7 для других заданных значений индикатора 19 на тихоходном валу редуктора при одной частоте вращения вала электродвигателя.

9. Повторить п. 6–8 для других заданных частот вращения.

10. Рассчитать значения реактивных крутящих моментов по формуле (6.7). Результаты расчета записать в табл. 6.3.

11. Вычислить экспериментальные значения КПД по формуле (6.6). Результаты расчета занести в табл. 6.3.

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

Содержание отчета

Отчет о лабораторной работе должен включать: название и цель работы; кинематическую схему установки ДП-4К; таблицу основных параметров червячной передачи (см. табл. 6.1 на с. 91); график зависимости теоретически рассчитанного КПД редуктора от частоты вращения; результаты опытов (табл. 6.3); графики зависимости КПД от частоты вращения и крутящего момента; анализ полученных экспериментальных и теоретических значений КПД.

Контрольные вопросы и задания

Задание 6.1. Увеличение ... снижает КПД червячной передачи:

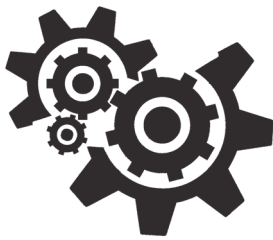
- а) площади пятна контакта;
- б) частоты вращения;
- в) приведенного угла трения;
- г) числа заходов червяка;
- д) объема заливаемого в корпус масла.

Задание 6.2. Увеличение ... приводит к ... коэффициента полезного действия червячного редуктора:

- а) частоты вращения червяка; снижению;
- б) скорости скольжения; увеличению;
- в) числа заходов червяка; снижению;
- г) приведенного угла трения; росту;
- д) площади теплопередачи корпуса редуктора; увеличению.

Задание 6.3. Выберите распространенные варианты сочетания конструкционных материалов, используемых для изготовления пары червяк – червячное колесо:

- а) чугун – чугун;
- б) сталь – чугун;
- в) бронза – сталь;
- г) чугун – бронза;
- д) сталь – бронза;
- е) композиционные материалы – сталь.



Лабораторная работа № 7 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ВАЛОВ СИЛОВЫХ ПЕРЕДАЧ И МЕТОДИКИ ВЫПОЛНЕНИЯ ПРОЧНОСТНЫХ РАСЧЕТОВ

Цель работы: изучение условий эксплуатации валов, методики проведения проектного и проверочного расчетов валов.

Инструменты: штангенциркуль с пределом измерения 0–250 мм.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с общими сведениями, порядком выполнения работы.

Общие сведения

Валы в силовых передачах, наряду с основным их назначением (удержание на них других деталей и передача вращающего момента), обеспечивают совместно с подшипниками точность и долговечность деталей, размещенных на них. Валы в процессе работы испытывают совместное действие знакопеременных напряжений изгиба и кручения. Кроме того, в зависимости от установленных на них деталей схемы нагружения валов могут быть различные: по расположению сил относительно опор (симметричные, асимметричные, консольные); по направлению сил (под различным углом). К тому же валы имеют различные концентраторы напряжений. Поэтому при прочностном расчете должны учитываться не только схемы нагружения вала внешними силами, но и его конструктивные особенности: канавки, шпоночные пазы, отверстия, зубья шлицевого соединения и т. д.

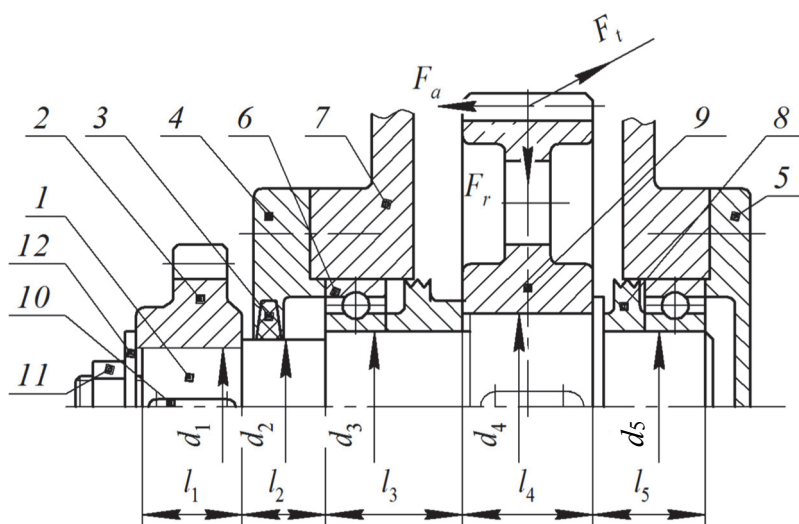
Валы изготавливают из углеродистых и легированных конструкционных сталей. Если валы не подвергаются термообработке, используют углеродистые стали Ст3, Ст4, Ст5, 25, 30, 35, 40 и 45. В случае если проводится улучшение, применяют углеродистые (35, 40) или легированные стали (40Х, 40НХ). При цементации

и закалке используют углеродистые (например, сталь 20) и легированные стали (20Х, 12ХН3А).

На рисунке показан пример ступенчатого вала *1* редуктора, на который установлены детали: звездочка цепной передачи *2*, подшипники *б*, мазеудерживающие кольца *8*, косозубое зубчатое колесо *9*, шпонка *10*, гайка *11*, упорная шайба *12*.

Вал, установленный в корпус *7*, удерживается от осевого перемещения крышками подшипника – сквозной *4* с уплотнением *3* и глухой *5*.

Для расчета вала его можно представить как балку, лежащую на опорах (подшипниках), к которой прикладываются сосредоточенные силы (от зубчатых колес, шкивов, звездочек, полу-муфт и т. д.).



Вал с насаженными деталями:

- 1* – вал; *2* – звездочка; *3* – уплотнение; *4* – сквозная крышка подшипника;
5 – глухая крышка подшипника; *б* – подшипник; *7* – корпус;
8 – мазеудерживающее кольцо; *9* – зубчатое колесо;
10 – призматическая шпонка; *11* – гайка; *12* – упорная шайба

В табл. 7.1 (см. на с. 100) приведены расчетные формулы по определению сил, действующих на вал в различных передачах. Силы, действующие на вал, прикладываются под серединами ступиц насаженных деталей. Силы в зацеплениях зубчатых и червячных передач действуют в двух взаимно перпендикулярных плоскостях: радиальная F_r и осевая F_a лежат в одной плоскости, а окружная F_t – в другой.

Точки приложенных реакций в опорах подшипников зависят от типа подшипника: для радиальных шариковых и роликовых – по середине ширины наружного кольца; для радиально-упорных – смещаются от середины ширины подшипника на расстояние a , определяемое по следующим формулам:

– для шариковых радиально-упорных подшипников

$$a = 0,5 [B + 0,5(d + D) \operatorname{tg} \alpha]; \quad (7.1)$$

– для роликовых радиально-упорных подшипников

$$a = \frac{T}{2} + \left[\frac{d + D}{6} \right] e, \quad (7.2)$$

где B – ширина колец подшипников, мм; d – диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника, мм; D – наружный диаметр наружного кольца подшипника, мм; α – угол контакта тел качения с дорожками качения; T – монтажная ширина роликовых радиально-упорных подшипников, мм; e – параметр осевого нагружения. Параметры α и e принимаются из таблиц для конкретного подшипника. Направление смещения зависит от установки подшипников на вал (см. рис. 8.4 и 8.5 на с. 118 и 119). Смещение направлено по направлению сил S от точки приложения силы.

Для валов осуществляют проектный и проверочный расчеты. Проектный расчет выполняют по напряжениям кручения, потому что неизвестно расстояние между точками приложения сил, следовательно, неизвестно значение изгибающего момента, действующего на вал. Чтобы учесть напряжения изгиба, допускаемые напряжения кручения уменьшают и расчет ведут по допускаемым пониженным напряжениям кручения. Диаметр вала находят из условия

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_{кр}]}} \quad (7.3)$$

где T – крутящий момент на валу, Н · мм; $[\tau_{кр}]$ – допускаемое пониженное напряжение кручения, МПа. Принято для ведущего вала редуктора принимать $[\tau_{кр}] = 15\text{--}20$ МПа, для промежуточного – $[\tau_{кр}] = 25\text{--}30$ МПа, для выходного – $[\tau_{кр}] = 30\text{--}40$ МПа.

Проверочные расчеты вала в опасном сечении могут проводиться на статическую прочность, на сопротивление усталости, на критическую скорость, на крутильную или изгибную жесткость.

Для определения опасного сечения необходимо построить эпюры изгибающих, крутящих и эквивалентных моментов. Место на валу, где действуют наибольшие напряжения и имеются концентраторы напряжений, является опасным сечением.

В редукторах проверочный расчет валов проводится на сопротивление усталости, потому что действующие напряжения, возникающие в материале вала, изменяются во времени. Расчет сводится к определению действительного коэффициента запаса прочности S для опасного сечения, который должен быть не меньше допускаемого значения $[S]$, определяемого экспериментальным путем.

При проверочном расчете необходимо учитывать, что на различных участках вала имеются концентраторы напряжений. В качестве концентраторов напряжений могут быть:

- место установки детали на вал с натягом;
- ступенчатый переход галтелью r между соседними участками вала с разными диаметрами (см. рисунок в табл. 7.5 на с. 102);
- шпоночный паз или шлицы;
- для вала червяка, если диаметр впадин меньше диаметра вала, концентратором напряжений являются впадины витков, в противном случае ступенчатый переход галтелью r между диаметрами;
- для вала-шестерни цилиндрической, если диаметр впадин меньше диаметра вала, концентратором напряжений являются впадины зубьев, в противном случае ступенчатый переход галтелью r между диаметрами.

Порядок выполнения работы

1. По согласованию с преподавателем выбрать вал.
2. Выполнить эскиз вала с установленными на нем деталями (см. рисунок на с. 97).
3. Измерить посадочные диаметры вала (d_1, \dots, d_i) и длину участков (l_1, \dots, l_i).
4. Рассчитать силы, действующие в зацеплении (табл. 7.1).
5. По согласованию с преподавателем выбрать вид открытой передачи и угол действия силы.
6. Вычислить значение силы, действующей на вал от открытой передачи при ее наличии (табл. 7.1).

Таблица 7.1

Формулы для определения сил, действующих на вал

Вид передачи (муфта)	Силы, Н		
	окружная F_t	радиальная F_r	осевая F_a
Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача	$F_t = \frac{2000T}{d_w}$	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w$	–
Цилиндрическая косозубая зубчатая передача	$F_t = \frac{2000T}{d_w}$	$F_r = \frac{F_t \operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta}$	$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta$
Коническая прямозубая зубчатая передача	$F_t = \frac{2000T}{d_m}$	$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos \delta$	$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin \delta$
Червячная передача: – на червяке	$F_{t1} = \frac{2000T_1}{d_{w1}}$	$F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w$	$F_{a1} = F_{t2}$
– на колесе	$F_{t2} = \frac{2000T_2}{d_{w2}}$	$F_{r2} = F_{r1}$	$F_{a2} = F_{t1}$
Вид передачи (муфта)	Сила, действующая на вал, Н		
Ременная передача	–	$F_B = \frac{9861T}{d} \sin \frac{\alpha}{2}$	–
Цепная передача	–	$F_B = \frac{1,3 \cdot 2000T}{d_d}$	–
Муфта	–	$F_M = 23 \sqrt[3]{1,5T^2}$	–

7. Определить тип подшипников. Для радиально-упорных подшипников уточнить положение точек приложения реакций в опорах в зависимости от схемы установки подшипников (см. формулы (7.1) и (7.2)).

8. Составить расчетную схему нагружения вала с указанием приложенных к валу сил и их положения.

9. Составить схему нагружения вала в вертикальной плоскости и построить эпюру изгибающих моментов от сил, действующих на вал в этой плоскости.

10. Составить расчетную схему нагружения вала в горизонтальной плоскости и построить эпюру изгибающих моментов от сил, действующих на вал в этой плоскости.

11. Вычислить суммарные изгибающие моменты в характерных точках по формуле

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}. \quad (7.4)$$

Построить суммарную эпюру изгибающих моментов.

12. Рассчитать значение эквивалентного момента в характерных точках из выражения

$$M_{\text{экр}} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2}. \quad (7.5)$$

Построить эпюру эквивалентных моментов.

13. По согласованию с преподавателем выбрать материал вала (табл. 7.2).

Таблица 7.2

Механические характеристики основных материалов валов

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость НВ, не менее	σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	Коэффициенты	
			МПа				ψ_{σ}	ψ_{τ}
45	Не ограничен	200	560	280	250	150	0	0
	80	270	900	650	380	230	0,1	0,05
40X	Не ограничен	200	730	500	320	200	0,1	0,05
	120	270	900	750	410	240	0,1	0,05
40XH	Не ограничен	240	–	–	–	–	0,1	0,05
	200	270	920	750	420	250	0,1	0,05
35XM	200	–	920	790	430	260	0,1	0,05

14. Найти опасное сечение на валу. В качестве опасного выбирается сечение, в котором действуют максимальный эквивалентный момент, при этом сечение вала минимально или/и имеется концентратор напряжений.

15. Определить источники концентрации напряжений в опасных сечениях.

При наличии в расчетном сечении двух источников концентрации напряжений учитывают только наиболее опасный из них: с наибольшим отношением K_{σ} / K_d или K_{τ} / K_d , где K_{σ} , K_{τ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений, определяемый по табл. 7.3–7.5 в зависимости от вида концентратора напряжений; K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения, выбираемый по табл. 7.6.

16. Для каждого концентратора напряжений в опасном сечении вычислить отношения K_{σ} / K_d и K_{τ} / K_d .

Таблица 7.3

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов в месте шпоночного паза

σ_B , МПа	K_σ при выполнении паза фрезой		K_τ
	концевой	дисковой	
500	1,60	1,40	1,40
700	1,90	1,55	1,70
900	2,15	1,70	2,05
1200	2,50	1,90	2,40

Таблица 7.4

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для шлицевых и резьбовых участков валов

σ_B , МПа	K_σ		K_τ для шлицев	
	для шлицев	для резьбы	прямоугольных	эвольвентных
500	1,45	1,80	2,25	1,45
700	1,60	2,20	2,45	1,50
900	1,70	2,45	2,65	1,55
1200	1,75	2,90	2,80	1,60

Таблица 7.5

Значения коэффициентов K_σ и K_τ для валов в месте перехода с гальтелью

$\frac{h}{r}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при σ_B , МПа				K_τ при σ_B , МПа			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
≤ 1	0,01	1,35	1,40	1,45	1,50	1,30	1,30	1,30	1,30
	0,02	1,45	1,50	1,55	1,60	1,35	1,35	1,40	1,40
	0,03	1,65	1,70	1,80	1,90	1,40	1,45	1,45	1,50
	0,05	1,60	1,70	1,80	1,90	1,45	1,45	1,55	1,55
≤ 2	0,01	1,55	1,60	1,65	1,70	1,40	1,40	1,45	1,45
	0,02	1,80	1,90	2,00	2,15	1,55	1,60	1,65	1,70
	0,03	1,80	1,95	2,05	2,25	1,55	1,60	1,65	1,70
	0,05	1,75	1,90	2,00	2,20	1,60	1,60	1,65	1,75
≤ 3	0,01	1,90	2,00	2,10	2,20	1,55	1,60	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,10	2,20	2,40	1,60	1,70	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,10	2,25	2,45	1,65	1,70	1,75	1,90
≤ 5	0,01	2,10	2,25	2,35	2,50	2,20	2,30	2,40	2,60
	0,02	2,15	2,30	2,45	2,65	2,10	2,15	2,25	2,40

Примечание. Радиус гальтели r принимают при $d \leq 30$ мм – $r = 1,6$ мм; $30 < d \leq 50$ мм – $r = 2,0$ мм; $50 < d \leq 80$ – $r = 2,5$ мм.

Таблица 7.6

Значение коэффициента K_d

Напряженное состояние и материал	K_d при диаметре вала d , мм				
	30	40	50	70	≥ 100
Изгиб для углеродистых сталей	0,88	0,85	0,81	0,76	0,71
Изгиб для легированных сталей	0,77	0,73	0,70	0,67	0,62
Кручение для всех сталей					

Если концентратором напряжений является шпоночный паз, шлицы, резьба или галтель, значение коэффициента концентрации напряжений по изгибу рассчитывается по следующим формулам:

$$K_{\sigma D} = K_{\sigma} + K_F - 1; \quad (7.6)$$

$$K_{\tau D} = K_{\tau} + K_F - 1, \quad (7.7)$$

где K_F – коэффициент влияния шероховатости поверхности (табл. 7.7).

Таблица 7.7

Значение коэффициента K_F

Обозначение шероховатости на чертежах	K_F при σ_b , МПа			
	500	700	900	1200
$\sqrt{Rz80}$; $\sqrt{Rz40}$; $\sqrt{Rz20}$	1,20	1,25	1,35	1,50
$\sqrt{Ra2,5}$; $\sqrt{Ra1,25}$; $\sqrt{Ra0,63}$	1,05	1,10	1,15	1,25
$\sqrt{Ra0,32}$; $\sqrt{Ra0,16}$	1,00	1,00	1,00	1,00

Если концентратором напряжений является деталь, насаженная на вал с гарантированным натягом (посадки $\frac{H7}{p6}$, $\frac{H7}{r6}$, $\frac{H7}{s6}$), значение K_{σ} / K_d выбирается по табл. 7.8.

Таблица 7.8

Значения отношения коэффициентов $K_{\sigma D} / K_d$ и $K_{\tau D} / K_d$ для валов в местах установки деталей с гарантированным натягом

Диаметр вала d , мм	$K_{\sigma D} / K_d$ при σ_b , МПа				$K_{\tau D} / K_d$ при σ_b , МПа			
	500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	2,50	3,00	3,50	4,25	1,90	2,20	2,50	3,00
50	3,05	3,65	4,30	5,20	2,25	2,60	3,10	3,60
≥ 100	3,30	3,95	4,60	5,60	2,40	2,80	3,20	3,80

Для дальнейших расчетов принимается концентратор, у которого отношение K_σ / K_d максимально.

17. Из табл. 7.2 (см. на с. 101) для выбранного материала вала выписать значения пределов выносливости при кручении τ_{-1} и изгибе σ_{-1} при симметричном цикле нагружения, а также коэффициенты чувствительности к асимметрии цикла напряжений нормальных ψ_σ и касательных ψ_τ .

18. Вычислить значения амплитудных напряжений по следующим формулам:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}; \quad (7.8)$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_p}, \quad (7.9)$$

где M , T – соответственно изгибающий и крутящий моменты в опасном сечении, Н · мм, выбираемые из эпюры суммарных моментов изгиба и эпюры крутящего момента; W , W_p – соответственно осевой и полярный моменты сопротивления сечения вала (табл. 7.9), мм³.

19. Выбрать из табл. 7.10 значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения K_V .

20. Подсчитать средние напряжения цикла по формулам

$$\sigma_m = 0; \quad (7.10)$$

$$\tau_m = \frac{T}{2W_p}. \quad (7.11)$$

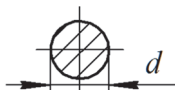

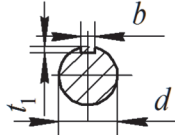
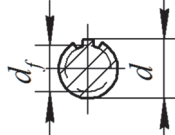
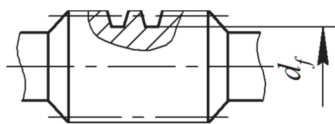
21. Найти коэффициенты запаса прочности соответственно по напряжениям изгиба и кручения с помощью следующих формул:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{K_d K_V} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}; \quad (7.12)$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{K_d K_V} \tau_a + \psi_\tau \tau_m}. \quad (7.13)$$

Таблица 7.9

**Формулы для определения осевого W и полярного W_p
моментов сопротивления, мм³**

Сечение вала	W	W_p
Сплошное 	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
Кольцевое 	$\frac{\pi d^3}{32} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right]$	$\frac{\pi d^3}{16} \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right]$
Со шпоночной канавкой 	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
Со шлицами 	$\frac{\pi}{32} \frac{(d_a + d_f)^3}{2}$	$\frac{\pi d_f^3}{16}$
Вал-шестерня (червяк, резьба) 	$\frac{\pi d_f^3}{32}$	$\frac{\pi d_f^3}{16}$

Примечание. d_a – наружный диаметр вала, мм; d_f – внутренний диаметр вала, мм (значения определяются по делительному диаметру d).

Таблица 7.10

**Значение коэффициента K_V при различных видах
поверхностного упрочнения**

Вид упрочнения	σ_b сердцевины, МПа	K_V		
		для гладких валов	при K_σ	
			$\leq 1,5$	$> 1,5$
Закалка с нагревом ТВЧ (толщина слоя 0,9–1,5 мм)	600–800	1,5–1,7	1,6–1,7	2,4–2,8
	800–1000	1,3–1,5	–	–
Азотирование	900–1000	1,10–1,25	1,5–1,7	1,7–2,1
Цементация	700–800	1,4–1,5	–	–
	1000–1200	1,2–1,3	2,0	–
Дробеструйный наклеп или накатка роликом	600–1600	1,1–1,3	1,5–1,6	1,7–2,0

Примечание. При отсутствии поверхностного упрочнения значение $K_V = 1$.

22. Рассчитать действительный коэффициент запаса прочности по формуле

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (7.14)$$

где $[S]$ – допускаемое значение коэффициента запаса (для механизмов общего назначения $[S] = 1,1-2,5$).

23. Сделать заключение о годности вала.

Содержание отчета

Отчет о лабораторной работе должен включать: название и цель работы; эскиз вала; расчетную схему вала; расчет значений сил, действующих на вал; эпюры изгибающих моментов, крутящего и эквивалентного моментов в характерных точках в масштабе; результаты проверочного расчета вала; выводы.

Контрольные вопросы и задания

Задание 7.1. Выберите вариант, соответствующий понятию «вал»:

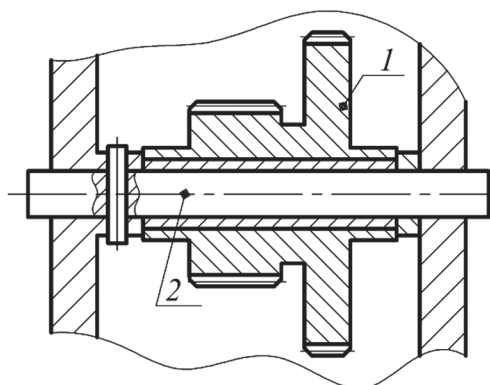
- а) деталь машины (механизма), предназначенная для передачи изгибающего момента между элементами, размещенными на ней;
- б) деталь машины (механизма), предназначенная для передачи вращающего (крутящего) момента и удержания размещенных на ней деталей;
- в) деталь машины (механизма), предназначенная для передачи вращающего момента между элементами, размещенными на ней;
- г) деталь машины (механизма), предназначенная для размещения на ней элементов механических передач и других деталей (узлов) и испытывающая в процессе работы изгибные напряжения.

Задание 7.2. По форме геометрической оси валы бывают:

- а) прямые;
- б) коленчатые;
- в) полые;
- г) ступенчатые;
- д) гибкие.

Задание 7.3. На рисунке блок шестерен 1 установлен на ... 2:

- а) подвижной оси;
- б) неподвижной оси;
- в) подвижном валу;
- г) неподвижном валу;
- д) прямом валу.



Задание 7.4. Опорные элементы валов, через которые действующие на них нагрузки передаются корпусным деталям машин (механизмов), называются:

- а) галтелями;
- б) буртиками;
- в) цапфами;
- г) заплечиками;
- д) пазами.

Задание 7.5. Если при проверочном расчете вала не выполняется условие $S \geq [S]$, то необходимо:

- а) увеличить площадь поперечного сечения всех участков вала;
- б) увеличить диаметр вала в опасном сечении;
- в) выбрать для изготовления вала более прочный материал;
- г) добавить шпоночную канавку на поверхности вала в опасном сечении;
- д) по возможности увеличить расстояние между опорами.

Выберите правильные варианты ответов.

Задание 7.6. При проектном расчете валов:

- а) занижаются допускаемые напряжения для получения максимально возможного запаса прочности;
- б) занижаются допускаемые напряжения, так как нет возможности определить их на этой стадии проектирования;

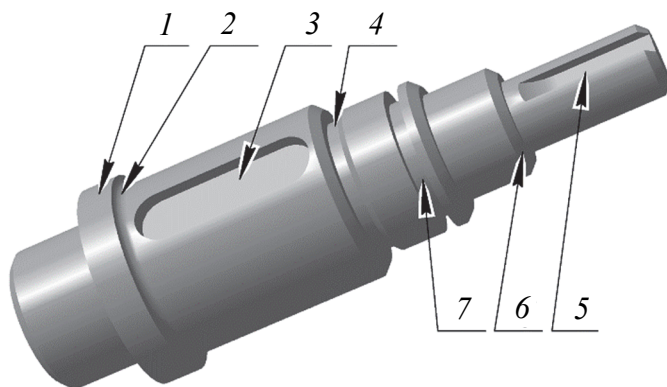
в) занижаются допускаемые напряжения, поскольку на этой стадии проектирования неизвестны расстояния между точками приложения сил и реакций опор;

г) завышаются допускаемые напряжения для максимальной экономии материала;

д) завышаются допускаемые напряжения для получения минимальных размеров вала.

Задание 7.7. На рисунке показан ... вал:

- а) коленчатый гладкий;
- б) прямой гладкий;
- в) прямой ступенчатый;
- г) шлицевой;
- д) коленчатый ступенчатый.



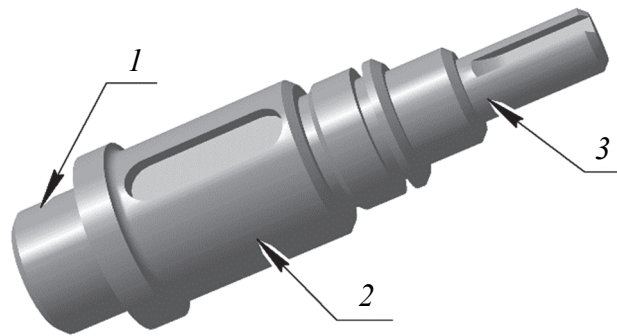
Задание 7.8. На рисунке вала, приведенном в задании 7.7, позициями обозначены:

- а) 1 – буртик; 6 – галтель;
- б) 2 – галтель; 4 – шпоночный паз;
- в) 3 – канавка; 4 – буртик;
- г) 3, 5 – шпоночные пазы;
- д) 7 – канавка; 6 – фаска.

Выберите правильные варианты ответов.

Задание 7.9. Проектный расчет вала, показанного на рисунке, выполняют Сперва определяют диаметр участка ...:

- а) на статическую прочность; 3;
- б) на статическую прочность; 2;
- в) на усталостные изгибные напряжения; 3;
- г) на усталостный изгиб и кручение; 3;
- д) на статическую прочность; 1.



Задание 7.10. Вал, изображенный в задании 7.9, имеет следующие участки:

- а) 1 – круглого сечения;
- б) 2 – круглого сечения;
- в) 3 – круглого сечения;
- г) 2 – некруглого сечения;
- д) 3 – некруглого сечения.

Выберите правильные варианты ответов.

Задание 7.11. В машиностроении для изготовления валов используют следующие материалы:

- а) углеродистые стали;
- б) легированные стали;
- в) латуни;
- г) алюминиевые сплавы;
- д) полимерные материалы;
- е) чугуны.

Задание 7.12. Концентраторами напряжений в опасных сечениях валов могут быть следующие конструктивные элементы:

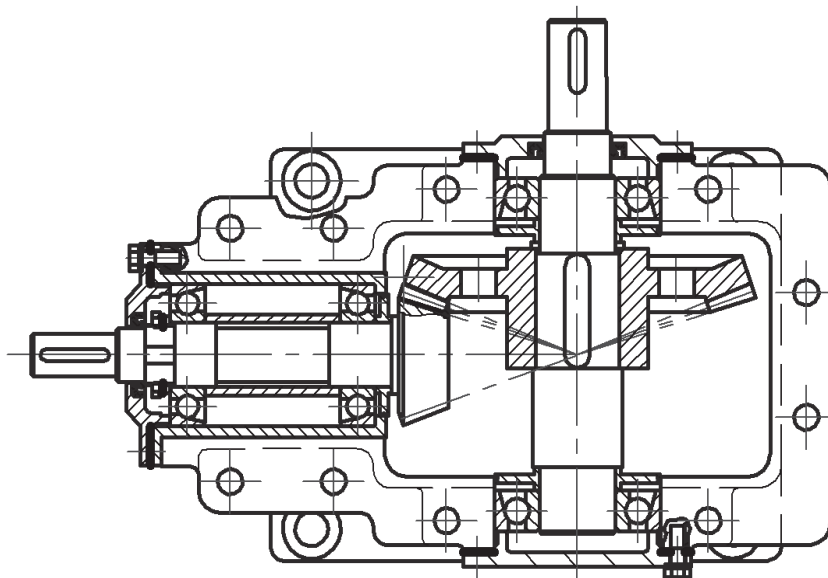
- а) цапфы;
- б) галтели;
- в) буртики;
- г) шпоночные канавки;
- д) резьбовые участки.

Задание 7.13. Для снижения действия концентраторов напряжений необходимо:

- а) избегать резких переходов сечений;
- б) применять галтели малых радиусов скруглений;
- в) избегать некруглых отверстий;
- г) понижать качество обработки поверхности;
- д) повышать качество обработки поверхности.

Задание 7.14. На рисунке приведен чертеж механизма. Его конструкция в том числе включает:

- а) два вала и одну подвижную ось;
- б) один вал и одну подвижную ось;
- в) три вала;
- г) два вала.

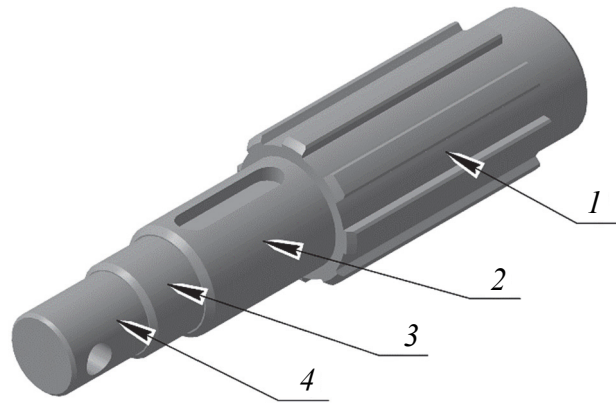


Задание 7.15. Выберите верное утверждение, подходящее для описания выходного вала конструкции, приведенной в задании 7.14:

- а) выходной вал гладкий прямой;
- б) выходной вал прямой ступенчатый;
- в) выходной вал коленчатый гладкий;
- г) выходной вал шлицевой ступенчатый.

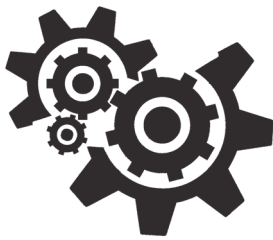
Задание 7.16. В результате анализа напряженно-деформированного состояния вала, показанного на рисунке, было установлено, что опасное сечение находится на участке 3. Какие концентраторы напряжений необходимо учесть при проверочном расчете вала на усталость?

- а) шпоночную канавку на участке 3;
- б) галтельный переход между цилиндрической поверхностью и плоской торцевой;
- в) шероховатость цилиндрической поверхности 3;
- г) так как участок 3 гладкой формы, учитывать концентраторы напряжений нет необходимости.



Задание 7.17. Какое влияние оказывают конструктивные элементы вала, приведенного в задании 7.16, на его прочность?

- а) шлицы на участке *1* повышают прочность вала;
- б) шлицы на участке вала *1* являются концентраторами напряжений и снижают усталостную долговечность вала;
- в) шпоночный паз снижает прочность участка вала *2*;
- г) шпоночный паз снижает усталостную долговечность участка вала *3*;
- д) отверстие на участке вала *4* не оказывает влияния на прочность вала на участке *3*.



Лабораторная работа № 8 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И МЕТОДИК ИХ РАСЧЕТА

Цель работы: изучение конструкции подшипников качения, методики выбора подшипников, а также проведение проверочного расчета.

Инструменты: штангенциркуль.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с общими сведениями, порядком выполнения работы.

Общие сведения

Подшипники являются опорами валов и вращающихся осей. Они воспринимают нагрузки, которые приложены к валу или оси, и передают их на корпус машины. Качество подшипников в значительной степени определяет надежность и долговечность машины.

Подшипник качения представляет собой готовый узел (рис. 8.1), состоящий из наружного и внутреннего колец, тел качения и сепаратора. Основными элементами являются тела качения – шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга сепаратором. В процессе работы тела качения катятся по дорожкам качения колец, одно из которых в большинстве случаев неподвижно.

Распределение нагрузки между несущими телами качения неравномерно и зависит от величины радиального зазора в подшипнике и от точности геометрической формы его деталей. В отдельных случаях для уменьшения радиальных размеров подшипника кольца отсутствуют и тела качения катятся непосредственно по цапфе вала и корпусу.

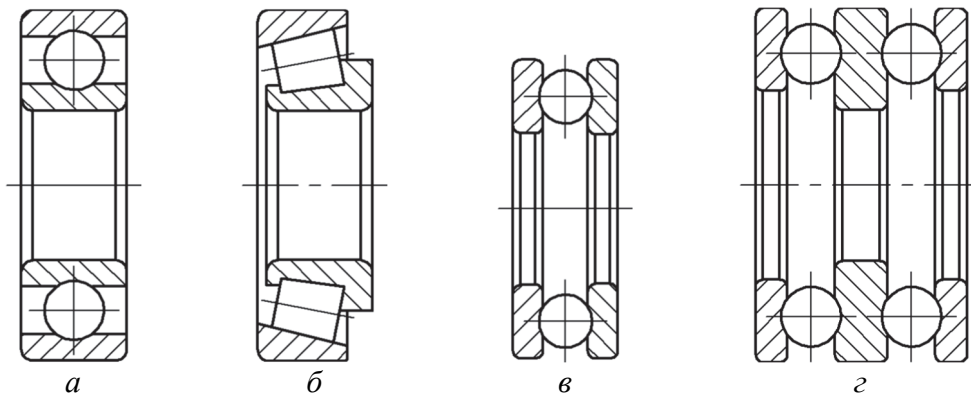


Рис. 8.1. Разновидности подшипников качения:
a – шариковый радиальный; *б* – роликовый конический; *в* – шариковый упорный однорядный; *г* – шариковый упорный двухрядный

Подшипники качения обладают следующими преимуществами:

– сравнительно малая стоимость вследствие массового производства подшипников;

– небольшие потери на трение и незначительный нагрев;

– высокая степень взаимозаменяемости;

– малый расход смазки;

– не требуют особого внимания и ухода.

Наряду с достоинствами им присущ ряд недостатков:

1) высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам;

2) малая надежность в высокоскоростных приводах;

3) сравнительно большие радиальные размеры;

4) шум при больших скоростях.

В зависимости от формы тел качения различают шариковые и роликовые подшипники. В первом случае в качестве тел качения используются шарики (рис. 8.2, *a*), а во втором – ролики (рис. 8.2, *б–e*), которые могут быть цилиндрическими, коническими, бочкообразными, игольчатыми и витыми.

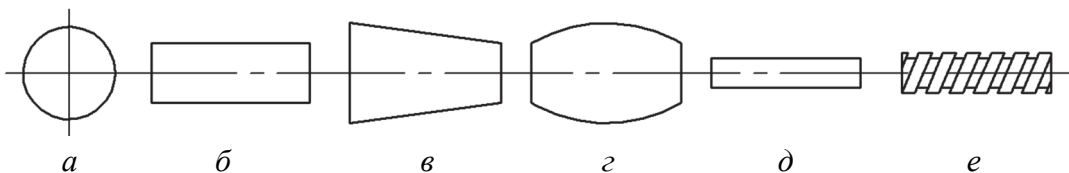


Рис. 8.2. Форма тел качения:
a – шарик; *б* – цилиндрический ролик; *в* – конический ролик;
г – бочкообразный ролик; *д* – игольчатый ролик; *е* – витой ролик

По числу рядов тел качения выделяют подшипники однорядные (рис. 8.1, *a–в*) и многорядные (рис. 8.1, *г*).

Исходя из способности осей внутреннего и наружного колец самоустанавливаться различают самоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся подшипники.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки подшипники бывают следующих типов: радиальные (рис. 8.1, *a*) – воспринимают радиальные нагрузки, перпендикулярные оси цапфы; упорные (рис. 8.1, *в, г*) – воспринимают осевые нагрузки; радиально-упорные (рис. 8.1, *б*) – воспринимают радиальные и осевые нагрузки.

Исходя из значения действующих сил подшипники делятся на серии: сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние, тяжелые.

В зависимости от ширины подшипника серии подразделяются на особо узкие, узкие, нормальные, широкие, особо широкие.

Выбор типа подшипников качения зависит от отношения осевой силы к радиальной, действующей на вал. Вследствие того, что подшипники выбирают после определения диаметра вала, проектный расчет заключается в выборе из каталога подшипника соответствующего типа средней серии, у которого диаметр внутреннего кольца равен диаметру вала. После этого выполняется проверочный расчет подшипников. Существует два вида проверочных расчетов подшипников качения:

– по статической грузоподъемности для предотвращения пластических деформаций тел и дорожек качения. Расчет выполняется при частоте вращения $n < 1 \text{ мин}^{-1}$;

– по динамической грузоподъемности для предотвращения усталостного контактного выкрашивания тел и дорожек качения. Расчет проводится при $n \geq 1 \text{ мин}^{-1}$.

Порядок выполнения работы

1. По согласованию с преподавателем выбрать вал с установленными на нем подшипниками.

2. Произвести визуальный осмотр подшипников и выписать номер подшипника. Установить его тип. Измерить присоединительные размеры (внутренний диаметр внутреннего кольца и наружный диаметр наружного кольца и его ширину).

3. Сверить полученные данные с данными каталога (см. прил. 2). Выполнить эскиз подшипника с указанием присоединительных размеров.

4. По согласованию с преподавателем принять радиальные реакции в опорах подшипников R_1 и R_2 и внешние осевые нагрузки, действующие на вал.

Расчет долговечности подшипников.

1. Расчетную долговечность L , млн об., найти по формуле

$$L = \left(\frac{C}{P_{\text{ЭКВ}}} \right)^m, \quad (8.1)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, Н; $P_{\text{ЭКВ}}$ – эквивалентная нагрузка, Н; $m = 3$ для шариковых подшипников, $m = 10/3$ для роликовых подшипников.

2. Эквивалентную динамическую нагрузку, действующую на подшипники, можно определить по следующим зависимостям:

– при отсутствии осевой нагрузки F_x

$$P_{\text{ЭКВ}} = VRK_{\delta}K_T, \quad (8.2)$$

– при $\frac{F_x}{RV} \leq e$ – по формуле (8.5);

– при $\frac{F_x}{RV} > e$

$$P_{\text{ЭКВ}} = (XVR + YF_x)K_{\delta}K_T, \quad (8.3)$$

где V – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$, наружного – $V = 1,2$); R – суммарная реакция опоры, действующая на подшипник, Н; K_{δ} – коэффициент безопасности (при спокойной нагрузке $K_{\delta} = 1$, при нагрузке с малыми толчками $K_{\delta} = 1,0-1,2$, при нагрузке с умеренными толчками $K_{\delta} = 1,3-1,5$); K_T – температурный коэффициент (табл. 8.1); X – коэффициент радиальной нагрузки; Y – коэффициент осевой нагрузки; F_x – осевая нагрузка, Н.

3. Определить значения коэффициентов радиальной X , осевой Y нагрузок и коэффициента осевого нагружения e . В зависимости от типа подшипника качения методика их определения отличается.

Таблица 8.1

Значение коэффициента K_T

Рабочая температура подшипника, °С	До 100	125	150	175	200
K_T	1,00	1,05	1,10	1,15	1,25

Для шарикового радиального подшипника:

а) из табл. П2.1 (см. прил. 2) выписать статическую C_0 и динамическую C грузоподъемности подшипника;

б) составить расчетную схему нагружения подшипников (пример см. на рис. 8.3);

в) рассчитать осевые нагрузки F_x , действующие на опоры (подшипники). Для этого вычислить алгебраическую сумму всех внешних осевых сил F_a и осевых составляющих S от радиальных нагрузок (для шариковых радиальных подшипников $S = 0$). При этом внешние осевые силы, нагружающие данный подшипник, направленные против осевой составляющей S этого подшипника, считают положительными, а разгружающие его – отрицательными. Если полученная сумма окажется положительной, то расчетная сила F_x для подшипника определяется как алгебраическая сумма внешних осевых сил F_a и силы S противоположного подшипника. Если сумма окажется отрицательной, то за расчетную силу F_x принимается сила S данного подшипника.

Рассмотрим пример расчета осевой нагрузки на опору для расчетной схемы нагружения, приведенной на рис. 8.3.

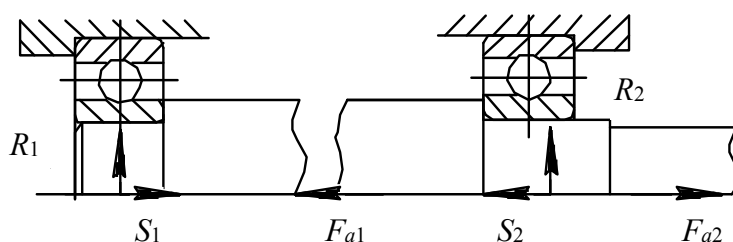


Рис. 8.3. Расчетная схема нагружения шариковых радиальных подшипников для определения F_x

Поскольку на валу установлены шариковые радиальные подшипники, осевые составляющие радиальных сил будут равны $S_1 = 0$ Н, $S_2 = 0$ Н, а внешние осевые силы примем $F_{a1} = 564$ Н, $F_{a2} = 640$ Н. Определим сумму сил, действующих на левый подшипник:

$$-S_1 + F_{a1} + S_2 - F_{a2} = -0 + 564 + 0 - 640 = -76 \text{ Н.}$$

Сумма сил отрицательная, поэтому расчетная сила в левой опоре будет равна осевой составляющей радиальной силы в этой опоре: $F_{x \text{ лев}} = S_1 = 0$ Н.

Сумма сил, действующих на правую опору, будет равна

$$S_1 - F_{a1} - S_2 + F_{a2} = 0 - 564 - 0 + 640 = 76 \text{ Н.}$$

Сумма сил положительная, поэтому расчетная сила $F_{x\text{ пр}}$ в правой опоре будет равна

$$F_{x\text{ пр}} = S_1 - F_{a1} + F_{a2} = 0 - 564 + 640 = 76 \text{ Н};$$

г) рассчитать отношения $\frac{F_x}{C_0}$ и $\frac{F_x}{RV}$, где R – суммарная реакция опоры, действующая на подшипник, Н; V – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца подшипника $V = 1$, наружного – $V = 1,2$);

д) по табл. 8.2 найти значение коэффициента e , соответствующего отношению $\frac{F_x}{C_0}$;

е) сравнив значения отношения $\frac{F_x}{RV}$ и коэффициента e из табл. 8.2, выписать значения коэффициентов X и Y .

Таблица 8.2

Значения коэффициентов радиальной X и осевой Y нагрузок для шариковых радиальных и радиально-упорных подшипников

Угол контакта α	$\frac{F_x}{C_0}$	$\frac{F_x}{RV} > e$		e	Угол контакта α	$\frac{F_x}{C_0}$	$\frac{F_x}{RV} > e$		e
		Y	X				Y	X	
0°	0,014	2,30		0,19	12°	0,014	1,81		0,30
	0,028	1,99		0,22		0,029	1,62		0,34
	0,056	1,71		0,26		0,057	1,46		0,37
	0,084	1,55		0,28		0,086	1,34		0,41
	0,110	1,45	0,56	0,30		0,111	1,22	0,45	0,45
	0,170	1,31		0,34		0,170	1,13		0,48
	0,280	1,15		0,38		0,290	1,04		0,52
	0,420	1,04		0,42		0,430	1,01		0,54
	0,560	1,00		0,44		0,570	1,00		0,54

Примечания:

1. При $\frac{F_x}{RV} \leq e$ принимают $X = 1$ и $Y = 0$.

2. Y и e для промежуточных значений отношений $\frac{F_x}{RV}$ определяют интерполированием.

Для шарикового радиально-упорного подшипника:

а) из табл. ПЗ.2 (см. прил. 3) найти статическую грузоподъемность C_0 подшипника;

б) коэффициент осевого нагружения e вычислить по следующим формулам:

– при угле контакта тела качения с дорожкой качения $\alpha = 12^\circ$

$$e = 10^{\frac{\lg\left(\frac{R}{C_0}\right) - 1,144}{4,729}}, \quad (8.4)$$

где R – суммарная реакция опоры, Н;

– при $\alpha = 15^\circ$

$$e = 10^{\frac{\lg\left(\frac{R}{C_0}\right) - 1,766}{7,363}}; \quad (8.5)$$

– при $\alpha = 18^\circ$ $e = 0,57$;

в) рассчитать осевые составляющие реакций опор от действия радиальных сил по формулам

$$\begin{aligned} S_1 &= eR_1, \\ S_2 &= eR_2; \end{aligned} \quad (8.6)$$

г) определить расчетные осевые нагрузки F_{x1} и F_{x2} на подшипники в соответствии с условиями нагружения (рис. 8.4);

д) найти коэффициенты X и Y по табл. 8.2.

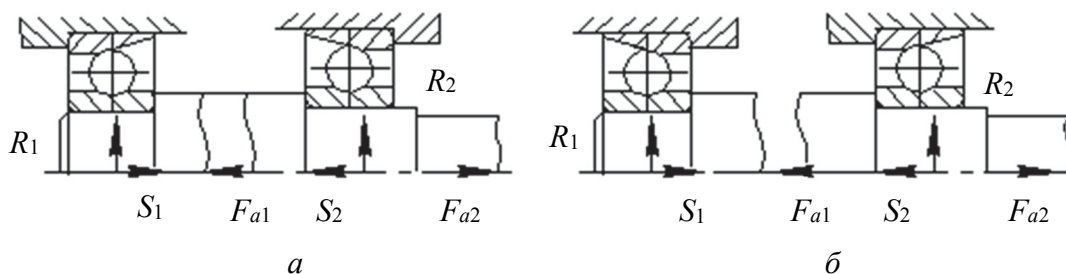


Рис. 8.4. Расчетная схема нагружения шариковых радиально-упорных подшипников для определения F_x :

a – установка подшипников враспор; b – установка подшипников вращающую

Для роликового конического радиально-упорного подшипника:

а) из табл. ПЗ.3 (см. прил. 3) определить значение коэффициента e для выбранного подшипника;

б) вычислить осевые составляющие реакций опор от действия радиальных сил по следующим формулам:

$$S_1 = 0,83eR_1, \quad (8.7)$$

$$S_2 = 0,83eR_2;$$

в) найти расчетные осевые нагрузки F_{x1} и F_{x2} на подшипники, согласно условиям нагружения (рис. 8.5);

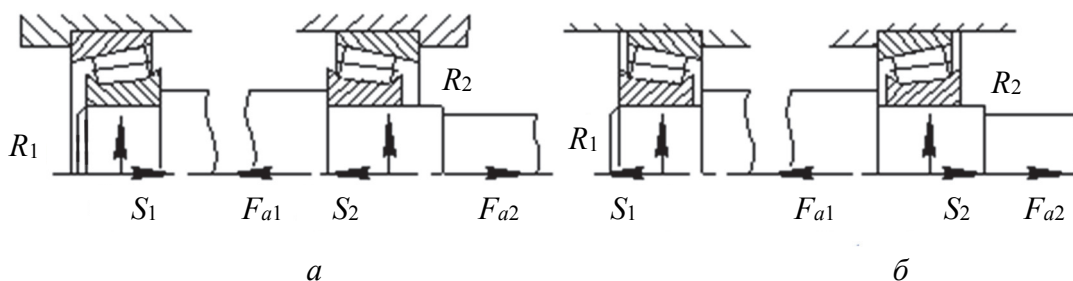


Рис. 8.5. Расчетная схема для определения F_x :

a – установка подшипников враспор;

б – установка подшипников встряжку

г) если $\frac{F_x}{RV} \leq e$, то коэффициенты радиальной и осевой нагрузок соответственно равны $X = 1$ и $Y = 0$.

Если $\frac{F_x}{RV} > e$, то коэффициент радиальной нагрузки $X = 0,4$, а коэффициент осевой нагрузки $Y = 0,4 \text{ctg} \beta$.

4. На практике удобнее давать оценку долговечности подшипников в часах. Рассчитать долговечность работы подшипника из условия

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} \geq [L_h], \quad (8.8)$$

где L – расчетная долговечность, млн об.; n – частота вращения подшипника, мин^{-1} (согласовать с преподавателем); $[L_h]$ – требуемая долговечность, принимаемая по согласованию с преподавателем от 5000 ч до 10 000 ч.

5. Сделать заключение о годности подшипника.

Содержание отчета

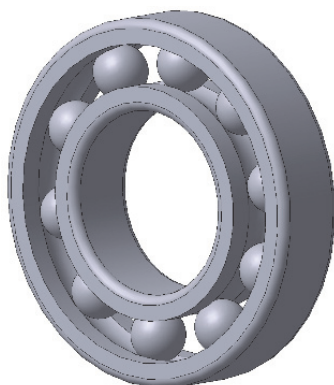
Отчет о лабораторной работе должен включать: название и цель лабораторной работы; характеристику подшипников; эскиз подшипника с указанием присоединительных размеров; схему

нагрузки подшипников; расчетную схему для определения осевых составляющих сил, действующих на подшипники; результаты проверочного расчета подшипников; выводы.

Контрольные вопросы и задания

Задание 8.1. Какой подшипник изображен на рисунке?

- а) шариковый однорядный упорный;
- б) шариковый однорядный радиальный или радиально-упорный;
- в) скольжения радиальный;
- г) скольжения упорный;
- д) роликовый однорядный радиальный.



Задание 8.2. Радиальные подшипники ...:

- а) воспринимают только осевые нагрузки (направленные вдоль оси вала);
- б) воспринимают только радиальные нагрузки (направленные перпендикулярно оси вала);
- в) воспринимают осевые и радиальные нагрузки;
- г) в зависимости от метода установки могут воспринимать или осевые, или радиальные нагрузки;
- д) воспринимают радиальные и незначительные осевые нагрузки.

Задание 8.3. Перечислите достоинства подшипников скольжения:

- а) малые габариты в радиальном направлении;
- б) большие габариты в осевом направлении;
- в) хорошая восприимчивость к динамическим нагрузкам;
- г) высокая точность вращения;
- д) простота конструкции и низкая стоимость;

е) необходимость использования в подшипнике дорогостоящих антифрикционных материалов.

Задание 8.4. Основным критерием работоспособности подшипника скольжения является:

- а) износостойкость;
- б) контактная прочность;
- в) виброустойчивость;
- г) теплостойкость;
- д) жесткость.

Задание 8.5. Выберите детали, которые могут входить в конструкцию подшипника качения:

- а) сепаратор;
- б) абсорбатор;
- в) тела качения;
- г) наружное кольцо;
- д) внутреннее кольцо;
- е) стопорные кольца.

Задание 8.6. По форме тел качения подшипники качения бывают:

- а) шариковые;
- б) роликовые с цилиндрическими роликами;
- в) роликовые с тороидальными роликами;
- г) роликовые с коническими роликами;
- д) роликовые с бочкообразными роликами.

Выберите неправильный вариант ответа.

Задание 8.7. Подшипники качения могут выходить из строя по следующим причинам:

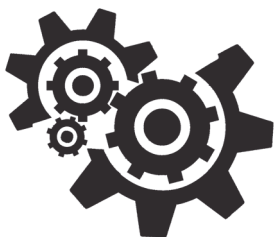
а) усталостное выкрашивание контактных поверхностей тел качения и дорожек качения колец;

- б) разрушение сепараторов;
- в) разрушение тел качения;
- г) потеря устойчивости наружных колец;
- д) потеря устойчивости внутренних колец.

Выберите неправильный вариант ответа.

Задание 8.8. Подшипники качения рассчитывают только на статическую грузоподъемность при частоте вращения вала:

- а) до 1 мин^{-1} ;
- б) от 1 до 10 мин^{-1} ;
- в) свыше 10 мин^{-1} ;
- г) не зависит от частоты вращения вала.



Лабораторная работа № 9 ИСПЫТАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ, КОТОРОЕ РАБОТАЕТ НА СДВИГ

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

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

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с общими сведениями, описанием установки, порядком выполнения лабораторной работы.

Общие сведения

Резьбовыми являются разъемные соединения, в которых сопряженные детали соединяются с помощью резьбы или резьбовыми крепежными деталями (болты, винты, шпильки, гайки и др.).

К основным преимуществам резьбовых соединений можно отнести:

- высокую надежность;
- универсальность;
- удобство сборки и разборки;
- наличие большой номенклатуры резьбовых соединений, приспособленных к различным эксплуатационным условиям;
- относительно малую стоимость резьбовых деталей, обусловленную их стандартизацией и применением высокопроизводительных технологических процессов изготовления и большой серийностью;

– способность воспринимать высокие нагрузки и создавать большие усилия затяжки.

Главным недостатком резьбовых соединений является наличие значительного количества концентраторов напряжений на резьбовой части болтов, винтов и шпилек, что делает их уязвимыми при переменных и ударных нагрузках и тем самым вынуждает изыскивать специальные методы повышения прочности.

Основными резьбовыми соединениями являются: болтовые (рис. 9.1, а); винтовые (рис. 9.1, б); соединения с помощью шпильки (рис. 9.1, в), которые состоят из болтов 1, винтов 4, шпилек 6, гаек 2, шайб 5, 3 и соединяемых деталей 7, 8 (рис. 9.1).

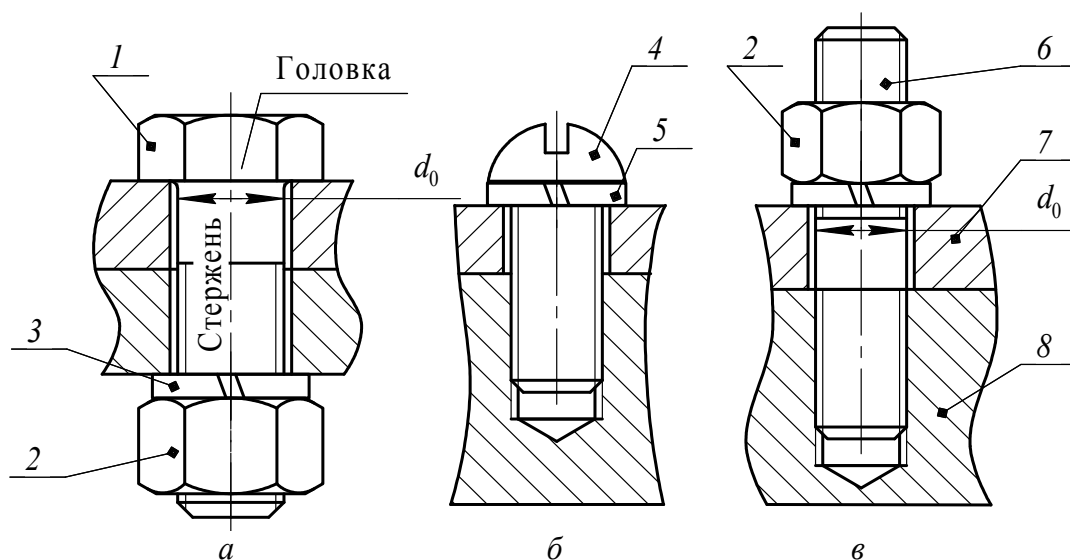


Рис. 9.1. Конструктивные формы резьбовых соединений:
 а – болтовое соединение; б – винтовое соединение;
 в – соединение с помощью шпильки:
 1 – болт; 2 – гайка; 3, 5 – шайбы; 4 – винт; 6 – шпилька;
 7, 8 – соединяемые детали

Болтовые соединения (рис. 9.1, а) являются наиболее надежными, простыми и дешевыми, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Используются для соединения детали, когда конструктивно возможно установить и закрутить гайку на нарезной части болта, а также для скрепления деталей из материалов, не обеспечивающих требуемую надежность резьбы.

Винтовые соединения (рис. 9.1, б) применяют в тех случаях, когда одна из скрепляемых деталей относительно большой толщины, при отсутствии места для расположения гаек, при требовании

уменьшения массы резьбового соединения, для придания соединению красивого внешнего вида. Винтовые соединения можно использовать только в тех случаях, когда деталь, в которой нарезается резьба, имеет достаточную толщину и ее материал обеспечивает требуемую прочность и надежность резьбы.

Соединения шпилькой (рис. 9.1, в) применяют вместо винтовых в тех случаях, когда материал скрепляемой детали с нарезанной резьбой не обеспечивает требуемой долговечности резьбы при частых разборках и сборках соединений.

Основным элементом резьбового соединения является резьба. Она получается созданием на цилиндрическом или коническом стержне канавок с поперечным сечением определенного профиля, каждая точка которого располагается на винтовой линии.

По числу заходов резьбы бывают одно- и многозаходные. Количество заходов определяется числом расположенных рядом витков резьбы. Для однозаходной резьбы ход P_h равен шагу P , а для многозаходной

$$P_h = nP, \quad (9.1)$$

где n – число заходов; P – шаг резьбы (расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков в осевом направлении) (рис. 9.2).

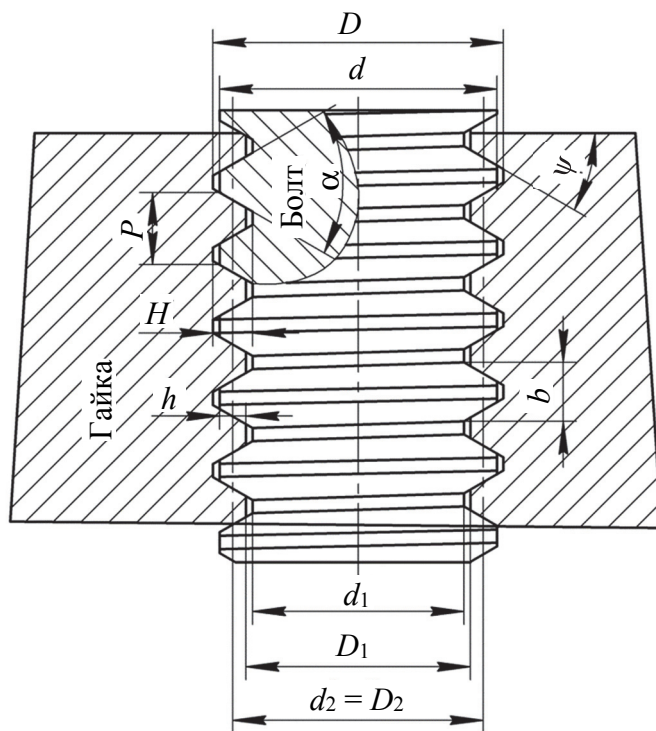


Рис. 9.2. Основные параметры резьбы

Резьбы классифицируют:

- 1) по назначению: крепежные, кинематические, специальные;
- 2) в зависимости от характера поверхности, на которой формируются витки резьбы: цилиндрические и конические;
- 3) по расположению: наружные и внутренние;
- 4) исходя из направления винтовой линии: правые и левые;
- 5) по точности изготовления, классы точности: точный, средний, грубый, очень грубый;
- 6) в зависимости от формы профиля: треугольные метрические, дюймовые, трубные, трапецеидальные, упорные, прямоугольные, круглые.

Треугольная метрическая резьба (ГОСТ 9150–2002) – это наиболее распространенная из крепежных резьб. Она имеет профиль в виде равностороннего треугольника с углом 60° (рис. 9.2).

Основными геометрическими параметрами метрической резьбы (рис. 9.2) являются: наружный d , D , внутренний d_1 , D_1 и средний d_2 , D_2 диаметры резьбы (соответственно d – для болта, D – для гайки); угол подъема резьбы γ ; шаг резьбы P ; ход резьбы P_h ; количество заходов резьбы n ; угол профиля резьбы $\alpha = 60^\circ$; рабочая высота профиля h ; высота витка (толщина витка) b ; высота теоретического профиля H ; угол наклона профиля ψ .

Метрическая резьба выполняется с крупным и мелким шагом. В качестве основной крепежной чаще всего применяют метрическую резьбу с крупным шагом.

В табл. 9.1 приведены параметры метрической резьбы.

Для крепежных резьб основным видом разрушения является срез витков. Учитывая, что использование гаек стандартной высоты позволяет обеспечить равнопрочность витков резьбы и нарезной части болта (по этим же соображениям назначают глубину завинчивания винтов и шпилек в корпусных деталях), на практике прочностные расчеты сводятся к определению внутреннего диаметра наружной резьбы. Выбор условия прочности, по которому ведется расчет конкретного резьбового соединения, зависит от схемы его нагружения.

В данной лабораторной работе рассматривается болтовое соединение нескольких пластин, нагруженное поперечной силой (внешняя нагрузка направлена по нормали к оси болта), болт поставлен с зазором. Следует отметить, что критерием выхода из строя подобных соединений является сдвиг соединяемых деталей под действием внешней нагрузки. Неподвижность соединяемых деталей обеспечивается действием сил трения F_f , которые возникают на поверхности стыков (поверхности, по которым соединяемые детали касаются друг друга).

Таблица 9.1

Геометрические параметры метрической резьбы, мм

Шаг резьбы P	Диаметр резьбы			Высота профиля H_1
	наружный $d = D$	средний $d_2 = D_2$	внутренний $d_1 = D_1$	
С крупным шагом				
2	(14)	12,701	11,835	1,082
	16	14,701	13,835	1,082
2,5	(18)	16,376	15,294	1,353
	20	18,376	17,294	1,353
С мелким шагом				
0,5	(14)	13,675	13,459	0,270
	16	15,675	15,459	
	(18)	17,675	17,459	
	20	19,675	19,459	
0,75	(14)	13,513	13,188	0,406
	16	15,513	15,188	
	(18)	17,513	17,188	
	20	19,513	19,188	
1,0	(14)	13,350	12,918	0,541
	16	15,350	14,918	
	(18)	17,350	16,918	
	20	19,350	18,918	
1,25	(14)	13,188	12,647	0,676
1,5	(14)	13,026	12,376	0,812
	16	15,026	14,376	
	(18)	17,026	16,376	
	20	19,026	18,376	
2,0	(18)	16,701	15,835	1,082
	20	18,701	17,835	

Схема соединения, исследуемого на сдвиг, представлена на рис. 9.3. Силы трения F_f между боковыми пластинами 2 и верхней колодкой 3 могут удерживать колодку от внешней сдвигающей силы F_c .

Условие работоспособности этого соединения, когда обеспечивается неподвижность деталей, записывается в виде

$$F_f i \geq F_c, \quad (9.2)$$

где i – количество стыков (в нашем случае $i = 2$).

Сила трения рассчитывается по формуле

$$F_f = F_n f_c, \quad (9.3)$$

где F_n – нормальная сила в стыке, Н; f_c – коэффициент трения в стыке.

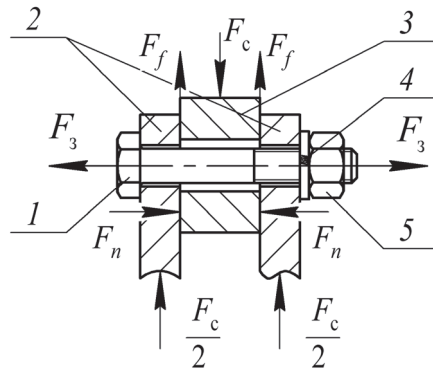


Рис. 9.3. Схема нагружения соединения:
 1 – болт; 2 – боковая пластина; 3 – верхняя колодка;
 4 – шайба; 5 – гайка

Нормальная сила F_n вызвана силой затяжки F_3 и направлена в одну и ту же сторону, поэтому $F_n = F_3$. Болт в данном случае работает преимущественно на растяжение от силы затяжки F_3 . Изменив силу F_n на F_3 , из выражений (9.2) и (9.3) получим формулу для определения теоретической зависимости силы сдвига от силы затяжки:

$$F_c = F_3 f_i. \quad (9.4)$$

Известно, что сила затяжки F_3 связана с моментом затяжки болта T_3 следующей зависимостью:

$$T_3 = T_p + T_T = \frac{F_3 d_2 \operatorname{tg}(\gamma + \rho')}{2} + \frac{F_3 f_T (D_0 + d_0)}{4}, \quad (9.5)$$

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

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P}{\pi d_2}, \quad (9.6)$$

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

$$\rho' = \operatorname{arctg} f', \quad (9.7)$$

где f' – приведенный коэффициент трения в резьбе, равный

$$f' = \frac{f_p}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}, \quad (9.8)$$

где f_p – коэффициент трения в резьбе; α – угол профиля резьбы (для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$);

f_T – коэффициент трения на торце гайки; D_0 – внешний диаметр опорной поверхности гайки, мм; d_0 – внутренний диаметр опорной поверхности гайки, мм (рис. 9.4).

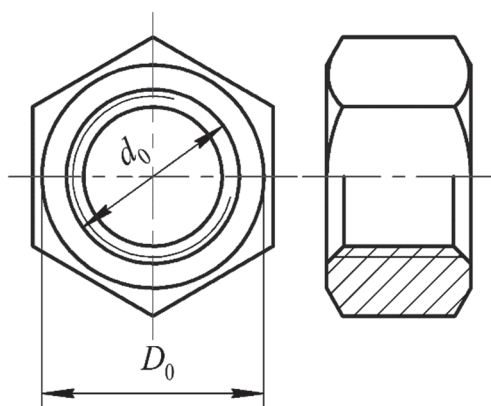


Рис. 9.4. Размеры гайки

Подставив в уравнение (9.4) значение F_3 , найденное из зависимости (9.5), получим

$$F_c = \frac{f_c i}{\left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho') + \frac{f_T (D_0 + d_0)}{4} \right]} T_3, \quad (9.9)$$

или

$$F_c = K T_3,$$

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

данных условий эксперимента.

Таким образом, зависимость $F_c = f(T_3)$ является линейной. При выполнении эксперимента значения F_c и T_3 будут определяться с помощью индикаторов динамометрического ключа и динамометрической пружины с достаточно высокой точностью, поэтому положение теоретической кривой зависимости $F_c = f(T_3)$ на графике во многом будет зависеть от правильного выбора коэффициентов трения в резьбе f_p , на торце гайки f_T и на поверхности стыка f_c . По этой причине теоретическое значение T_3 не в полной мере соответствует его действительной величине, определенной экспериментальным путем.

Чтобы предупредить появление остаточных деформаций, возникающих в стержне болта при чрезмерном закручивании гайки, необходимо определить допускаемую силу затяжки $[F_3]$, которая из условия прочности болта на растяжение находится по уравнению

$$[F_3] = \frac{\pi d_1^2 [\sigma_p]}{4 \cdot 1,3}, \quad (9.10)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы, мм; $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала болта, МПа.

Если значение $[F_3]$, рассчитанное из зависимости (9.10), подставить в формулу (9.5), то получим соответствующий максимальный допускаемый момент закручивания $[T_3]$, который не должен быть превышен при закручивании гайки, для избегания возникновения остаточных деформаций в стержне болта.

Описание установки

Устройство и принцип работы динамометрического ключа.

Динамометрический ключ предназначен для контроля момента затяжки болта. Он представляет собой упругий стержень 2 (рис. 9.5) с рукояткой 1 и индикатором 3, закрепленным в колодке 4, на квадратный выступ которой надевается головка ключа 5 для соответствующей гайки. При закручивании гайки к рукоятке 1 прикладывается сила, которая изгибает упругий стержень 2 (как консольную балку). Величина деформации стержня (прогиб) фиксируется на шкале индикатора 3. Количество делений индикатора пропорционально моменту закручивания, который может быть рассчитан через тарировочный коэффициент. Для получения достоверных результатов сила должна прикладываться только к ручке 1 динамометрического ключа.

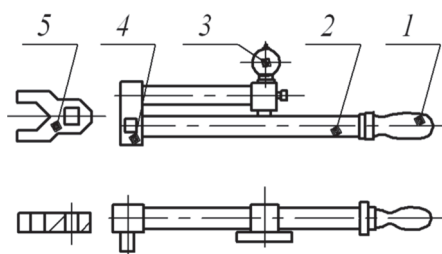


Рис. 9.5. Устройство динамометрического ключа:
1 – рукоятка; 2 – стержень; 3 – индикатор;
4 – колодка; 5 – головка ключа

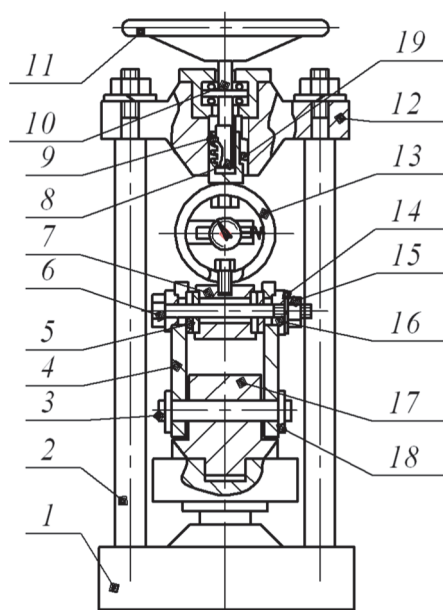


Рис. 9.6. Ручной винтовой пресс:

- 1 – основание; 2 – стойка; 3 – ось; 4 – боковая пластина;
 5 – вкладка; 6 – болт; 7 – верхняя колодка; 8 – винт;
 9 – ползун; 10 – упорный подшипник; 11 – маховик;
 12 – траверса; 13 – динамометрическая пружина; 14 – шайба;
 15 – гайка; 16 – втулка; 17 – нижняя колодка;
 18 – упорное пружинное кольцо; 19 – шпонка

Устройство и работа ручного винтового пресса. Винтовой пресс (рис. 9.6) имеет две стойки 2, неподвижно закрепленные в основании 1 и траверсе 12. Винт 8 жестко соединен с маховиком 11 и установлен в траверсе на упорном подшипнике 10. При вращении маховика 11 винт 8 вкручивается или выкручивается в ползун 9, который удерживается от вращения шпонкой и тем самым перемещается в траверсе 12.

Порядок выполнения работы

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

Определение теоретического значения силы сдвига F_c .

1. Измерить штангенциркулем наружный диаметр резьбы болта d и шаг резьбы P (см. табл. 9.1 на с. 126). Шаг можно найти по формуле

$$P = \frac{S}{n}, \quad (9.11)$$

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

Результаты измерений согласовать со стандартными значениями (ГОСТ 9150–2002, см. табл. 9.1), выбрать остальные необходимые параметры из стандарта, записать их в табл. 9.2.

2. Измерить внешний D_0 и внутренний d_0 диаметры опорной поверхности торца гайки (см. рис. 9.4 на с. 128).

Таблица 9.2

Результаты измерений

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

3. Определить угол подъема винтовой линии резьбы γ по уравнению (9.6); приведенный угол трения ρ' по формуле (9.7), согласовав с преподавателем значение коэффициента трения в резьбе f_p .

4. Уточнить у преподавателя материал изготовления болта и его допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_p]$. Рассчитать допускаемую силу затяжки $[F_3]$ по выражению (9.10).

5. Все найденные значения занести в табл. 9.4.

6. Определить допускаемое значение момента закручивания $[T_3]$ (формула (9.5)), соответствующее допускаемой силе затяжки $[F_3]$, а также значения $[T_3]$, которые соответствуют $0,75[F_3]$; $0,5[F_3]$; $0,25[F_3]$, приняв значения коэффициентов трения в стыке f_c и на торце гайки f_T по табл. 9.3 (по согласованию с преподавателем). Для полученных значений момента затяжки рассчитать соответствующее им количество делений индикатора динамометрической пружины по формуле

$$n_1 = \frac{[T_3]}{\mu_1}, \quad (9.12)$$

где μ_1 – тарировочный коэффициент индикатора ($\mu_1 = 3900 \text{ Н} \cdot \text{дел.}$).

7. По табл. 9.3 определить шероховатость поверхностей деталей стыка, соответствующую заданному коэффициенту трения в стыке f_c .

Таблица 9.3

**Значение коэффициента трения пары трения сталь – сталь
в зависимости от состояния поверхностей**

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

8. По формуле (9.4) вычислить значения силы сдвига F_c при $0,25[F_3]$; $0,5[F_3]$; $0,75[F_3]$; $[F_3]$, взяв соответствующее значение коэффициента трения в стыке f_c из табл. 9.3 (по согласованию с преподавателем). Результаты занести в табл. 9.4.

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

Определение экспериментальных значений силы сдвига F_c .

1. В соответствии с рис. 9.6 (см. на с. 130) надеть пластины 4 на ось 3; совместить отверстия в пластинах 4 и верхней колодке 7

вращением маховика 11 и вставить болт 6, установить шайбу 14 и закрутить рукой гайку 15 на 1,5–2 оборота. Вращая маховик 11, добиться крайнего верхнего положения колодки 7 относительно боковых пластин 4. Для этого совместить метку на колодке 7 с верхней меткой на боковой пластине 4. При этом отсутствует зазор между стержнем болта 6 и нижней частью отверстия в колодке 7.

2. Взять динамометрический ключ и, вращая наружное кольцо, установить индикатор 3 (см. рис. 9.5 на с. 129) на нуль. Плавно вращая ключ за рукоятку 1, затянуть гайку болта до момента, когда стрелка индикатора переместится от нулевого деления на число делений n_1 , которое соответствует $0,25[T_3]$ (табл. 9.4).

Таблица 9.4

Результаты опытов

Параметры	$0,25[T_3]$	$0,5[T_3]$	$0,75[T_3]$	$[T_3]$
Допускаемая сила затяжки $[F_3]$, рассчитанная по формуле (9.10), Н				
Допускаемое теоретическое значение момента закручивания $[T_3]$, найденное по формуле (9.5), Н · мм				
Теоретическая сила сдвига F_c , рассчитанная по формуле (9.4), Н				
Показания индикатора динамометрического ключа n_1				
Показания индикатора динамометрической пружины n_2				
Значения силы сдвига F_c , найденные экспериментальным путем, Н				

3. Вращая наружное кольцо индикатора динамометрической пружины 13 (см. рис. 9.5), установить стрелку на нуль. Вращая маховик 11 винтового пресса в направлении, когда ползун 9 и пружина 13 перемещаются вниз, визуально установить момент остановки стрелки индикатора и быстрого перемещения ее на 1–3 деления в обратном направлении. В этот момент сила сдвига F_c и сила трения в стыке F_f уравниваются, и соединение не воспринимает нагрузки большей, чем сила трения покоя (центральная колодка смещается вниз относительно боковых пластин). Наибольшее отклонение от нулевого деления стрелки индикатора динамометрической пружины n_2 занести в табл. 9.4.

4. Без снятия затяжки, не устанавливая более на нуль стрелку индикатора пружины, повторить затяжку и испытания на сдвиг, но при моментах затяжки T_3 , соответствующих $0,5[T_3]$; $0,75[T_3]$; $[T_3]$. Все эксперименты необходимо сделать за одно перемещение метки на колодке 7 от верхней до нижней метки на пластине 4 (см. рис. 9.6 на с. 130). Только в этом случае между верхней частью отверстия в колодке 7 и стержнем болта 6 сохраняется зазор.

5. Вычислить значение экспериментальной силы сдвига по формуле

$$F_c = \mu_2 n_2, \quad (9.13)$$

где μ_2 – тарировочный коэффициент динамометрической пружины, Н · дел.; n_2 – показания индикатора динамометрической пружины.

В результате тарировки индикатора динамометрической пружины получен тарировочный коэффициент $\mu_2 = 305$ Н · дел.

Результаты занести в табл. 9.4.

6. На теоретическом графике построить экспериментальную кривую аналогичных зависимостей.

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

Содержание отчета

Отчет о лабораторной работе должен включать: название и цель работы; схему исследуемого резьбового соединения (см. рис. 9.1 на с. 123); устройство и принцип работы динамометрического ключа (см. рис. 9.5 на с. 129); заполненные табл. 9.2 и 9.4 (см. на с. 131 и 133); график зависимости F_c от T_3 ; выводы.

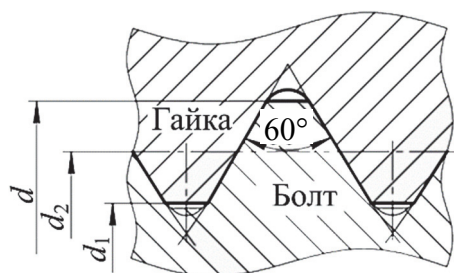
Контрольные вопросы и задания

Задание 9.1. Резьбовое соединение – ..., в котором сопряженные детали соединяются с помощью резьбы или резьбовыми крепежными деталями:

- а) условно разъемное соединение;
- б) разъемное соединение;
- в) неразъемное соединение;
- г) условно неразъемное соединение;
- д) подвижное соединение.

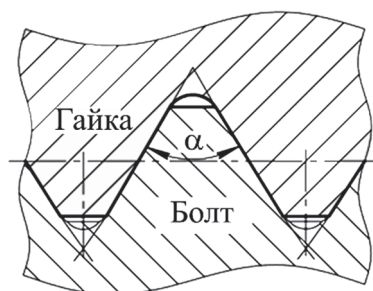
Задание 9.2. Фрагмент резьбы какого профиля приведен на рисунке?

- а) резьба треугольная метрическая;
- б) трапецеидальная;
- в) упорная;
- г) прямоугольная;
- д) круглая.



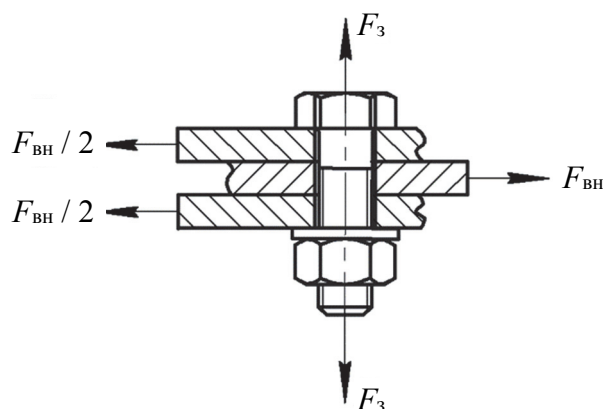
Задание 9.3. Какой геометрический параметр метрической резьбы приведен на рисунке?

- а) угол подъема резьбы;
- б) угол зацепления;
- в) ход резьбы;
- г) угол профиля резьбы;
- д) угол заострения.



Задание 9.4. Резьбовое соединение, схема которого приведена на рисунке, нагружено поперечной силой. Болт поставлен с зазором. В этом случае неподвижность соединяемых деталей обеспечивается:

- а) силой трения между витками резьбы;
- б) силами трения, возникающими на опорных торцах гайки и головки болта;
- в) силами трения, возникающими в стыках;
- г) силой затяжки;
- д) внешней силой.



Задание 9.5. Резьбовое соединение, схема которого приведена на рисунке в задании 9.4, нагружено поперечной силой. Болт поставлен с зазором. Для того чтобы увеличить нагрузочную способность соединения, необходимо:

- а) увеличить силу затяжки болта;
- б) обеспечить большую шероховатость поверхности стыков;
- в) смазать поверхности стыков;
- г) изменить конструкцию соединения, увеличив число болтов;
- д) изменить конструкцию соединения, увеличив число стыков.

Выберите неправильный вариант ответа.

Задание 9.6. По какой формуле определяют угол подъема винтовой линии резьбы?

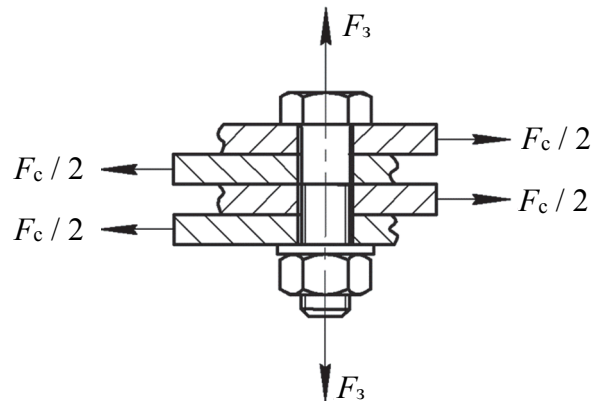
- | | |
|-----------------|-------------------------------------|
| а) формула (1); | 1) $\gamma = \arctg(\pi / Pd_2)$; |
| б) формула (2); | 2) $\gamma = \arctg(\pi / Pd_1)$; |
| в) формула (3); | 3) $\gamma = \arctg(P / \pi d_2)$; |
| г) формула (4); | 4) $\gamma = \arctg(P / \pi d_1)$; |
| д) формула (5). | 5) $\gamma = \arctg(d_1 / P)$. |

Задание 9.7. Какие из параметров влияют на приведенный угол трения в резьбе?

- а) шероховатость поверхности витков резьбы болта;
- б) состояние поверхности витков резьбы гайки (наличие или отсутствие смазки, коррозии и др.);
- в) шероховатость на торцевой поверхности гайки;
- г) шероховатость на торцевой поверхности головки болта;
- д) состояние поверхности стыков соединения (наличие или отсутствие смазки, коррозии и др.).

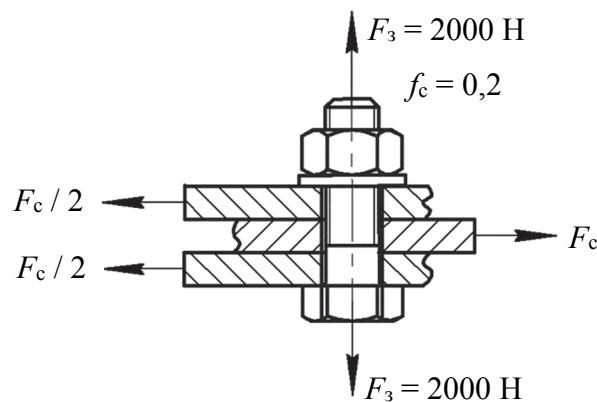
Задание 9.8. Неподвижность пластин в резьбовом соединении, конструкция которого приведена на рисунке, будет обеспечиваться при выполнении условия:

- а) $F_c < 2F_3 f_p$;
- б) $F_3 > F_c$;
- в) $3F_3 f_c \geq F_c$;
- г) $F_3 \leq F_c$;
- д) $4F_3 f_c \geq F_c$.



Задание 9.9. При каком значении внешней сдвигающей силы F_c будет наблюдаться сдвиг деталей в соединении, приведенном на рисунке?

- а) 1000 Н;
- б) 500 Н;
- в) 100 Н;
- г) 800 Н;
- д) 1600 Н.



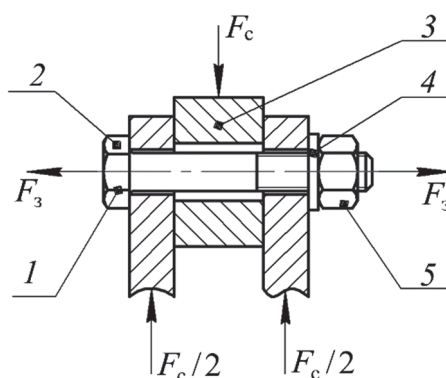
Задание 9.10. Что из перечисленных параметров не описывает геометрию метрической резьбы?

- а) наружный диаметр резьбы (d, D);
- б) внутренний диаметр резьбы (d_1, D_1);
- в) делительный диаметр резьбы (d_2, D_2);

- г) угол подъема резьбы (γ);
- д) шаг резьбы (P).

Задание 9.11. Для увеличения сдвигающей силы, которую выдержит соединение, приведенное на рисунке, без изменения момента закручивания гайки в болтовом соединении необходимо смазать маслом:

- а) витки резьбы;
- б) торцевую поверхность гайки;
- в) поверхности стыков;
- г) торцевую поверхность головки болта;
- д) поверхности отверстий в соединяемых пластинах.



Задание 9.12. Как увеличить силу затяжки болта в резьбовом соединении, схематически изображенном на рисунке в задании 9.11?

- а) увеличить момент закручивания;
- б) уменьшить момент закручивания;
- в) нанести смазочный материал на гладкую часть болта;
- г) нанести смазочный материал на поверхности стыков;
- д) нет правильной рекомендации.

Задание 9.13. Как называется деталь, обозначенная позицией 4 на схеме соединения в задании 9.11?

- а) прокладка;
- б) шайба пружинная;
- в) шайба стопорная;
- г) штифт;
- д) шайба плоская;
- е) шплинт.

Задание 9.14. К чему может привести чрезмерное увеличение силы затяжки в соединении, описанном в задании 9.11?

- а) к пластическим деформациям детали 2;
- б) пластическим деформациям деталей 2 и 3;

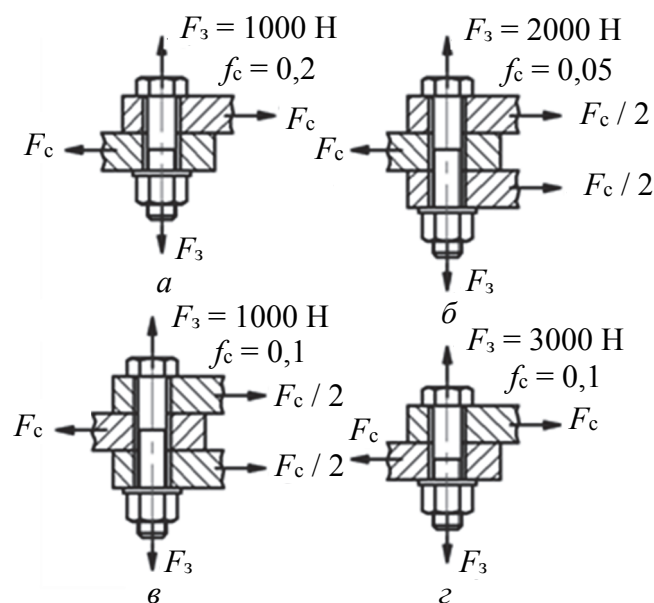
- в) разрушению детали 5;
- г) срыву головки болта 1;
- д) потере работоспособности витков резьбы болта 1.

Задание 9.15. Как влияет увеличение угла подъема винтовой линии на силу затяжки болта при постоянном моменте закручивания?

- а) сила затяжки увеличится;
- б) сила затяжки уменьшится;
- в) сила затяжки не изменится.

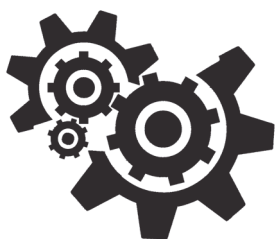
Задание 9.16. Наибольшую внешнюю нагрузку F_c при одинаковой силе затяжки F_3 способно воспринимать болтовое соединение на рисунке под схемой:

- а) а;
- б) б;
- в) в;
- г) г.



Задание 9.17. В ответственных случаях для затяжки болтов применяют динамометрический ключ, который позволяет контролировать:

- а) силу затяжки болта;
- б) момент затяжки болта;
- в) силу трения в резьбе;
- г) силу трения на торце гайки;
- д) изгибающий момент болта.



Лабораторная работа № 10 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ШПОНОЧНЫХ И ЗУБЧАТЫХ (ШЛИЦЕВЫХ) СОЕДИНЕНИЙ

Цель работы: ознакомление с конструкциями и назначением шпоночных и шлицевых соединений; определение основных параметров изучаемых соединений; установление нагрузочной способности натуральных образцов шпоночных и шлицевых соединений.

Инструменты: штангенциркуль с глубиномером; микрометрический глубиномер.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с общими сведениями, порядком выполнения лабораторной работы.

Общие сведения о шпоночных соединениях

Шпоночное соединение состоит из вала, шпонки и ступицы насаживаемой детали. Шпоночные соединения предназначены для соединения валов с насаженными на них деталями и передачи между ними вращающего момента.

Все шпоночные соединения делятся на ненапряженные и напряженные. Ненапряженные соединения получают при использовании призматических (рис. 10.1), сегментных (рис. 10.2) и круглых (см. рис. 10.3 на с. 142) шпонок. Напряженные – при использовании клиновых (см. рис. 10.4 на с. 142) и тангенциальных (см. рис. 10.5 на с. 143) шпонок.

Размеры призматических шпонок стандартизированы согласно ГОСТ 23360–78 и приведены в табл. ПЗ.1 (см. прил. 3).

По форме торцов призматические шпонки бывают: со скругленными торцами – исполнение 1 (рис. 10.1, а); с плоскими торцами – исполнение 2 (рис. 10.1, б) и с одним плоским, а другим скругленным торцом – исполнение 3 (рис. 10.1, в).

Призматические направляющие шпонки, закрепленные на валу, применяются в подвижных соединениях (позволяют перемещать насаживаемую деталь вдоль вала) (рис. 10.1).

Сегментные шпонки (рис. 10.2) так же, как и призматические, работают боковыми гранями и создают ненапряженное соединение. Размеры сегментных шпонок стандартизованы по ГОСТ 24071–97.

Клиновые шпонки (рис. 10.4) имеют форму скошенных самостормозящих клиньев с наклоном 1:100. Такой же наклон имеют пазы в ступицах. Клиновые шпонки бывают с головкой и без головки. Клиновые шпонки работают широкими гранями, в отличие от призматических и сегментных, на боковых гранях имеется зазор. Размеры клиновых шпонок стандартизованы по ГОСТ 24068–80.

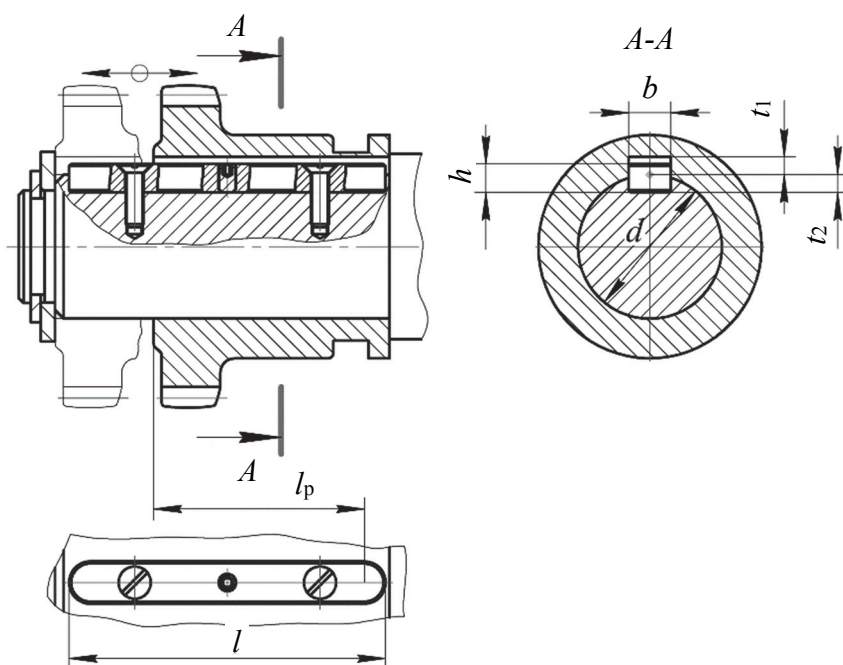


Рис. 10.1. Соединение призматическими направляющими шпонками

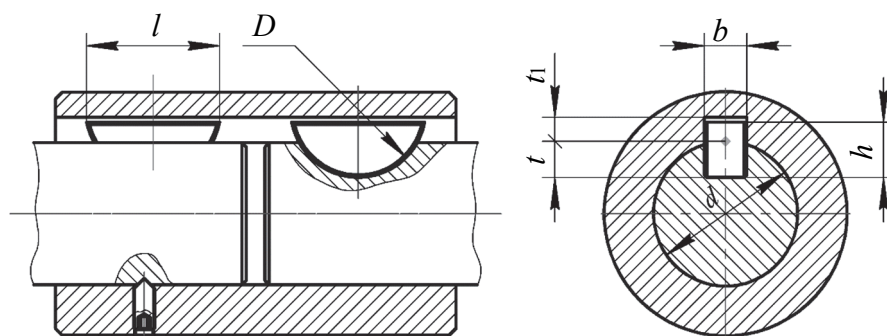


Рис. 10.2. Соединение сегментной шпонкой

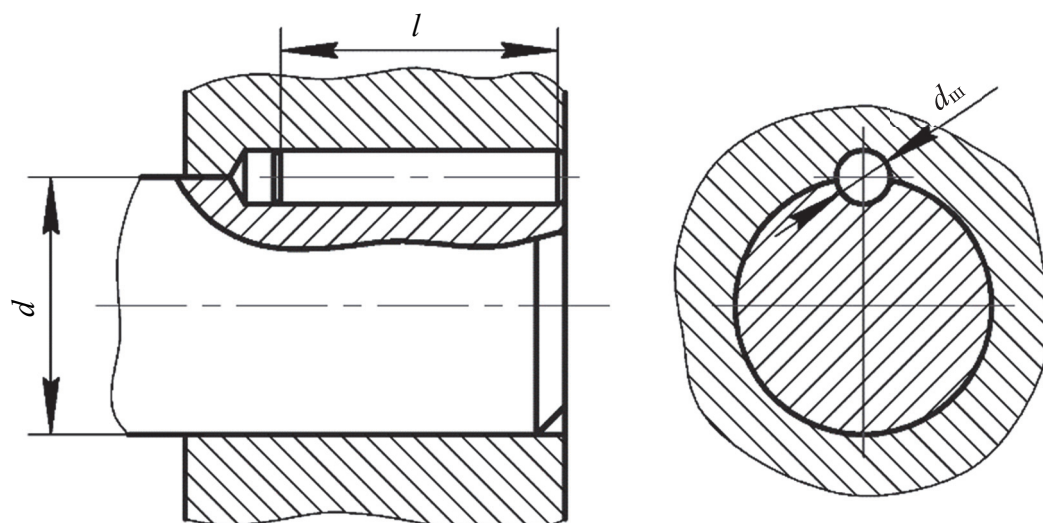


Рис. 10.3. Соединение круглой шпонкой

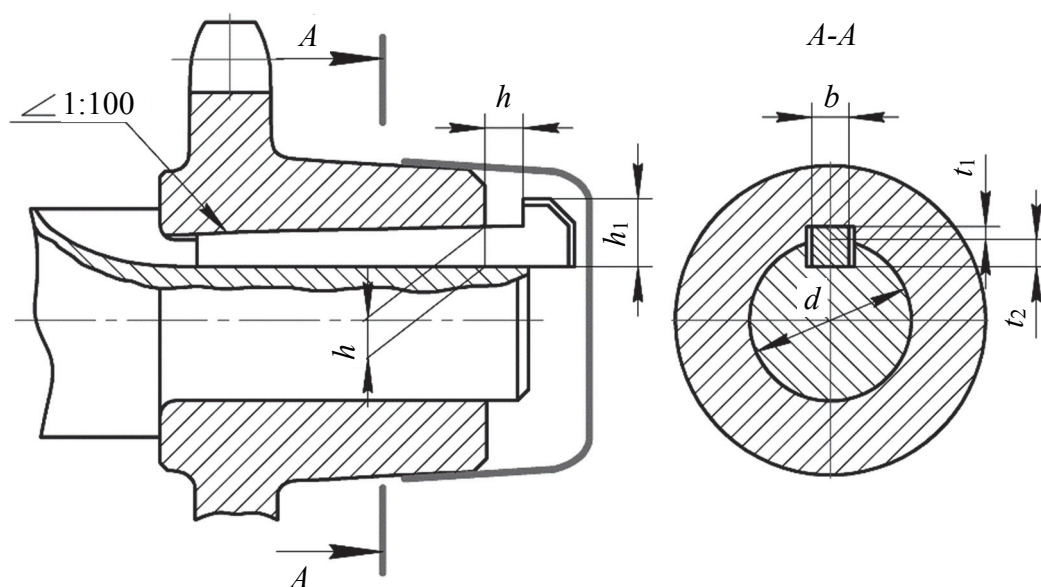


Рис. 10.4. Соединение клиновой врезной шпонкой

Тангенциальные шпонки (рис. 10.5) состоят из двух скошенных клиньев с наклоном 1:100 каждый.

Тангенциальные шпонки отличаются от клиновых шпонок тем, что натяг между валом и ступицей создается ими не в радиальном направлении, а в касательном. Такое расположение вызывает необходимость постановки в соединении двух шпонок, размещенных, как правило, под углом 120° .

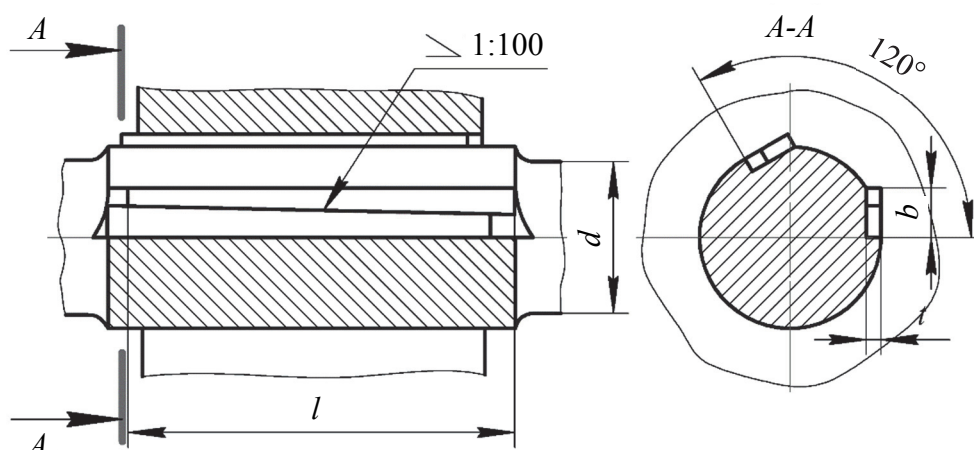


Рис. 10.5. Соединение тангенциальной шпонкой

Размеры тангенциальных шпонок стандартизованы по ГОСТ 24069–80 и ГОСТ 24070–80. Длина шпонки принимается на 10–15% больше длины ступицы насаженной детали.

Материал шпонок и допускаемые напряжения соединений

Материалом для изготовления шпонок служит конструкционная углеродистая сталь с пределом прочности не ниже 550 МПа. Величина допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и ступицы, типа посадки ступицы на вал, но обязательно меньше, чем допускаемые напряжения материала ступицы и вала. Наиболее часто применяют стали Ст5, Ст6, 45, 50. Легированную сталь используют редко. Призматические шпонки и клиновые шпонки без головок изготавливают из чистотянутой стали. Сегментные шпонки выполняют из цельнотянутой стали сегментного профиля.

Значения допускаемых напряжений назначают в зависимости от характера нагрузки (статическая или динамическая); условий работы соединения (ступица перемещается относительно вала или перемещение отсутствует); материала ступицы присоединяемой детали; степени достоверности величины нагрузки.

Принято принимать допускаемые напряжения смятия в неподвижных шпоночных соединениях по формуле

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_{\text{Т}}}{[S]}, \quad (10.1)$$

где σ_T – предел текучести наиболее слабого материала деталей (вал, шпонка или ступица), Н/мм²; $[S]$ – коэффициент запаса прочности. При точном учете нагрузок $[S] = 1,25$, в остальных случаях $[S] = 1,5–2,0$.

При назначении высоких допускаемых напряжений смятия (порядка от 200 до 400 Н/мм²) необходимо соблюдение следующего условия: твердости материала вала и материала втулки должны быть больше твердости материала шпонки.

При изготовлении шпонок из чистотянутой стали по ГОСТ 8787–68 принимают $[\sigma_{см}] = 80–150$ Н/мм² (меньшие значения для ступиц из чугуна и алюминиевых сплавов). При изготовлении шпонок из стали 45 принимают: $[\sigma_{см}] = 50–70$ Н/мм² при непрерывном использовании передач с полной нагрузкой; $[\sigma_{см}] = 130–180$ Н/мм² при среднем режиме использования; $[\sigma_{см}] = 260$ Н/мм² при предельных статических нагрузках; $[\sigma_{см}] = 20$ Н/мм² для ступиц из текстолита и древесно-слоистых полимеров.

При движении ступицы вдоль вала под нагрузкой предельное давление на шпонку определяется сопротивлением заеданию. При незакаленных трущихся поверхностях и малых скоростях перемещения $[\sigma_{см}] = 10–20$ Н/мм².

Допускаемое напряжение на срез шпонок $[\tau_{ср}] = 70–100$ Н/мм².

Расчет шпоночных соединений

Поскольку все размеры шпонок стандартизированы и зависят от размеров вала и ступицы, расчет шпоночных соединений, как правило, выполняется как проверочный.

Призматические, сегментные и круглые шпонки работают боковыми гранями. Проверочный расчет проводится из условия прочности на смятие по условию

$$\sigma_{см} = \frac{F_p}{A_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (10.2)$$

где F_p – расчетная сила, Н; A_p – расчетная площадь опасного сечения шпонки, мм²; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, Н/мм².

Для всех ненапряженных шпонок расчетная сила определяется по формуле

$$F_p = \frac{2T}{d}, \quad (10.3)$$

где T – крутящий момент на валу, Н · мм; d – диаметр вала, мм.

Площадь опасного сечения вычисляется:

– для призматической шпонки

$$A_p = (h - t_1)l_p, \quad (10.4)$$

где h – высота шпонки, мм; t_1 – глубина шпоночного паза на валу, мм; l_p – рабочая длина шпонки (зависит от исполнения, см. рис. 10.1 на с. 141);

– для сегментной шпонки

$$A_p = (h - t)l; \quad (10.5)$$

– для круглой шпонки

$$A_p = 0,5d_{ш}l, \quad (10.6)$$

где $d_{ш}$ – диаметр шпонки, мм; l – длина шпонки, мм.

Поскольку сегментные шпонки исполняются шириной меньше других типов шпонок, их дополнительно проверяют на срез по условию

$$\tau_{ср} = \frac{F_p}{A_{ср}} \leq [\tau_{ср}], \quad (10.7)$$

где $A_{ср}$ – расчетная площадь среза шпонки, мм²; $[\tau_{ср}]$ – допускаемое напряжение среза, Н/мм².

Площадь среза находится по следующей формуле:

$$A_{ср} = bl, \quad (10.8)$$

где b – ширина шпонки, мм.

Общие сведения о шлицевых соединениях

Шлицевые соединения создаются выступами – зубьями на валу и впадинами – пазы в ступице (рис. 10.6). Рабочими поверхностями являются боковые грани зубьев. Все размеры шлицевых соединений стандартизированы и зависят от диаметра вала, передаваемого крутящего момента и условий эксплуатации.

Шлицевые соединения могут быть неподвижными и подвижными.

Шлицевые соединения обеспечивают большую точность, центрирование осей вала и ступицы, что позволяет использовать их при больших скоростях. Центрирование осуществляется: по наружному диаметру D (рис. 10.6, *a*), по внутреннему диаметру d (рис. 10.6, *б*) или по боковым граням шлицев b (рис. 10.6, *в*).

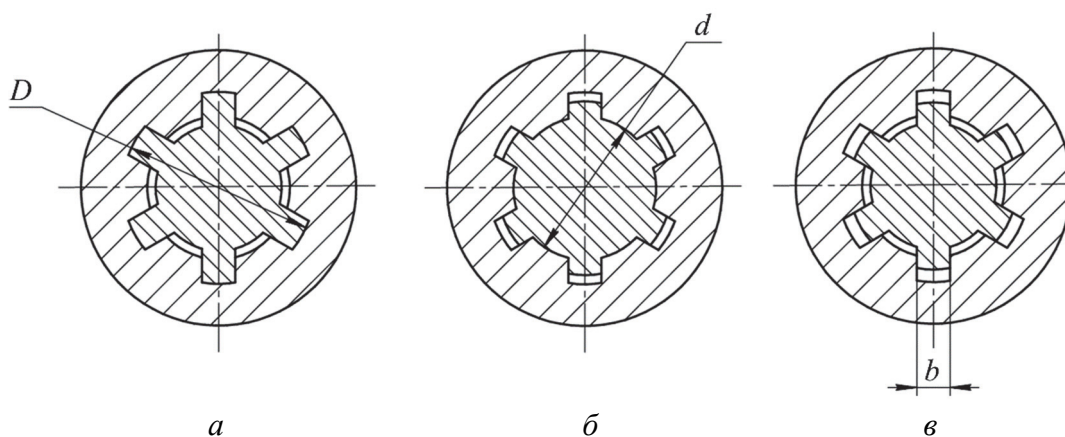


Рис. 10.6. Центрирование шлицевых соединений с прямобочным профилем:

a – центрирование по наружному диаметру;

б – центрирование по внутреннему диаметру;

в – центрирование по боковым сторонам

При выборе способа центрирования руководствуются следующим.

Центрирование по диаметрам (D или d) обеспечивает более высокую соосность ступицы и вала по сравнению с центрированием по боковым граням. Центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям.

По форме профиля зубьев различают три типа соединений: прямобочные (рис. 10.6), эвольвентные (рис. 10.7, *a* – с центрированием по боковым граням, рис. 10.7, *б* – с центрированием по наружному диаметру) и треугольные (см. рис. 10.8 на с. 148). Номинальные размеры шлицевых (зубчатых) соединений стандартизованы: прямобочных – по ГОСТ 1139–80 (табл. 10.1), эвольвентных – по ГОСТ 6033–80. Соединения с треугольными зубьями не стандартизованы. Их применяют главным образом как неподвижные при тонкостенных ступицах и стесненных габаритах по диаметру.

Для передачи большого крутящего момента в соединениях, предусматривающих осевое перемещение ступицы, используют шариковые шлицевые соединения. Они мало распространены из-за сложной конструкции и большой стоимости изготовления.

Таблица 10.1

**Основные геометрические параметры элементов шлицевого соединения
с прямоугольным профилем (z – число зубьев)**

Легкая серия			Средняя серия			Тяжелая серия		
z (шт.) $\times d$ (мм) $\times D$ (мм)	b , мм	f , мм	z (шт.) $\times d$ (мм) $\times D$ (мм)	b , мм	f , мм	z (шт.) $\times d$ (мм) $\times D$ (мм)	b , мм	f , мм
6×23×26	6,0	0,3	6×11×14	3,0	0,3	10×16×20	2,5	0,2
6×26×30	6,0	0,3	6×13×16	3,5	0,3	10×18×23	3,0	0,2
6×28×32	7,0	0,3	6×16×20	4,0	0,3	10×21×26	3,0	0,2
8×32×36	6,0	0,4	6×18×22	5,0	0,3	10×23×29	4,0	0,2
8×36×40	7,0	0,4	6×21×25	5,0	0,3	10×26×32	4,0	0,2
8×42×46	8,0	0,4	6×23×28	6,0	0,3	10×28×35	4,0	0,2
8×46×50	9,0	0,4	6×26×32	6,0	0,4	10×32×40	5,0	0,2
8×52×58	10,0	0,5	6×28×34	7,0	0,4	10×36×45	5,0	0,2
8×56×62	10,0	0,5	8×32×38	6,0	0,4	10×42×52	6,0	0,2
8×62×68	12,0	0,5	8×36×42	7,0	0,4	10×46×56	7,0	0,3
10×72×78	12,0	0,5	8×42×48	8,0	0,4	16×52×60	5,0	0,3
10×82×88	12,0	0,5	8×46×54	9,0	0,5	16×56×65	5,0	0,3
10×92×98	14,0	0,5	8×52×60	10,0	0,5	16×62×72	6,0	0,3
10×102×108	16,0	0,5	8×56×65	10,0	0,5	16×72×82	7,0	0,3
10×112×120	18,0	0,5	8×62×72	12,0	0,5	20×82×92	6,0	0,3
–	–	–	10×72×82	12,0	0,5	20×92×102	7,0	0,3
–	–	–	10×82×92	12,0	0,5	20×102×115	8,0	0,3

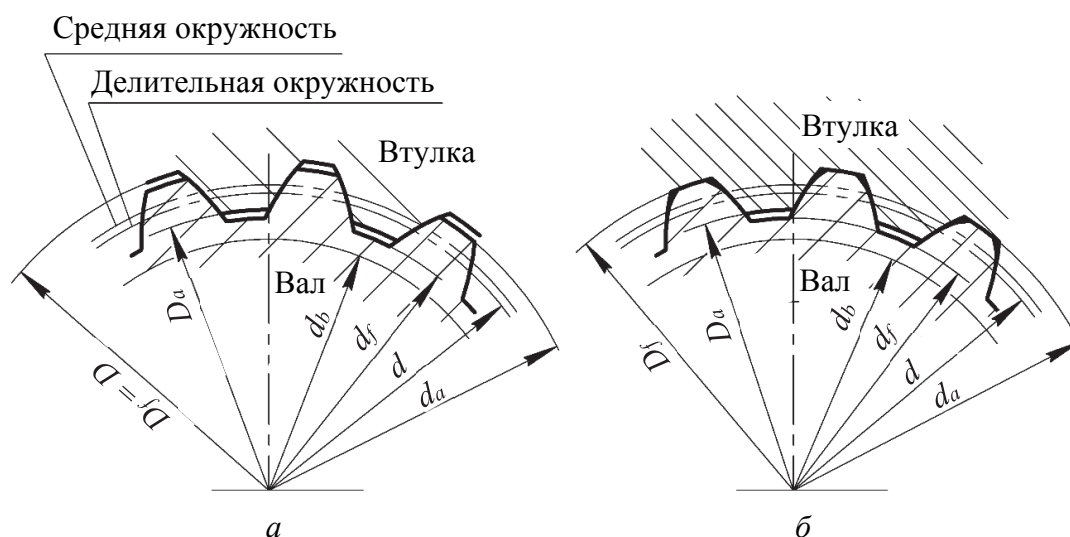


Рис. 10.7. Геометрия эвольвентного шлицевого соединения:
 а – с центрированием по боковым граням;
 б – с центрированием по наружному диаметру

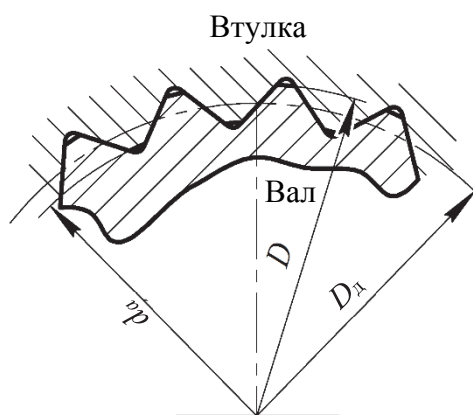


Рис. 10.8. Треугольное шлицевое соединение

Расчет шлицевых соединений

Поскольку размеры шлицев (зубьев) стандартизированы, производится только проверочный расчет соединений.

Неподвижные соединения рассчитываются на смятие боковых поверхностей зубьев, а подвижные – дополнительно на изнашивание.

На практике используют упрощенный расчет по обобщенному критерию $\sigma_{см}$ и более точный в соответствии с ГОСТ 21425–75.

При упрощенных расчетах допускают, что нагрузка распределяется по длине зубьев шлицев равномерно (рис. 10.9). При этом должно выполняться условие

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{K_3 z h d_{ср} l} \leq [\sigma_{см}], \quad (10.9)$$

где T – номинальный вращающий момент, Н · мм; K_3 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба ($K_3 = 0,7-0,8$); z – число зубьев; h – рабочая высота зубьев, мм; $d_{ср}$ – средний диаметр соединения, мм; l – рабочая длина зубьев, мм.

Значения допускаемых напряжений смятия для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных устройств, рассчитанных на длительный срок службы, принимают в соответствии с табл. 10.2.

Для прямобочных зубьев рабочая высота зубьев h и средний диаметр $d_{ср}$ соединения могут быть рассчитаны по зависимостям

$$h = 0,5(D - d) - 2f, \quad d_{ср} = 0,5(D + d). \quad (10.10)$$

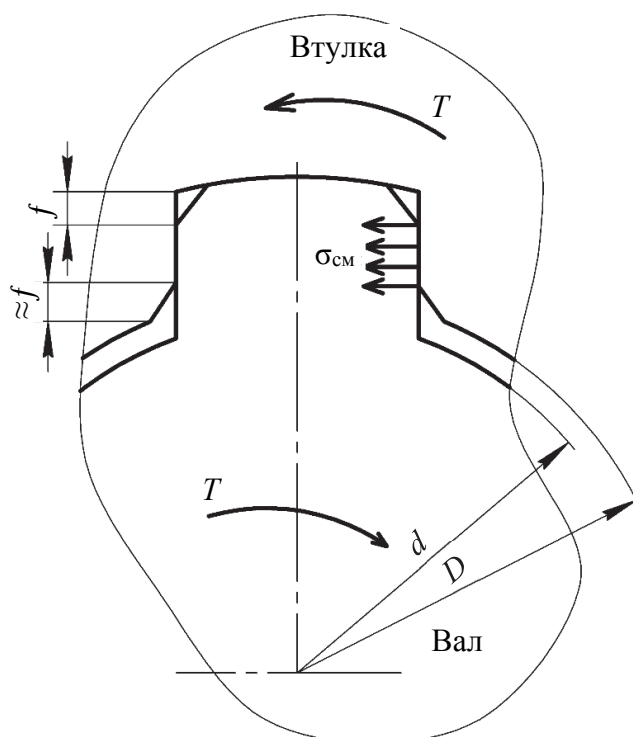


Рис. 10.9. Расчетная схема

Таблица 10.2

**Рекомендации по выбору значений допускаемых напряжений смятия
при расчете упрощенным методом**

Тип соединения	Условия эксплуатации	[$\sigma_{см}$], МПа	
		≤ 350 НВ	\geq HRC 40
Неподвижное	1	35–50	40–70
	2	60–100	100–140
	3	80–120	120–200
Подвижное без нагрузки	1	15–20	20–35
	2	20–30	30–60
	3	25–40	40–70
Подвижное под нагрузкой	1	–	3–10
	2	–	5–15
	3	–	10–20

Примечание. 1 – тяжелые условия эксплуатации (нагрузка знакопеременная с ударами; вибрация большой частоты; плохие условия смазки в подвижных соединениях; невысокая точность изготовления); 2 – средние условия эксплуатации; 3 – хорошие условия эксплуатации.

Для эвольвентных зубьев можно принять значения соответствующих параметров:

$$h \approx m, \quad d_{cp} = zm. \quad (10.11)$$

Порядок выполнения работы

1. По согласованию с преподавателем выбрать натуральный образец вала со шпоночным пазом.

2. Определить тип шпоночного соединения, его исполнение и измерить ширину и длину шпоночного паза. Результаты измерений занести в табл. 10.3.

3. По табл. ПЗ.1 (см. прил. 3) подобрать стандартные параметры шпоночного соединения и результаты записать в табл. 10.3.

Таблица 10.3

Основные геометрические параметры механических передач

Параметры шпоночного соединения		Обозначение параметра	Значение параметра, мм	
			измеренное	стандартное
Вид				
Исполнение				
Посадочный диаметр вала		d		
Длина шпоночного паза		L		
Глубина шпоночного паза на валу		t_1		
Глубина шпоночного паза в ступице		t_2	–	
Высота шпонки		h	–	
Ширина шпонки		b	–	

4. По согласованию с преподавателем принять величину допускаемых напряжений смятия.

5. По формуле (10.3) вычислить, какой максимальный крутящий момент может передать изучаемое шпоночное соединение.

6. По согласованию с преподавателем выбрать натуральный образец вала со шлицами (зубьями).

7. Определить вид шлицев.

8. Провести подсчет числа зубьев, измерить наружные диаметры, данные занести в табл. 10.4. По табл. 10.1 (см. на с. 147) установить серию шлицевого соединения и принять стандартные значения основных геометрических параметров. Результаты записать в табл. 10.4.

9. По согласованию с преподавателем выбрать значение допускаемых напряжений смятия. По формуле (10.9) найти максимальный крутящий момент, который может передать исследованное соединение.

10. Сравнить результаты расчетов шпоночного и шлицевого соединений и сделать выводы.

Таблица 10.4

Основные геометрические соединения

Параметры шлицевого соединения		Обозначение параметра	Значение параметра, мм	
			измеренное	стандартное
Вид				
Серия				
Число зубьев		z		
Наружный диаметр		D		
Внутренний диаметр		d		
Толщина зуба		b		
Рабочая длина зубьев (по согласованию с преподавателем)		l		–

Содержание отчета

Отчет о лабораторной работе должен включать: название, цель работы; результаты измерений параметров шпоночных и шлицевых соединений (табл. 10.3, 10.4); эскизы изученных шпоночного и шлицевого соединений с указанием основных геометрических параметров; проверочные расчеты шпоночного и шлицевого соединений; выводы.

Контрольные вопросы и задания

Задание 10.1. Шпоночные соединения – это ... соединения двух деталей с применением специальных крепежных деталей шпонок:

- а) разборные подвижные или неподвижные;
- б) неразборные подвижные или неподвижные;
- в) разборные подвижные;
- г) неразборные подвижные.

Задание 10.2. Выберите фразу, наиболее полно описывающую назначение шпоночных соединений:

- а) шпоночные соединения обеспечивают передачу вращательного момента между соединяемыми деталями;
- б) шпоночные соединения используют для закрепления между собой корпусных деталей;
- в) шпоночные соединения обеспечивают передачу вращательного момента между соединяемыми деталями и осевого усилия;

г) шпоночные соединения обеспечивают передачу осевого усилия между соединяемыми деталями;

д) шпоночные соединения предназначены только для образования неподвижного соединения деталей.

Задание 10.3. По виду применяемых шпонок различают следующие шпоночные соединения:

- а) с призматической шпонкой;
- б) сегментной шпонкой;
- в) синусной шпонкой;
- г) цилиндрической шпонкой;
- д) клиновой шпонкой.

Какого шпоночного соединения не существует?

Задание 10.4. Шпоночные соединения получили широкое распространение благодаря следующим преимуществам:

- а) простота конструкции;
- б) надежность конструкции;
- в) простота изготовления;
- г) пазы на валах являются центрами напряжений;
- д) низкая стоимость.

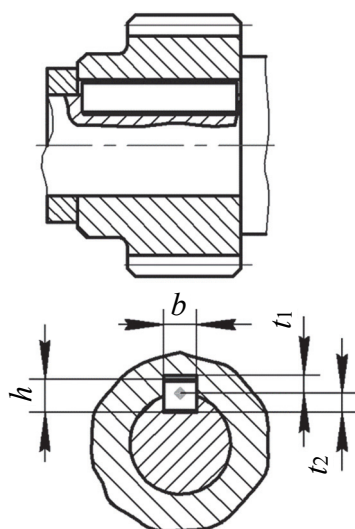
Укажите пункт, не являющийся достоинством шпоночных соединений.

Задание 10.5. Размеры элементов шпоночного соединения с призматической шпонкой определяют:

- а) в результате проектного расчета боковых поверхностей шпонки на смятие;
- б) в ходе проектного расчета боковых поверхностей пазов вала на смятие;
- в) в результате проектного расчета шпонки на срез;
- г) в ходе проектного расчета боковых поверхностей шпонки на смятие и срез;
- д) по конструктивным соображениям.

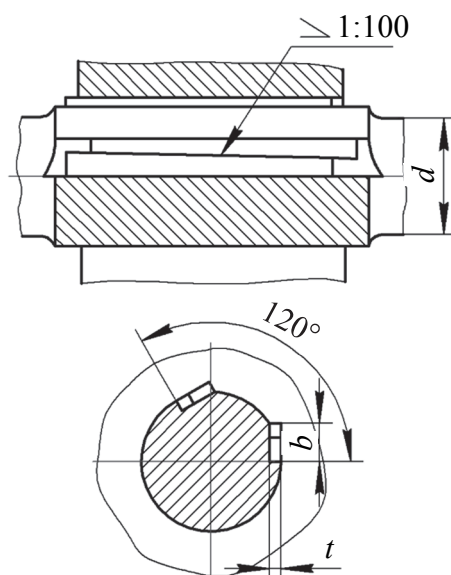
Задание 10.6. На рисунке показан чертеж шпоночного соединения с Параметр b обозначает:

- а) призматической шпонкой; ширину шпонки;
- б) тангенциальной шпонкой; ширину шпонки;
- в) призматической шпонкой; высоту шпонки;
- г) сегментной шпонкой; высоту шпонки;
- д) сегментной шпонкой; ширину шпонки.



Задание 10.7. На рисунке изображен чертеж шпоночного соединения:

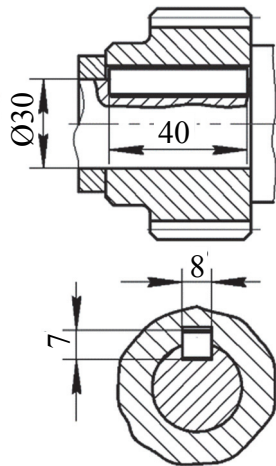
- а) с призматической шпонкой;
- б) тангенциальной шпонкой;
- в) клиновой шпонкой;
- г) цилиндрической шпонкой;
- д) сегментной шпонкой.



Задание 10.8. Вращающий момент, передаваемый от вала к шестерне, $T = 100 \text{ Н} \cdot \text{м}$. Глубина паза на валу $t_1 = 4 \text{ мм}$, глубина паза в ступице шестерни $t_2 = 3,3 \text{ мм}$. Определите напряжения смятия на

боковой поверхности паза ступицы шестерни, если шпонка с двумя закругленными концами:

- а) $\sigma_{\text{см}} = 56,3$ МПа;
- б) $\sigma_{\text{см}} = 45,0$ МПа;
- в) $\sigma_{\text{см}} = 69,4$ МПа;
- г) $\sigma_{\text{см}} = 41,7$ МПа;
- д) $\sigma_{\text{см}} = 44,3$ МПа.



Задание 10.9. Если условие прочности на смятие для соединения, описанного в задании 10.8, не выполняется, то необходимо:

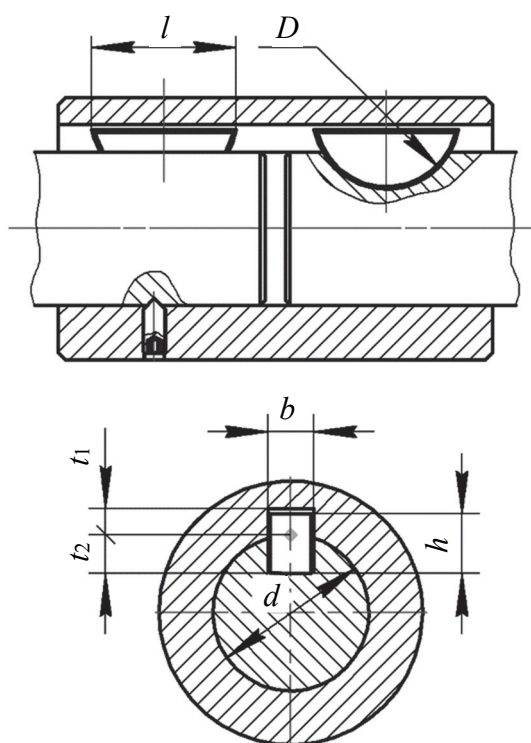
- а) назначить более прочный материал для изготовления шпонки;
- б) выбрать более прочный материал для изготовления вала;
- в) назначить более прочный материал для изготовления насаживаемой детали;
- г) увеличить размеры поперечного сечения шпонки;
- д) установить две или три шпонки.

Задание 10.10. Штифтовые соединения применяются:

- а) для точной установки соединяемых деталей машин, а также для скрепления деталей машин, передающих небольшие нагрузки;
- б) только для передачи вращательного момента;
- в) для соединения деталей машин, работающих при значительных перегрузках;
- г) для образования неразъемных соединений деталей машин;
- д) только для предотвращения осевого смещения соединяемых деталей.

Задание 10.11. На рисунке приведен фрагмент чертежа, на котором изображено:

- а) шпоночное соединение с цилиндрической шпонкой;
- б) шпоночное соединение с призматической шпонкой;
- в) шпоночное соединение с сегментной шпонкой;
- г) штифтовое соединение;
- д) шлицевое соединение с эвольвентным профилем.

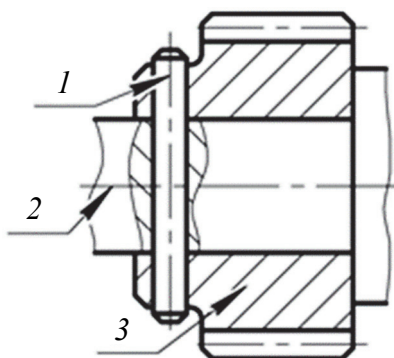


Задание 10.12. Проверочный расчет штифтовых соединений производится:

- а) на смятие цилиндрической поверхности штифта;
- б) срез штифта;
- в) изгиб штифта;
- г) смятие поверхностей отверстий соединяемых деталей;
- д) контактную прочность штифта.

Задание 10.13. На рисунке показан фрагмент чертежа, на котором изображено:

- а) штифтовое соединение;
- б) соединение с помощью шплинта;
- в) шпоночное соединение с цилиндрической шпонкой;
- г) шлицевое соединение;
- д) шпоночное соединение с сегментной шпонкой.

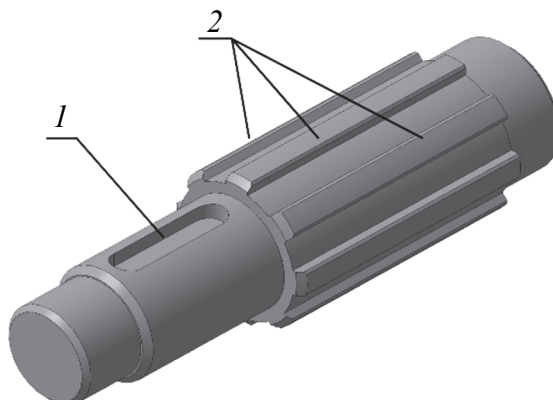


Задание 10.14. После проведения проверочного расчета соединения, описанного в задании 10.13, было установлено, что не выполняется необходимое условие прочности. Какие действия можно предпринять для исправления ситуации?

- а) увеличить диаметр детали 2;
- б) увеличить диаметр детали 1;
- в) увеличить длину детали 1;
- г) выбрать более прочный материал для детали 1;
- д) назначить более прочный материал для детали 3.

Задание 10.15. На валу позициями обозначены следующие конструктивные элементы:

- а) 1 – шпоночный паз под призматическую шпонку; 2 – зубья шлицевого соединения с прямоугольным профилем;
- б) 1 – шпоночный паз под цилиндрическую шпонку; 2 – зубья шлицевого соединения с треугольным профилем;
- в) 1 – шпоночный паз под призматическую шпонку; 2 – зубья прямозубой цилиндрической передачи;
- г) 1 – шпоночный паз под призматическую шпонку; 2 – призматические шпонки.



Задание 10.16. Укажите преимущества шлицевого соединения:

- а) высокая нагрузочная способность;
- б) большая концентрация напряжений в материале вала и ступицы;
- в) лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевых перемещениях;
- г) высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках;
- д) большее число деталей, участвующих в соединении по сравнению со шпоночными соединениями.

Задание 10.17. Какое наименьшее число деталей в шпоночных соединениях может быть?

- а) две;
- б) три;
- в) четыре;
- г) пять;
- д) одна.

Задание 10.18. Выберите верное утверждение:

- а) шлицевые соединения дешевле в производстве по сравнению со шпоночными;
- б) в шлицевых соединениях применяется большее число деталей по сравнению со шпоночными соединениями;
- в) шпоночные соединения обеспечивают большую степень центрирования соединяемых деталей в отличие от шлицевых;
- г) у шлицевых соединений выше нагрузочная способность;
- д) применение шлицевых соединений возможно только для подвижных деталей.

Задание 10.19. Неподвижные шлицевые соединения рассчитывают по следующим критериям (критерию) работоспособности:

- а) прочность и износостойкость;
- б) прочность и жесткость;
- в) только жесткость;
- г) только износостойкость;
- д) только прочность.

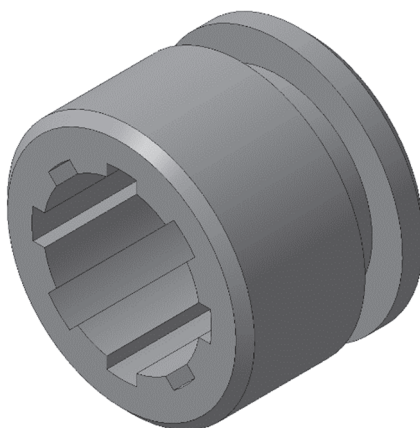
Задание 10.20. По форме профиля боковой поверхности зубьев шлицевые соединения бывают:

- а) эвольвентные;
- б) циклоидальные;
- в) круговые;

- г) конволютные;
- д) тангенциальные.

Задание 10.21. Втулка на рисунке на своем валу будет закреплена с помощью:

- а) призматических шпонок;
- б) шплинта;
- в) цилиндрической шпонки;
- г) шлицевого соединения;
- д) сегментной шпонки.



Задание 10.22. Выберите верное утверждение, которое можно отнести к шлицевым соединениям с прямобочным профилем:

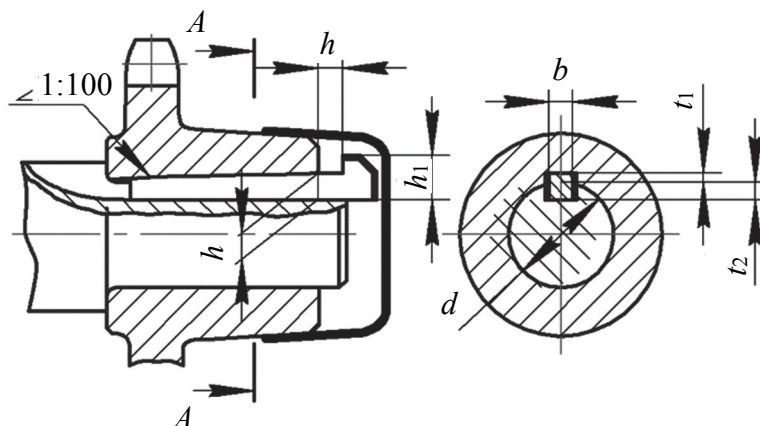
- а) так как размеры шлицевых соединений стандартизированы, то проектный расчет неподвижных соединений не выполняют;
- б) проектный расчет неподвижных шлицевых соединений проводят на срез зубьев;
- в) проектный расчет неподвижных шлицевых соединений выполняют на смятие зубьев;
- г) проектный расчет неподвижных шлицевых соединений проводят на срез и смятие зубьев;
- д) проектный расчет неподвижных шлицевых соединений выполняют на изгиб зубьев.

Задание 10.23. Вал и зубчатое колесо соединяются с помощью шпоночного соединения с призматической шпонкой. Для материалов соединяемых деталей установлены следующие допускаемые напряжения: $[\sigma_{см. вал}] = 80 \text{ МПа}$; $[\sigma_{см. шпонка}] = 90 \text{ МПа}$; $[\sigma_{см. колесо}] = 85 \text{ МПа}$. Какое значение необходимо принять в качестве допускаемой величины при проверочном расчете соединения?

- а) $[\sigma_{см}] = 90$ МПа, так как шпонка может срезаться;
- б) $[\sigma_{см}] = 80$ МПа, поскольку вал – менее прочная деталь;
- в) $[\sigma_{см}] = 85$ МПа, так как допускаемые напряжения принимаются по материалу ступицы насаживаемой детали;
- г) $[\sigma_{см}] = 80$ МПа, поскольку вал – более дорогостоящая деталь;
- д) $[\sigma_{см}] = 85$ МПа как среднее арифметическое трех допускаемых величин.

Задание 10.24. На рисунке показан чертеж шпоночного соединения:

- а) с клиновой шпонкой;
- б) тангенциальной шпонкой;
- в) призматической шпонкой;
- г) цилиндрической шпонкой;
- д) сегментной шпонкой.



Задание 10.25. Проектный расчет соединения, приведенного в задании 10.24, выполняют:

- а) смятие рабочих поверхностей шпонки;
- б) изгиб шпонки;
- в) срез шпонки;
- г) износ рабочих поверхностей шпонки;
- д) проектный расчет не выполняют, а осуществляют подбор размеров соединения по его диаметру.

Задание 10.26. Из списка выберите утверждения, отражающие достоинства шпоночных соединений с клиновыми шпонками:

- а) появление сил трения на рабочих поверхностях шпонки и пазов соединяемых деталей сразу после ее монтажа;
- б) появление напряжений смятия на рабочих поверхностях шпонки и пазов соединяемых деталей сразу после ее монтажа;

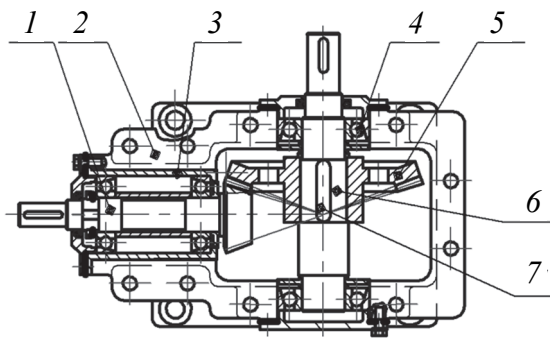
- в) нарушение центрирования соединяемых деталей;
- г) применение преимущественно в тихоходных передачах;
- д) сложность изготовления.

Задание 10.27. Какое утверждение можно отнести к достоинствам шпоночных соединений с цилиндрической шпонкой?

- а) используются для соединения деталей только на концах валов;
- б) проще в изготовлении по сравнению с соединениями с призматической и сегментной шпонкой;
- в) применяются в штучном и мелкосерийном производстве;
- г) технология изготовления требует примерно равных механических характеристик материалов соединяемых деталей;
- д) не обеспечивают условий взаимозаменяемости.

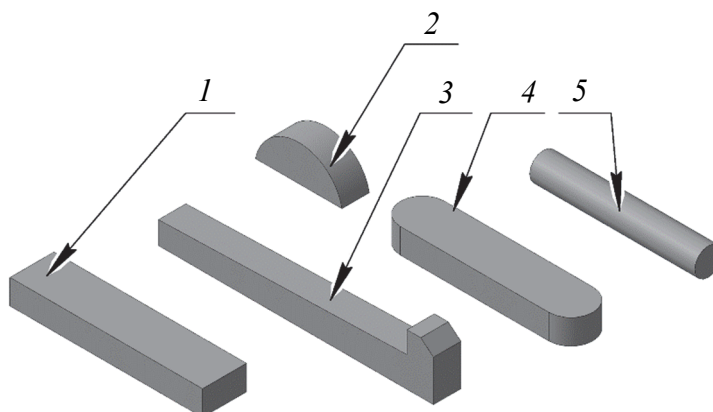
Задание 10.28. Деталь редуктора, обозначенная позицией 7, называется:

- а) шпилькой;
- б) штифтом;
- в) шплинтом;
- г) шлицем;
- д) шпонкой;
- е) штоком.



Задание 10.29. На рисунке показаны крепежные детали. Из приведенного списка ниже выберите правильный вариант указания типов шпонок:

- а) 1 – клиновья; 2 – сегментная;
- б) 3 – тангенциальная; 4 – призматическая;
- в) 5 – штифтовая; 2 – сегментная;
- г) 3 – клиновья; 5 – цилиндрическая;
- д) 2 – сегментная; 4 – овальная.

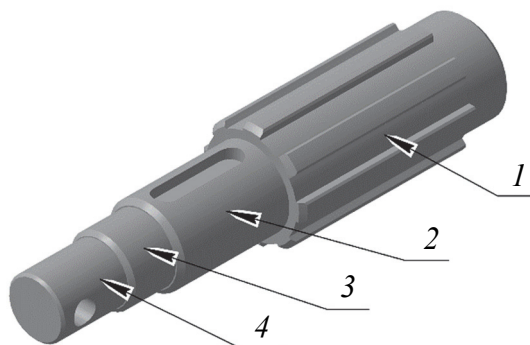


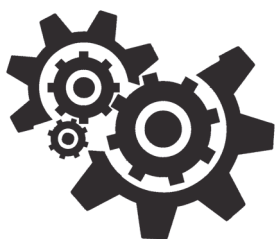
Задание 10.30. Укажите правильное утверждение, которое можно отнести к деталям, изображенным в задании 10.29:

- а) к ненапряженным шпонкам можно отнести детали 1, 3, 4;
- б) напряженными шпонками являются детали 2 и 5;
- в) к призматическим шпонкам можно отнести детали 1 и 4;
- г) цилиндрическими шпонками являются детали 2 и 5;
- д) к сегментным шпонкам можно отнести детали 2 и 4;
- е) детали 2 и 5 не являются шпонками.

Задание 10.31. На рисунке приведен вал ступенчатой конструкции. Какие способы крепления деталей на этом валу предусмотрены на различных его участках?

- а) 1 – с помощью многочисленных шпонок;
- б) 2 – посредством призматической шпонки;
- в) 3 – с помощью штифта;
- г) 4 – посредством штифта;
- д) 2 – с помощью шлицевого соединения;
- е) 4 – посредством цилиндрической шпонки.





Лабораторная работа № 11 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН С ТЯГОВЫМ ОРГАНОМ

Цель работы: изучение классификации и конструкций транспортирующих машин с тяговым органом; определение фактической производительности и тягового усилия на приводном барабане ленточного конвейера.

Инструменты: секундомер, штангенциркуль.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по конвейерам, порядком выполнения лабораторной работы.

Общие сведения

Транспортирующие машины с тяговым органом предназначены для непрерывного перемещения насыпных грузов потоком, а штучных и тарных, распределенных на транспортирующем органе, с определенными интервалами на большие расстояния. Грузы перемещаются вместе с транспортирующим элементом конвейера.

В качестве тяговых органов применяется лента, канат или цепь. Конструктивной основой здесь является замкнутый контур, образованный гибким тяговым органом и осуществляющий от привода машины постоянную и повторяемую траекторию движения всех точек контура конвейера. На основе этих гибких тяговых органов функционируют ленточные, канатные, цепные (подвесные, пластинчатые, скребковые, лотковые, ковшовые и др.) конвейеры.

Производительность транспортирующей машины в зависимости от вида груза и принятой формы учета может быть определена по массе, объему или в штуках.

Транспортируемые насыпные грузы характеризуются плотностью насыпной массы, гранулометрическим составом, влажностью, абразивностью, агрессивностью, коэффициентом трения скольжения и углом естественного откоса. Насыпные грузы поступают на конвейер непрерывно, а штучные и тарные – через равные или неравные промежутки времени и укладываются на грузонесущий орган на расстоянии друг от друга в зависимости от ритма поступления.

Часовая производительность по объему определяется по формуле

$$П_{об} = 3600AV, \quad (11.1)$$

где A – площадь сечения сплошного слоя насыпного материала, расположенного на грузонесущем органе, m^2 ; V – скорость грузонесущего органа, m/c .

Часовая производительность, определенная по массе, находится из выражения

$$П_{м} = 3600AV\rho, \quad (11.2)$$

где ρ – насыпная плотность груза, kg/m^3 .

Ленточные конвейеры (рис. 11.1) применяются для транспортировки сыпучих, кусковых и штучных грузов на расстояния до 12 км. При больших расстояниях транспортировки конвейер может состоять из нескольких секций и приводных станций. Трасса конвейера в горизонтальной плоскости только прямолинейная, а в вертикальной может быть наклонной или иметь более сложную конфигурацию. Тяговым и грузонесущим органом является лента, движущаяся по стационарным роlikоопорам, огибая приводной, натяжной, а при необходимости, и отклоняющие барабаны. Груз перемещается вместе с лентой. Преимуществами ленточных конвейеров являются высокая эксплуатационная надежность и большая производительность. Скорость перемещения ленты зависит от вида транспортируемого груза и может достигать 10 м/с. Ленточные конвейеры имеют производительность до 12,5 тыс. $m^3/ч$ (до 30 тыс. т/ч).

Рабочая ветвь ленточного конвейера может иметь плоскую или желобчатую форму (рис. 11.2). Транспортирующие машины с плоской лентой используются преимущественно для перемещения штучных грузов.

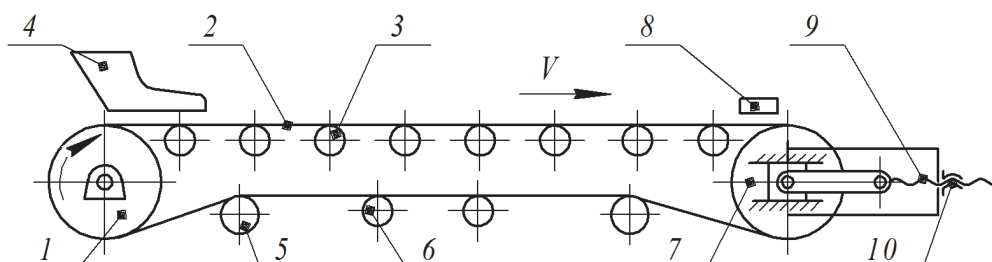


Рис. 11.1. Схема ленточного конвейера:

- 1 – приводной барабан; 2 – грузонесущее полотно;
 3 – роlikоопора рабочей ветви; 4 – загрузочное устройство;
 5 – отклоняющий барабан; 6 – роlikоопора холостой ветви;
 7 – натяжной барабан; 8 – разгрузочное устройство;
 9 – винт натяжного устройства; 10 – гайка

Конструкция ленточного конвейера может иметь вид, представленный на рис. 11.1. Такой конвейер состоит из приводного барабана 1, натяжного барабана 7, ленты 2, поддерживаемой на рабочей ветви роlikоопорами 3, а на холостой – роlikоопорами 6, загрузочной воронки 4, отклоняющих барабанов 5 для возможности увеличения угла охвата приводного барабана и натяжения ленты, разгрузочного устройства 8, натяжных винтов 9 с гайками 10.

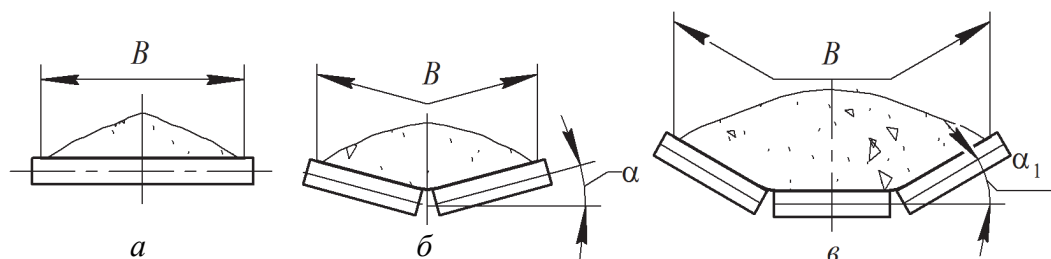


Рис. 11.2. Схемы расположения роlikоопор рабочей ветви ленточного конвейера:

- а – плоская; б – желобчатая с двумя роliками ($\alpha = 10^\circ$);
 в – желобчатая с тремя роliками ($\alpha_1 = 20, 30, 45, 60^\circ$)

Ленты, применяемые в конвейерах, имеют ширину $B = 300\text{--}2000$ мм при скорости движения ленты $V = 1,5\text{--}4,0$ м/с. По типу ленты конвейеры бывают с прорезиненной, стальной цельнопрокатной и проволочной лентой. Наибольшее применение в качестве тяговых и несущих органов конвейеров получили резинотканевые ленты (ГОСТ 20–2018). Такая лента (рис. 11.3, а, б) состоит из нескольких слоев (прокладок) хлопчатобумажной (бельтинговой) ткани, соединенных натуральным или синтетическим каучуком.

Наружные поверхности ленты иногда покрывают резиновыми обкладками, предохраняющими ленту от механических повреждений и действия влаги.

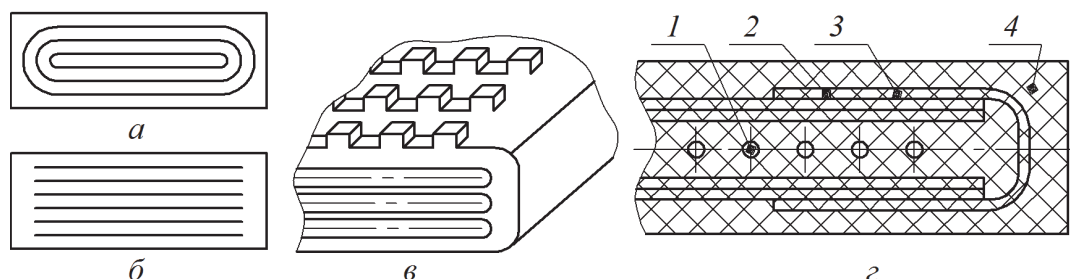


Рис. 11.3. Типы лент:

- a* – резиноканевая послойно завернутая с гладкой рабочей поверхностью;
- б* – резиноканевая нарезная с гладкой рабочей поверхностью;
- в* – резиноканевая нарезная с рифленой рабочей поверхностью;
- г* – резиноканатная с тканевым чехлом:
 - 1* – стальной канат; *2* – кордовая продольная прокладка;
 - 3* – кордовые продольно-бортовые прокладки; *4* – резина

По характеру расположения прокладок в ленте предусматривают послойно завернутую (рис. 11.3, *a*), нарезную (рис. 11.3, *б*) и другие конструкции. Прокладки изготавливаются из обычного хлопка (бельтинг Б), нейлона, лавсана, стекловолокна, капрона и др. Применяют цельнотканевые прорезиненные ленты, обладающие повышенной прочностью и не поддающиеся расслаиванию, а также ленты с кордошнуровым каркасом, резиновые ленты с каркасом из стальной сетки или стальных тросов (рис. 11.3, *г*), ленты с рифленой рабочей поверхностью (рис. 11.3, *в*), ленты с отогнутыми бортами.

Гладкие ленты используют при угле наклона конвейера к горизонту до 20° , рифленые – до 25° , с перегородками высотой до 200 мм – до 30° . Прорезиненные ленты обычного качества могут работать в диапазоне температур от -25 до $+50^\circ\text{C}$. При других температурах применяют специальные ленты.

Основным критерием работоспособности ленточного конвейера является тяговая способность, которая записывается в виде условия

$$F_{\text{тр}} > F_t, \quad (11.3)$$

где $F_{\text{тр}}$ – сила трения между рабочей поверхностью барабана и тяговым органом, Н; F_t – тяговая сила на приводном барабане, Н, рассчитываемая по формуле

$$F_t = \frac{2T_6}{D_6}, \quad (11.4)$$

где T_6 – крутящий момент на валу приводного барабана, Н · м; D_6 – диаметр приводного барабана, м.

Тяговую способность повышают за счет увеличения угла охвата α приводного барабана, натяжения ленты и использования футерованных барабанов. Применение последних позволяет повысить коэффициент трения между тяговым органом и рабочей поверхностью приводного барабана.

Натяжение ленты может выполняться винтовыми (рис. 11.4, а, б), пружинными (рис. 11.4, в) или гравитационными (рис. 11.4, з, д) натяжными устройствами. Винтовые механизмы требуют периодического подтягивания ленты резьбовыми парами и по принципу действия могут быть с тянущими (рис. 11.4, а) или толкающими (рис. 11.4, б) винтами. Пружинные и гравитационные натяжные устройства относятся к автоматическим, обеспечивающим постоянное по величине натяжение ленты. Гравитационные натяжные устройства работают за счет подвижных опор натяжного барабана (рис. 11.4, з) или могут быть с отклоняющим барабаном (рис. 11.4, д).

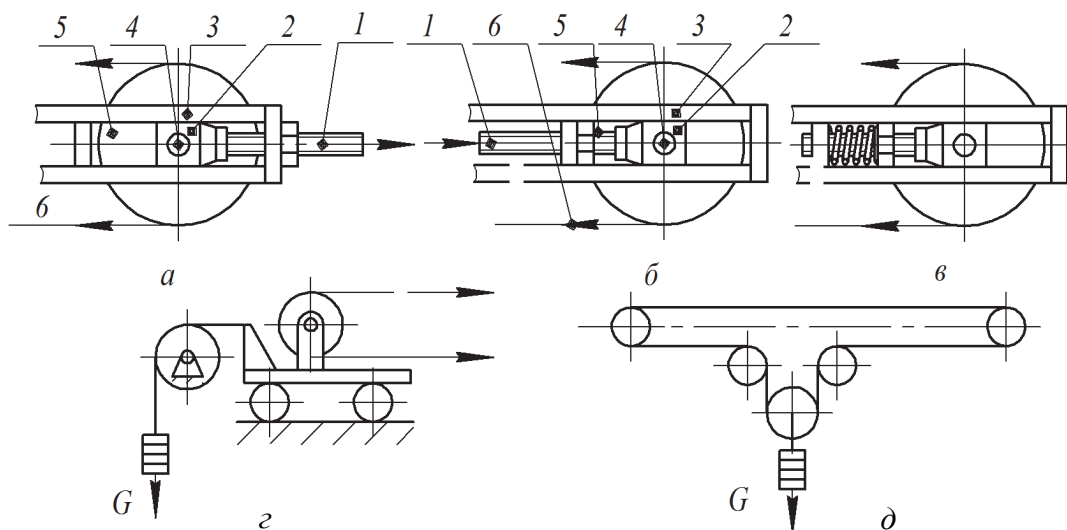


Рис. 11.4. Натяжные устройства:

а, б – винтовые натяжные устройства:

1 – винт; 2 – ползун; 3 – рама; 4 – ось; 5 – барабан; 6 – лента;

в – пружинное устройство; з – натяжное устройство

с подвижной тележкой; д – грузовое устройство

Привод конвейера (приводная станция) состоит из источника механической энергии (двигателя), соединительных муфт, редуктора, открытых передач, приводного барабана. Такой привод понижает угловую скорость и повышает крутящий момент на валу приводного барабана, что позволяет увеличить тяговую силу F_t конвейерной ленты. Наличие в приводе упругих муфт и передач с упругими элементами компенсирует динамические нагрузки, возникающие в приводе при пуске, остановке и перегрузках.

Загрузка сыпучих грузов на ленту может производиться через направляющий лоток или воронку, а разгрузка – через концевой барабан либо при помощи плужкового или барабанного сбрасывателя.

Кроме перечисленных устройств, ленточные конвейеры могут быть оснащены различными приборами управления и учета (взвешивающими приборами, указателями скорости движения ленты, датчиками уровня слоя транспортируемого материала и др.), различного рода приспособлениями для очистки ленты (скребками-ножами, спиральными резиновыми роликами, вращающимися щетками и т. д.).

Пластинчатые конвейеры целесообразно применять для перемещения в горизонтальной плоскости или с небольшим наклоном (до 35°) тяжелых (500 кг и более) штучных грузов, крупнокусковых, в том числе остrokромчатых материалов, а также грузов, нагретых до высокой температуры. Пластинчатые конвейеры, стационарные или передвижные, имеют те же основные узлы, что и ленточные.

Схемы пластинчатых конвейеров представлены на рис. 11.5.

Пластинчатый конвейер состоит из одной или двух тяговых пластинчатых цепей 2, к которым крепят металлические пластины настила, снабженные, при необходимости, бортами. Цепи с закрепленным на них настилом могут быть оборудованы ходовыми катками, которые перемещаются по продольным направляющим шинам. Они опираются на станину и жестко с ней связаны. На концах станины закреплены приводные звездочки 3, соединенные муфтами или открытыми передачами с редуктором и электродвигателем, и натяжные звездочки 4 с натяжным устройством. Конвейер загружают через воронку 1, а разгружают через концевую звездочку или разгрузочное устройство 5.

Грузонесущий орган – металлический, реже деревянный, пластмассовый настил-полотно. Настил может быть плоским, волнистым или коробчатого сечения, без бортов или с бортами. Тяговые цепи огибают приводные и натяжные звездочки, установленные

на концах рамы. Скорость движения груза небольшая – 0,3–1,0 м/с. Для увеличения производительности конвейеры с плоским настилом дополняют неподвижными бортами. Типовые пластинчатые конвейеры имеют производительность до 2000 т/ч.

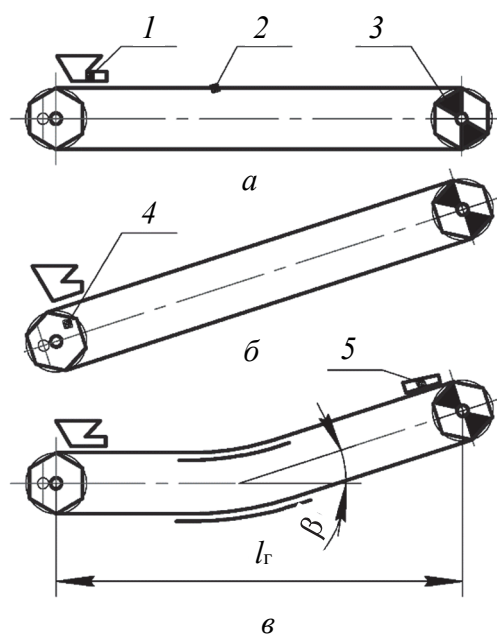


Рис. 11.5. Схемы пластинчатых конвейеров:

а – горизонтальный; б – наклонный;

в – горизонтально-наклонный.

1 – загрузочное устройство; 2 – грузонесущее полотно

с тяговыми цепями; 3 – приводная звездочка;

4 – натяжная звездочка;

5 – разгрузочное устройство

Скребковые конвейеры перемещают груз движущимися по желобу или трубе скребками. Такие конвейеры используют для перемещения сыпучих или мелкокусковых грузов, поступающих в желоб через загрузочную воронку. Трасса скребковых конвейеров может быть горизонтальной, наклонной, а иногда пространственной. Рабочей ветвью обычно является нижняя, реже верхняя, иногда обе ветви. В качестве тягового элемента чаще применяется цепь, реже лента.

На рис. 11.6 приведена схема скребкового конвейера с нижней рабочей ветвью. Такой конвейер состоит из загрузочной воронки 1, желоба 2, поддерживающих роlikоопор рабочей 6 и холостой 3 ветви, тягового полотна 7 с закрепленными на нем скребками, приводного 4 и натяжного 5 барабанов, разгрузочного окна 8.

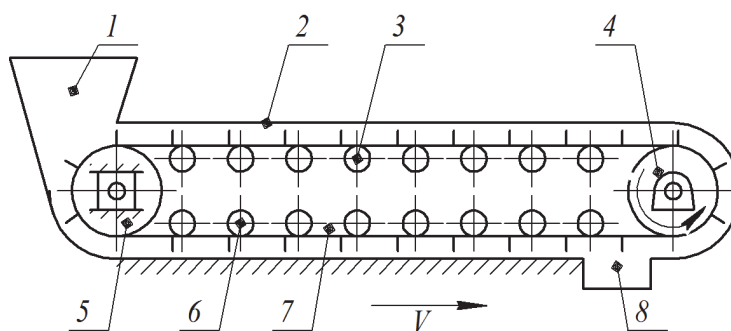


Рис. 11.6. Схема скребкового конвейера:

- 1 – загрузочная воронка; 2 – желоб;
 3 – поддерживающая роликоопора холостой ветви;
 4 – приводной барабан (звездочка); 5 – натяжной барабан (звездочка);
 6 – поддерживающая роликоопора рабочей ветви;
 7 – тяговый орган со скребками; 8 – разгрузочное окно

Контур сечения желоба и конфигурация скребков должны быть одинаковыми – прямоугольной, полукруглой, трапецидальной формы. Скребки бывают штампованными из листовой стали или литыми, а желоба изготавливают металлическими, реже деревянными. Скребковые конвейеры по сравнению с пластинчатыми имеют меньшую массу, могут загружаться и разгружаться в любой точке по всей длине желоба. Использование скребковых конвейеров ограничено из-за измельчения грузов и быстрого износа желоба, особенно при перемещении абразивных материалов. Кроме того, для скребковых конвейеров характерен большой расход энергии, затрачиваемой на преодоление сил сопротивлений. Скорость тягового органа скребковых конвейеров составляет 0,16–0,50 м/с и реже 1,0 м/с, производительность – 50–350 т/ч. Скребковые конвейеры обычно применяются для перемещения груза на расстояния до 100 м.

Подвесные конвейеры предназначены для транспортировки штучных грузов или насыпных грузов в таре по замкнутому контуру пространственной или одноплоскостной (горизонтальной) трассы. Тяговым органом таких конвейеров является цепь или канат, на котором закреплены каретки с подвесками для транспортирования груза по подвешенному жесткому пути. Подвесные конвейеры делят на три группы: грузонесущие (рис. 11.7, а), у которых каретки 1 постоянно соединены с тяговым органом 3; толкающие (рис. 11.7, б), где каретки не связаны постоянно с тяговым органом и передвигаются по грузовым подвесным путям 5, а грузовые тележки перемещаются толкателями 4; тянущие, или грузоведущие

(рис. 11.7, *в*), когда каретки также постоянно соединены с тяговым органом и имеют захваты *б* для присоединения тележек *7*, перемещающихся по полу цеха или склада.

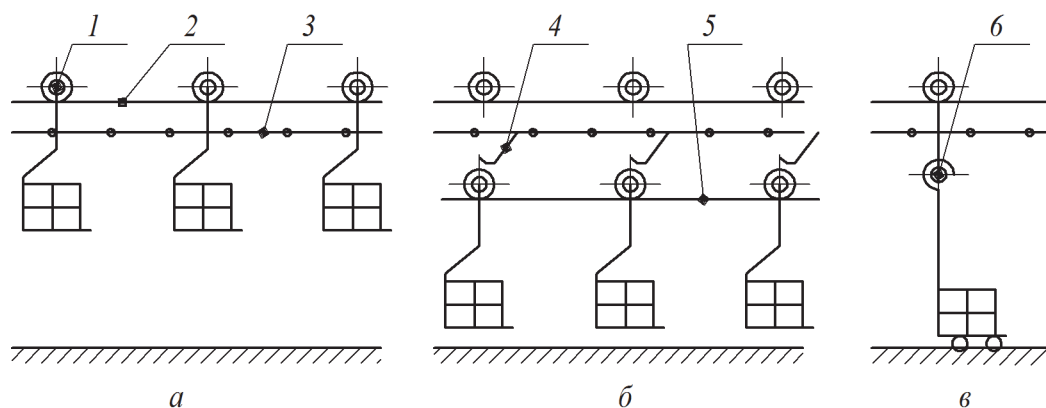


Рис. 11.7. Схемы подвесных конвейеров:

а – грузонесущий; *б* – толкающий; *в* – грузоведущий:

1 – каретка; *2* – тяговый путь; *3* – тяговый элемент; *4* – толкатель;
5 – грузовой путь; *6* – захват; *7* – тележка со штангой

Использование подвесных конвейеров позволяет решить проблемы комплексной механизации и автоматизации погрузочно-разгрузочных и складских работ на стыке внутрицехового, внутризаводского и магистрального транспорта. Значительная роль им отводится и в создании полностью автоматизированных складов. Скорость движения цепи подвесного конвейера составляет 0,005–0,400 м/с, производительность – до 3000 подвесок/ч. Их обычно применяют для перемещения груза на расстояние до 500 м и более с уклоном до 25°.

Порядок выполнения работы

1. Составить кинематическую схему ленточного конвейера с приводом и натяжным устройством. По согласованию с преподавателем выбрать транспортируемый материал (см. табл. 11.1 на с. 172). Измерить ширину ленты B , м.

2. Определить скорость движения ленты. Для этого отметить на ленте конвейера на расстоянии $L = 0,5–1,0$ м две метки и одну метку поставить на раме конвейера. Включить привод конвейера, дождаться установившегося движения ленты. С помощью

секундомера измерить время t , за которое переместится отрезок ленты, расположенный между двумя отмеченными метками. Для этого необходимо включить секундомер в тот момент, когда первая метка на ленте совместится с меткой на раме, и выключить в момент, когда вторая метка на ленте совместится с той же меткой на раме. Опыт повторить дважды.

3. Найти скорость движения ленты по формуле

$$V = \frac{L}{\bar{t}}, \quad (11.5)$$

где \bar{t} – среднее время прохождения лентой расстояния между метками, с.

4. Определить часовую производительность конвейера по формуле (11.2). Площадь поперечного сечения потока транспортируемого материала при плоской схеме расположения роликоопор вычислить по формуле

$$A = \frac{0,64B^2 \operatorname{tg}\left(\frac{\varphi}{2}\right)}{4}, \quad (11.6)$$

где φ – угол естественного откоса материала в движении, град (табл. 11.1).

5. Измерить между осями приводного и натяжного барабанов длину горизонтальной проекции конвейера L_T . Рассчитать требуемую тяговую силу для транспортирования груза по следующей формуле:

$$F_T = \omega L_T g (q_k + q), \quad (11.7)$$

где ω – коэффициент сопротивления (для прямой роликоопоры на подшипниках качения, установленной в чистом помещении без пыли, $\omega = 0,018$); L_T – длина горизонтальной проекции конвейера, м; g – ускорение свободного падения, равное $9,81 \text{ м/с}^2$; q_k – погонная масса движущихся частей конвейера, кг/м ($q_k = 1,2 \text{ кг/м}$); q – погонная масса груза, кг/м, определяемая по формуле

$$q = A\rho, \quad (11.8)$$

здесь ρ – насыпная плотность, кг/м³ (табл. 11.1).

6. Найти силу натяжения в набегающей ветви по следующей формуле:

$$F_{\text{наб}} = F_T \frac{e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1}, \quad (11.9)$$

где $e^{f\alpha}$ – коэффициент Эйлера (коэффициент тяги); e – основание натурального логарифма ($e = 2,718$); f – коэффициент трения ленты по барабану (табл. 11.2); α – угол обхвата барабана лентой, принимаемый по согласованию с преподавателем, рад.

Таблица 11.1

Характеристика свойств насыпных грузов

Наименование груза	Насыпная плотность ρ , т/м ³	Угол естественного откоса φ , град		Коэффициент трения в состоянии покоя по стали f_0	Группа абразивности*
		в покое	в движении		
Бетон:					
– со щебнем	1,8–2,2	45	27	0,84	C
– с гравием	2,2				
Глина:					
– сухая мелкая	0,7–1,5	50	40	0,75–1,00	B
– мокрая	1,9–2,0	30–25			
Известь:					
– гашеная (порошок)	0,32–0,81	30–50	15–25	0,3	D
– обожженная	1,0–1,1	30–40			
Камень:					
– крупнокусовой	1,8–2,2	45	30	0,60–0,81	D
– средне- и мелкокусовой	1,31–1,50				
Керамзит кусковой	0,5–0,7	45	30	0,84	D
Опилки древесные	0,160–0,320	39	19	0,39–0,83	A
Песок:					
– сухой	1,40–1,65	45	30	0,32–0,70	C
– влажный	1,5–1,7	50	35	0,52–0,81	
Уголь древесный	0,15–0,22	35–50	17–25	0,84	B
Цемент	1,0–1,8	40	30	0,65–0,80	C
Щебень	1,2–1,8	45	35	0,47–0,53	D

*По степени абразивности насыпные грузы делятся на группы: A – неабразивные, B – малоабразивные, C – среднеабразивные, D – высокоабразивные.

7. Рассчитать силу натяжения в сбегающей ветви по формуле

$$F_{сб} = \frac{F_{наб}}{e^{f\alpha}}. \quad (11.10)$$

8. Вычислить требуемое натяжение ленты по следующей формуле:

$$F_{\text{нат}} = F_{\text{наб}} + F_{\text{сб}}. \quad (11.11)$$

9. Результаты расчетов занести в табл. 11.2.

Таблица 11.2

Результаты расчета ленточного конвейера

Угол обхвата α		Коэффициент трения f	Коэффициент тяги $e^{f\alpha}$	Сила, Н		
град	рад			$F_{\text{нат}}$	$F_{\text{наб}}$	$F_{\text{сб}}$
180	3,14	0,25				
		0,30				
		0,25				
		0,30				
		0,25				
		0,30				

Содержание отчета

Отчет о лабораторной работе должен включать: название и цель работы; кинематическую схему ленточного конвейера с приводом и натяжным устройством; результаты расчетов в виде табл. 11.2; схемы скребкового, пластинчатого и подвесных конвейеров.

Контрольные вопросы и задания

Задание 11.1. В качестве транспортирующего органа пластинчатого конвейера может применяться:

- а) канат;
- б) цепь;
- в) лента;
- г) короб;
- д) пластина.

Задание 11.2. Какой из перечисленных факторов не влияет на производительность ленточного конвейера?

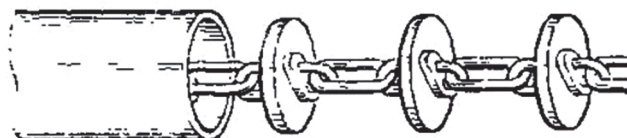
- а) скорость движения ленты;
- б) скорость погрузки материала на конвейер;
- в) длина конвейера;
- г) угол естественного откоса груза;
- д) сила трения между лентой и приводным барабаном.

Задание 11.3. Скребокый конвейер используют:

- а) только при транспортировке грузов горизонтально;
- б) при скорости транспортировки грузов до 1 м/с;
- в) для перемещения грузов на расстояние до 300 м;
- г) когда необходимо осуществить разгрузку материала в любой точке трассы;
- д) для транспортировки крупнокусковых острогломчатых грузов.

Задание 11.4. На рисунке представлена схема ... конвейера:

- а) тарельчатого;
- б) дискового;
- в) винтового;
- г) скребокый;
- д) пластинчатого.



Задание 11.5. Пластинчатый конвейер целесообразно использовать:

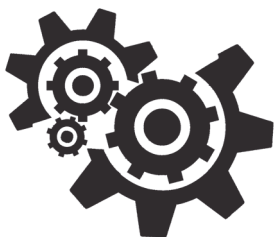
- а) при транспортировке грузов небольшой массы и плотности;
- б) транспортировке тяжелых грузов;
- в) транспортировке высокоабразивных грузов;
- г) необходимости одновременной транспортировки и перемешивания сыпучих грузов;
- д) необходимости обеспечения высокой надежности.

Задание 11.6. В подвесном грузонесущем конвейере тяговым органом может являться:

- а) крюковая подвеска;
- б) грузовая тележка;
- в) стальной канат;
- г) резинотканевая лента;
- д) круглозвенная цепь.

Задание 11.7. К основным способам увеличения тяговой способности ленточного конвейера относятся:

- а) увеличение передаточного числа привода;
- б) увеличение угла обхвата натяжного барабана;
- в) применение футерованных барабанов;
- г) использование более мощного двигателя;
- д) натяжение ленты.



Лабораторная работа № 12 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ И ПРИНЦИПА РАБОТЫ ТРАНСПОРТИРУЮЩИХ МАШИН БЕЗ ТЯГОВОГО ОРГАНА

Цель работы: изучение классификации и конструкций транспортирующих машин без тягового органа; определение фактической производительности роликового и винтового конвейеров.

Инструменты: секундомер; штангенциркуль.

Подготовка к выполнению лабораторной работы: ознакомиться с теоретическим материалом по конвейерам; порядком выполнения лабораторной работы.

Общие сведения

Транспортирующие машины без тягового органа. В таких конвейерах наблюдаются различные виды движения транспортируемого груза и рабочих органов. Груз в общем случае может перемещаться, например, поступательно, а рабочий орган при этом совершает круговое вращательное (роликовые, винтовые конвейеры) или возвратно-поступательное рабочее движение (инерционные конвейеры).

Винтовые конвейеры применяются для перемещения пылевидных, мелкокусовых, вязких и тестообразных грузов в горизонтальной или наклонной (до 20°) плоскости, реже в вертикальной плоскости (конвейеры с быстро вращающимися винтами). Производительность конвейера зависит от угла наклона груза. Для горизонтальных конвейеров она может достигать $140 \text{ м}^3/\text{ч}$. Обычно они используются для транспортировки груза только на небольшие расстояния (до 12 м). Винтовые конвейеры просты в изготовлении, имеют мало вращающихся частей и при необходимости могут быть сделаны герметичными, что особенно ценно в случае транспортировки пылящих и горячих грузов, выделяющих вредные испарения.

Эти конвейеры позволяют осуществлять различные технологические операции, в том числе и одновременно: загрузку и разгрузку материала в любом необходимом месте по длине конвейера, перемешивание, дозирование, сушку, увлажнение, измельчение груза. Существенными недостатками винтовых конвейеров являются: крошение хрупких материалов, невозможность транспортировки липких материалов, только прямая трасса, небольшое расстояние транспортировки из-за большого расхода энергии вследствие значительных сопротивлений при перемещении сыпучих грузов, в результате которого происходит повышенный износ трущихся поверхностей элементов конвейера.

Винтовой конвейер, приведенный на рис. 12.1, состоит из винта 9, вал которого вращается на подшипниковых опорах 5, установленных на кронштейнах. Винт находится внутри желоба 8, что позволяет транспортировать пылящиеся и испаряющие вредные вещества материалы. Загрузка транспортируемого материала производится через воронку 6, а разгрузка – через люк 7. Вращение винта осуществляется приводом, состоящим из электродвигателя 1, соединительных муфт 2 и 4, редуктора 3.

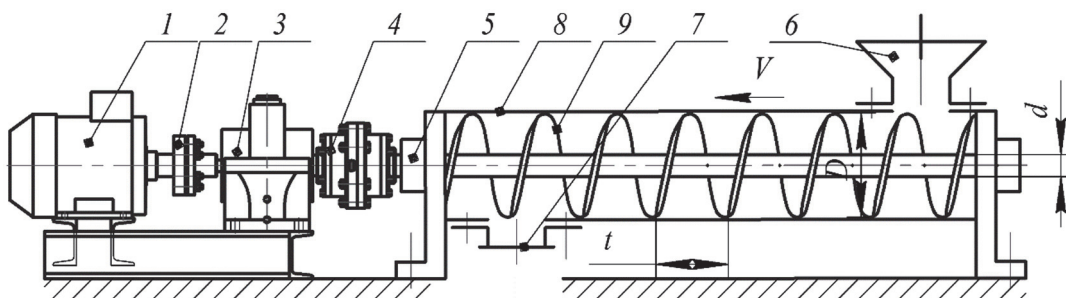


Рис. 12.1. Схема винтового конвейера:

- 1 – электродвигатель; 2, 4 – соединительные муфты; 3 – редуктор;
 5 – подшипниковая опора вала винта; 6 – загрузочная воронка;
 7 – разгрузочный люк; 8 – желоб; 9 – винт;
 t – шаг винта; D – наружный диаметр винта; d – внутренний диаметр винта; V – скорость перемещения материала

Винты по конструкции бывают: сплошными (рис. 12.2, а) – для перемещения насыпных мелкозернистых и порошковых грузов (цемент, гипс, мел, зола, сухой песок и др.); фасонными (рис. 12.2, б) – для транспортировки тестообразных грузов (цементный раствор, глина и др.); ленточными (рис. 12.2, в) – для перемещения насыпных мелкокусковых грузов (гравий, песчаник, известняк и пр.);

лопастными (рис. 12.2, *з*) – для одновременного интенсивного перемешивания и транспортировки тестообразных грузов.

Винты, применяемые в таких транспортирующих машинах, могут иметь постоянный или переменный диаметр; постоянный либо переменный одно- или двухзаходный шаг; правое, левое или комбинированное направление спирали.

Перемещение груза в конвейере осуществляется винтом, который вращаясь сообщает поступательное движение грузу, соприкасающемуся с его винтовой поверхностью, при этом между винтом и желобом должен обеспечиваться минимально возможный зазор. При работе конвейера формируется винтовая пара, в которой роль гайки выполняет перемещаемый груз. Работоспособность конвейера обеспечивается при выполнении условия

$$F_{\text{тр.ж}} > F_{\text{тр.в}}, \quad (12.1)$$

где $F_{\text{тр.ж}}$ – сила трения между грузом и стенками желоба, Н; $F_{\text{тр.в}}$ – сила трения между грузом и рабочими боковыми поверхностями витков винта, Н.

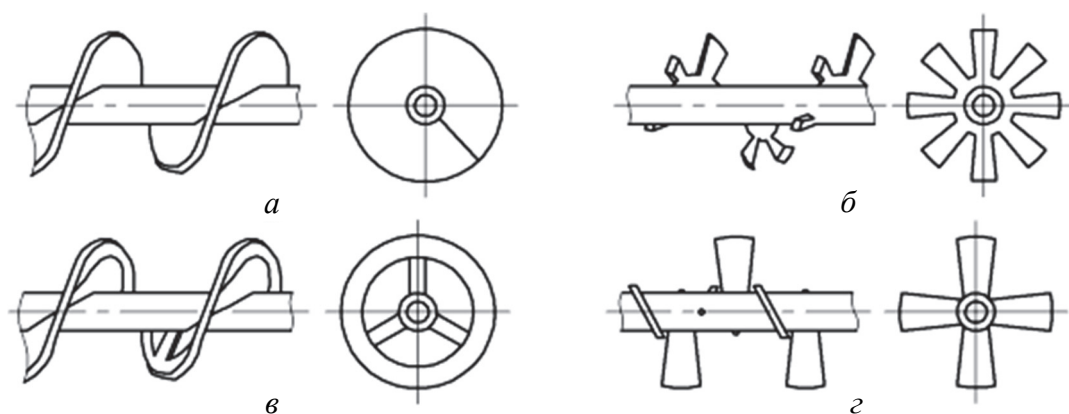


Рис. 12.2. Конструкции винтов:
а – сплошной; *б* – фасонный; *в* – ленточный; *з* – лопастной

Часовая производительность винтового конвейера определяется по следующим формулам:

1) горизонтального:

– объемная ($\text{м}^3/\text{ч}$)

$$Q_{\text{г}} = \frac{60\pi(D^2 - d^2)}{4} t_{\text{в}} \psi = 47,1(D^2 - d^2) t_{\text{в}} \psi; \quad (12.2)$$

– массовая (кг/ч)

$$Q_r = 47,1(D^2 - d^2) t n_b \psi \rho; \quad (12.3)$$

2) наклонного:

$$Q_n = Q_r k_\beta, \quad (12.4)$$

где D – наружный диаметр винта, м; d – внутренний диаметр винта, м; t – шаг винта, м; n_b – частота вращения винта, мин^{-1} ; ψ – коэффициент заполнения желоба (табл. 12.1); ρ – плотность транспортируемого материала, кг/м^3 ; k_β – коэффициент уменьшения производительности в зависимости от угла наклона конвейера β , рассчитываемый по формуле

$$k_\beta = 1 - 0,02\beta. \quad (12.5)$$

Максимальная допускаемая частота вращения винта вычисляется по следующей формуле:

$$n_b = \frac{k}{\sqrt{D}}, \quad (12.6)$$

где k – коэффициент, принимаемый по табл. 12.1.

Таблица 12.1

Значения коэффициентов для расчетов винтового конвейера

Группа грузов	Примеры грузов	k	ψ	w
Легкие неабразивные	Древесные опилки, торф	65	0,40	1,2
Легкие малоабразивные	Мел, асбест	50	0,32	1,6
Тяжелые малоабразивные	Глина сухая	45	0,25	2,5
Тяжелые абразивные	Цемент, зола, песок, шлак	30	0,125	4,0

Требуемая мощность на валу винта находится по формуле

$$P_0 = 0,0027Q(wl \pm h), \quad (12.7)$$

где Q – производительность винтового конвейера; w – коэффициент сопротивления перемещению груза (табл. 12.1); l – длина горизонтальной проекции конвейера, м; h – высота подъема (плюс) или опускания (минус) груза, м.

Требуемый крутящий момент винта определяется по формуле

$$T_0 = 9550 \frac{P_0}{n_b}. \quad (12.8)$$

Угол подъема винтовой линии по наружному диаметру рассчитывается по формуле

$$\gamma = \operatorname{arctg} \frac{S}{\pi D}, \quad (12.9)$$

где S – ход винта, м (при однозаходном винте $S = t$ (t – шаг винта); при двухзаходном винте $S = 2t$).

Угол трения груза о винт находится из выражения

$$\rho' = \operatorname{arctg}((0,7-0,9)f_0), \quad (12.10)$$

где f_0 – коэффициент трения в состоянии покоя груза (см. табл. 11.1 на с. 172).

Осевая сила, действующая на винт, вычисляется по следующей зависимости:

$$F_a = \frac{2T_0}{k_F D \operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (12.11)$$

где T_0 – крутящий момент винта, Н · м; k_F – коэффициент, учитывающий, что сила приложена на среднем диаметре винта ($k_F = 0,7-0,8$); γ – угол подъема винтовой линии по наружному диаметру, град.

Качающиеся (вибрационные) конвейеры (рис. 12.3) используются для транспортировки всех видов насыпных грузов, кроме липких. Применение таких конвейеров эффективно для перемещения грузов на небольшие расстояния (до 100 м) при малой и средней производительности (до 150 т/ч). Наибольшая их возможная производительность достигает 400 т/ч. По конструкции качающийся конвейер представляет собой желоб, совершающий колебательные движения относительно неподвижной рамы и перемещающий транспортируемый материал. Колебания желоба осуществляются с помощью вибратора.

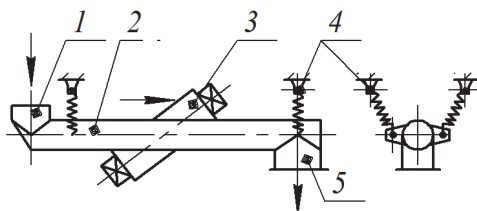


Рис. 12.3. Схема вибрационного качающегося конвейера:
1 – загрузочная воронка; 2 – желоб; 3 – электровибратор;
4 – пружинная подвеска; 5 – разгрузочная воронка

По характеру движения груза качающиеся конвейеры подразделяются на инерционные, в которых груз скользит по желобу, не отрываясь от него, и вибрационные, в которых груз отрывается от желоба и небольшими бросками перемещается вдоль желоба. Наиболее широкое распространение получили вибрационные конвейеры, в которых желоб 2 в форме трубы (рис. 12.3) совершает колебания с амплитудой от долей миллиметра до 15 мм и более и частотой до 50 Гц. Желоб устанавливается на упругих элементах и соединяется с вибратором. В качестве упругих элементов могут использоваться пружинные рессоры 4 (рис. 12.3) или резиновые демпферы. Преимуществами резиновых демпферов являются: малые габариты и масса по сравнению с металлическими рессорами и пружинами той же жесткости, более высокая надежность.

При работе вибрационного конвейера возникают ускорения, вертикальная составляющая которых превышает ускорения свободного падения. В таком случае частицы груза отрываются от поверхности желоба и их движение происходит непрерывными, следующими один за другим микрополетами.

Груз при таком движении не крошится, не пылит и мало изнашивает желоб. Эффективная транспортировка груза будет происходить в том случае, если в конце микрополета частицы попадут на желоб в начале следующего периода его колебаний. В качестве возбудителей колебаний могут использоваться инерционные, электромагнитные, эксцентриковые и поршневые (гидравлические и пневматические) вибраторы.

Преимуществами вибрационных конвейеров являются: возможность транспортировки изолированного от окружающей среды груза в герметически закрытых трубах и возможность одновременно с транспортировкой выполнять различные технологические операции – сушку, смешивание, охлаждение, грохочение и т. п. Для таких конвейеров свойственны малый износ несущего элемента (трубы или желоба), в том числе при транспортировке абразивных грузов; сравнительная простота конструкции машины; возможность промежуточной загрузки и разгрузки; малый расход энергии при работе в резонансном режиме, когда частота вынужденных колебаний совпадает с частотой собственных колебаний частиц груза.

К недостаткам относятся значительное снижение производительности при транспортировке груза вверх (за исключением специальных вертикальных вибрационных конвейеров) – при увеличении угла

наклона на 1° производительность конвейера снижается примерно на 3–4% (при перемещении груза вниз по уклону производительность примерно в таком же размере повышается); небольшая долговечность упругих элементов и опорных подшипников привода (обычно не больше года).

Роликовые конвейеры применяют для перемещения тяжелых штучных грузов, имеющих плоскую, ребристую или цилиндрическую поверхность, а также материалов, упакованных в тару. Перемещение груза осуществляется перекатыванием его по стационарно установленным роликам. Трасса конвейера может быть прямолинейной (рис. 12.4, *а, б, к*) или криволинейной (рис. 12.4, *в, е, и*). По типу привода различают неприводные и приводные роликовые конвейеры. У неприводных конвейеров (рис. 12.4, *а–в*) силой, движущей груз, является мускульная энергия рабочего, сообщающего грузу импульс для перемещения (при горизонтальных конвейерах), или составляющая собственной массы (наклонные гравитационные устройства) (рис. 12.4, *д, е*). В приводных конвейерах (рис. 12.4, *з, к, л*) перемещение груза осуществляется за счет сил сцепления, возникающих между грузом и вращающимся приводным роликом.

Наиболее часто используются роликовые конвейеры с приводными роликами. Такие конвейеры могут иметь групповой либо индивидуальный тип привода. При групповом приводе вращательное движение передается механическими передачами (муфтами) от единого источника механической энергии (двигателя) одновременно ко всем приводным роликам. При индивидуальном типе привода каждый ролик приводится в действие от отдельного привода, в каждом из которых есть свой двигатель и механические передачи (муфты). Конвейеры с индивидуальным приводом роликов применяют для транспортировки особо тяжелых, крупногабаритных штучных изделий.

Для обеспечения работоспособности приводных роликовых конвейеров необходимо выполнение следующих условий: длина ролика должна быть несколько больше ширины или диаметра транспортируемого груза, а расстояние между роликами не должно превышать половины длины груза; сила трения между роликом и перемещаемым грузом должна превышать силу сопротивления движению груза: $F_{\text{тр}} > F_{\text{сопр}}$.

Все приводные конвейеры позволяют без использования дополнительных устройств, только за счет размещения роликов, выбора их диаметров и формы, производить саморазгрузку, ускорять

движение в горизонтальной плоскости (рис. 12.4, *г*), образовывать перекладные системы, дающие возможность перемещать груз с одной технологической линии на другую (рис. 12.4, *е–и*).

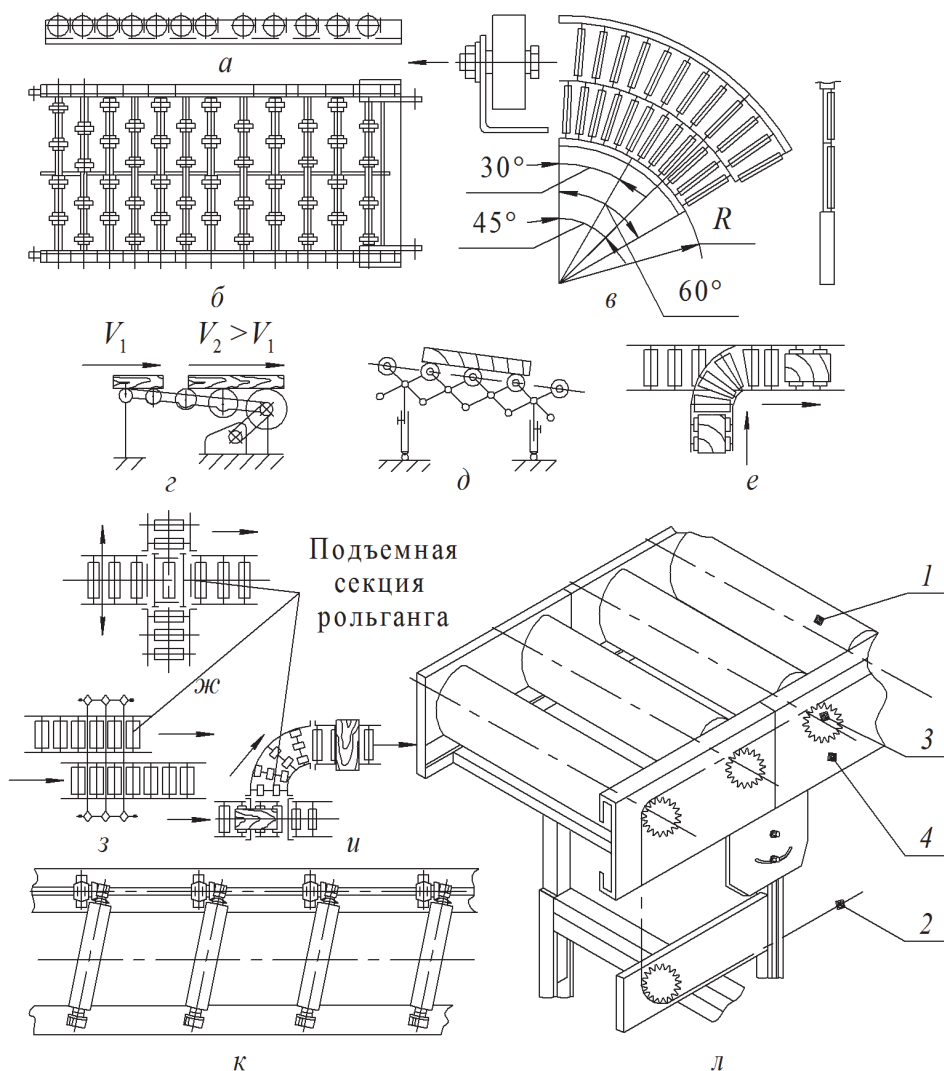


Рис. 12.4. Виды роликовых конвейеров:

- а* – горизонтальный конвейер; *б* – дисковый конвейер;
в – поворотная секция; *г* – разгонный участок конвейера; *д, е* – наклонные конвейеры; *ж, з, и* – деления на потоки; *к* – групповой привод валом с коническими колесами; *л* – групповой привод цепью:
1 – приводной ролик; *2* – цепь; *3* – звездочка; *4* – рама

Штучная производительность роликового конвейера рассчитывается по формуле

$$Q_{\text{шт}} = 3600 \frac{V}{a_{\text{м}}}, \quad (12.12)$$

Содержание отчета

Отчет о лабораторной работе должен включать: название и цель работы; кинематическую схему роликового конвейера с приводом; кинематическую схему и результаты расчетов винтового конвейера в виде табл. 12.2; выводы.

Контрольные вопросы и задания

Задание 12.1. Какое условие должно выполняться для обеспечения работоспособности винтового конвейера?

- а) сила трения между винтом и стенками желоба должна быть больше силы трения между грузом и поверхностями винта;
- б) сила трения между грузом и поверхностями винта должна быть больше силы трения между винтом и стенками желоба;
- в) сила трения между грузом и поверхностями винта должна быть меньше силы трения между грузом и стенками желоба;
- г) сила трения между грузом и поверхностями винта должна быть больше силы сопротивления вращению винта;
- д) сила трения между грузом и стенками желоба должна быть меньше силы сопротивления вращению винта.

Задание 12.2. Для правильной работы роликового конвейера необходимо, чтобы перемещаемый груз располагался не менее чем на ... роликах:

- а) 2;
- б) 3;
- в) 4;
- г) 10;
- д) 5.

Задание 12.3. По плану трассы роликовые конвейеры подразделяются:

- а) на сплошные и секционные;
- б) прямолинейные и криволинейные;
- в) горизонтальные, наклонные и комбинированные;
- г) приводные и не приводные;
- д) стационарные и передвижные.

Задание 12.4. В приводных роликовых конвейерах груз транспортируется:

- а) за счет непрерывных микрополетов;
- б) угла наклона осей роликов;
- в) усилия рабочего;
- г) сил сцепления между грузом и роликом;
- д) силы тяжести груза.

Задание 12.5. Как повысить производительность неприводного гравитационного роликового конвейера?

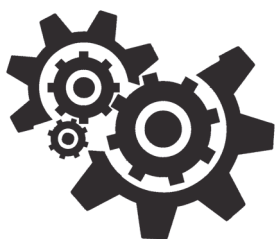
- а) увеличить силу трения между грузом и роликами;
- б) увеличить длину трассы;
- в) уменьшить длину трассы;
- г) увеличить диаметр роликов;
- д) увеличить угол наклона профиля трассы.

Задание 12.6. Основными путями повышения эксплуатационной производительности винтового конвейера являются:

- а) снижение частоты вращения винта;
- б) повышение угловой скорости винта;
- в) увеличение зазоров между винтом и желобом;
- г) применение винта с малым шагом;
- д) использование винта и желоба с большим диаметром.

Задание 12.7. Что относится к недостаткам вибрационного конвейера?

- а) быстрый износ транспортирующего органа;
- б) невозможность транспортировки сыпучих грузов;
- в) низкая долговечность опорных подшипников;
- г) транспортировка груза на малые расстояния (до 20 м);
- д) пониженная производительность при подъеме трассы конвейера в сторону транспортировки.




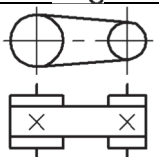
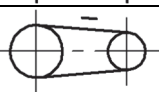
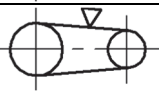
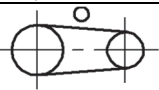
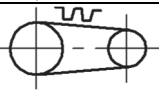
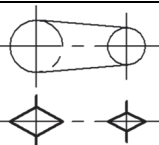
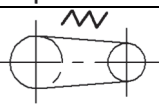
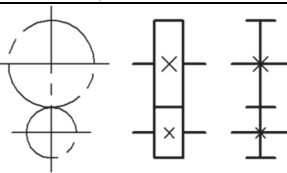
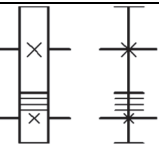
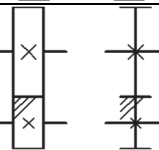
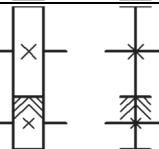
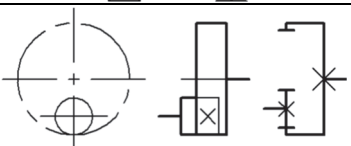
Приложение 1

ОБОЗНАЧЕНИЯ УСЛОВНЫЕ ГРАФИЧЕСКИЕ В СХЕМАХ. ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИКИ (ПО ГОСТ 2.770-68)





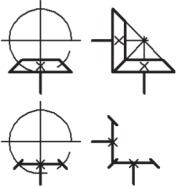

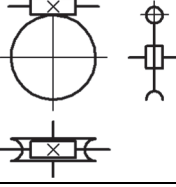
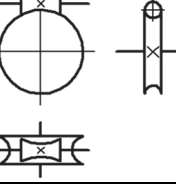


Обозначения условные графические в схемах

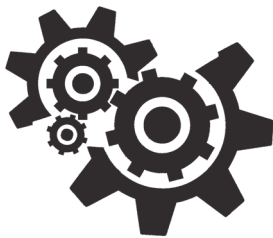
Наименования	Обозначения	
Вал, валик, ось, стержень, шатун и т. п.	—	
Подшипники скольжения и качения на валу (без уточнения типа):		
а) радиальные	≡	
б) упорные	┐	
Подшипники:	скольжения	качения
а) радиальные	≡	○
б) радиально-упорные односторонние	┐≡	○
в) радиально-упорные двухсторонние	┐≡	○
г) упорные односторонние	┐	○
д) упорные двухсторонние	┐	○
Муфта. Общее обозначение без уточнения типа	— ┐	
Муфта:		
а) глухая	— ┐*	
б) упругая	— ┐	
Тормоз. Общее обозначение без уточнения типа	↓	
Храповые зубчатые механизмы с наружным зацеплением односторонние	 	
Фрикционные передачи с цилиндрическими роликами	  	

Продолжение таблицы

Наименования	Обозначения
Маховик на валу	
Передача ремнем без уточнения типа	
Передача плоским ремнем	
Передача клиновидным ремнем	
Передача круглым ремнем	
Передача зубчатым ремнем	
Передача цепью: а) общее обозначение без уточнения типа цепи	
б) зубчатой	
Передачи зубчатые (цилиндрические): а) внешнее зацепление (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
б) то же с прямыми зубьями	
» с косыми зубьями	
» с шевронными зубьями	
в) внутреннее зацепление	

Окончание таблицы

Наименования	Обозначения
Винт, передающий движение	
Гайка на винте, передающем движение: а) неразъемная	
б) неразъемная с шариками	
в) разъемная	
Передачи зубчатые с пересекающимися валами и конические: а) общее обозначение без уточнения типа зубьев	
б) с прямыми, спиральными и круговыми зубьями	
Червячные передачи с цилиндрическим червяком	
Червячные глобоидные передачи	
Передачи зубчатые реечные (общее обозначение без уточнения типа зубьев)	
Пружины цилиндрические сжатия	



Приложение 2 ПОДШИПНИКИ

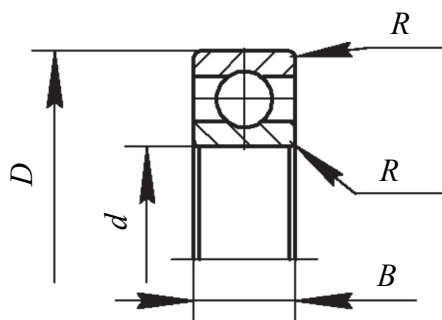


Рис. П2.1. Габаритные размеры шариковых радиальных однорядных подшипников (по ГОСТ 8338–75)

Таблица П2.1

Основные размеры и параметры шариковых радиальных однорядных подшипников

Условное обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	R , мм	Грузоподъемность, кН		Условное обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	R , мм	Грузоподъемность, кН	
					динамическая C	статическая C_0						динамическая C	статическая C_0
Особо легкая серия							Легкая серия						
104	20	42	12	1,0	9,36	4,5	204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
105	25	47	12	1,0	11,2	5,6	205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
106	30	55	13	1,5	13,3	6,8	206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
107	35	62	14	1,5	15,9	8,5	207	35	72	17	2,0	25,5	13,7
108	40	68	15	1,5	16,8	9,3	208	40	80	18	2,0	32,0	17,8
109	45	75	16	1,5	21,2	12,2	209	45	85	19	2,0	33,2	18,6
110	50	80	16	1,5	21,6	13,2	210	50	90	20	2,0	35,1	19,8

Окончание табл. П2.1

Условное обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	R , мм	Грузоподъемность, кН		Условное обозначение подшипника	d , мм	D , мм	B , мм	R , мм	Грузоподъемность, кН	
					динамическая C	статическая C_0						динамическая C	статическая C_0
Средняя серия						Тяжелая серия							
303	17	47	14	1,5	13,5	6,65	403	17	62	17	2,0	22,9	11,8
304	20	52	15	2,0	15,9	7,8	405	25	80	21	2,5	36,4	20,4
305	25	62	17	2,0	22,5	11,4	406	30	90	23	2,5	47,0	26,7
306	30	72	19	2,0	29,1	14,6	407	35	100	25	2,5	55,3	31,0
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0	408	40	110	27	3,0	63,7	36,5
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4	409	45	120	29	3,0	76,1	45,5
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0	410	50	130	31	3,5	87,1	52,0
310	50	100	27	3,0	61,8	36,0	411	55	140	33	3,5	100,0	63,0

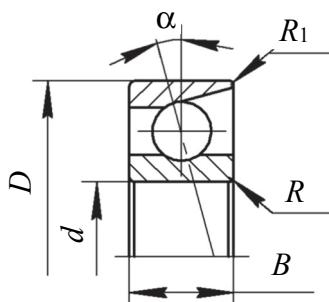


Рис. П2.2. Габаритные размеры шариковых радиально-упорных однорядных подшипников (по ГОСТ 831–75)

Таблица П2.2

Основные размеры и параметры шариковых радиально-упорных однорядных подшипников (легкая серия)

Условное обозначение подшипника		d , мм	D , мм	B , мм	R , мм	R_1 , мм	Грузоподъемность, кН			
							динамическая C типа		статическая C_0 типа	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$						36000	46000	36000	46000
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	14,8	8,31	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	15,7	9,1	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	21,9	12,0	12,0
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	30,8	29,0	17,8	16,4
36208	46208	40	80	18	2,0	1,0	38,9	36,8	23,2	21,3
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	41,2	38,7	25,1	23,1
36210	46210	50	90	20	2,0	1,0	43,2	40,6	27,0	24,9

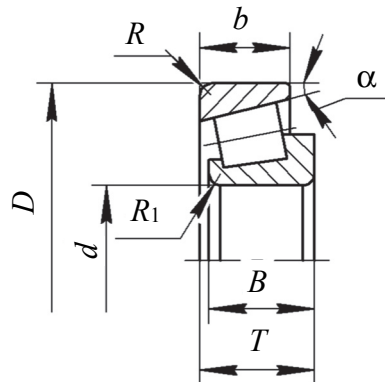


Рис. П2.3. Габаритные размеры роликовых конических однорядных подшипников (по ГОСТ 333–79)

Таблица П2.3

Основные размеры и параметры роликовых конических однорядных подшипников

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки		
	d	D	T	B	b	R	R_1	динамическая C	статическая C_0	e	Y	Y_0
Легкая серия ($\alpha = 12-16^\circ$)												
7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,360	1,666	0,916
7205	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,360	1,666	0,916
7206	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,365	1,645	0,905
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,369	1,624	0,893
7208	40	80	20,0	19	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,383	1,565	0,861
7209	45	85	21,0	20	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,414	1,450	0,798
7210	50	90	22,0	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,374	1,604	0,882
Легкая широкая серия ($\alpha = 12-16^\circ$)												
7506	30	62	21,5	20,5	17	1,5	0,5	36,0	27,0	0,365	1,645	0,905
7507	35	72	24,5	23,0	20	2,0	0,8	53,0	40,0	0,346	1,733	0,953
7508	40	80	25,0	23,5	20	2,0	0,8	56,0	44,0	0,381	1,575	0,866
7509	45	85	25,0	23,5	20	2,0	0,8	60,0	46,0	0,416	1,442	0,793
7510	50	90	25,0	23,5	20	2,0	0,8	62,0	54,0	0,421	1,426	0,784
Средняя серия ($\alpha = 10-14^\circ$)												
7304	20	52	16,5	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,296	2,026	1,114
7305	25	62	18,5	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,360	1,666	0,916
7306	30	72	21,0	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,337	1,780	0,979
7307	35	80	23,0	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,319	1,881	1,035
7308	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,278	2,158	1,187
7309	45	100	27,5	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,287	2,090	1,150
7310	50	110	29,5	29	23	2,5	1,0	100,0	75,5	0,310	1,937	1,065

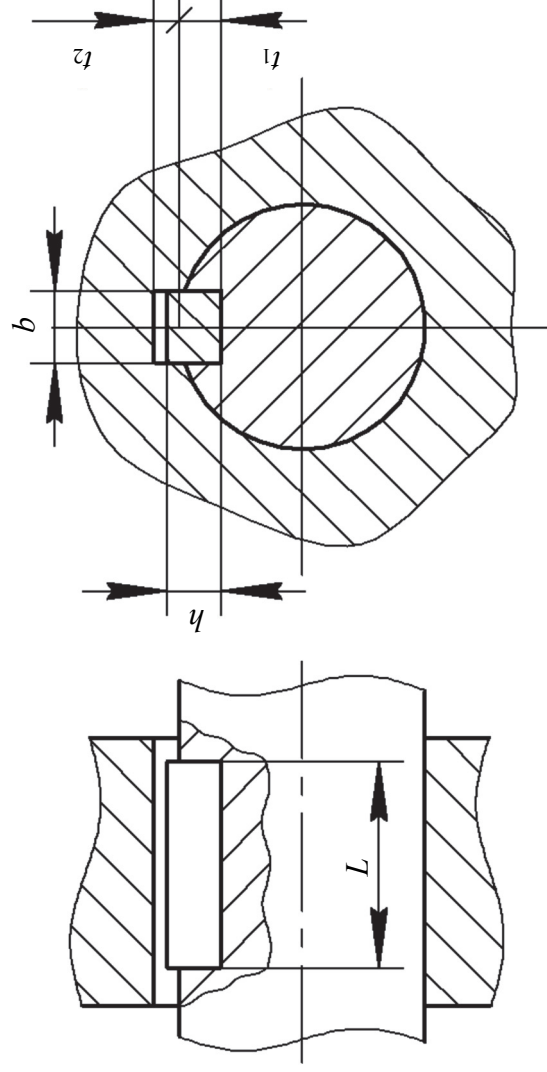
Окончание табл. П2.3

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Факторы приведенной нагрузки		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>b</i>	<i>R</i>	<i>R</i> ₁	динамическая <i>C</i>	статическая <i>C</i> ₀	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>Y</i> ₀
Средняя широкая серия ($\alpha = 11-15^\circ$)												
7604	20	52	22,5	21	18,5	2,0	0,8	31,5	22,0	0,298	2,011	1,106
7605	25	62	25,5	24	21	2,0	0,8	47,5	36,6	0,273	2,194	1,205
7606	30	72	29,0	29	23	2,0	0,8	63,0	51,0	0,319	1,882	1,035
7607	35	80	33,0	31	27	2,5	0,8	76,0	61,5	0,296	2,026	1,114
7608	40	90	35,5	33	28,5	2,5	0,8	90,0	67,5	0,296	2,026	1,114
7609	45	100	38,5	36	31	2,5	0,8	114,0	90,5	0,291	2,058	1,131
Средняя серия* ($\alpha = 25-29^\circ$)												
27306	30	72	21,0	19	14	2,0	0,8	35,0	20,6	0,721	0,833	0,458
27307	35	80	23,0	21	15	2,5	0,8	45,0	29,0	0,786	0,763	0,420
27308	40	90	25,5	23	17	2,5	0,8	56,0	37,0	0,786	0,763	0,420
27310	50	110	29,5	29	19	3,0	1,0	80,0	53,0	0,797	0,752	0,414

*По ГОСТ 7260-81.



**Приложение 3
ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
С ПРИЗМАТИЧЕСКИМИ ШПОНКАМИ (ГОСТ 23360–78)**



Габаритные размеры шпоночного соединения с призматической шпонкой

Таблица ПЗ.1

Размеры призматических шпонок и сечений пазов, их предельные отклонения, мм

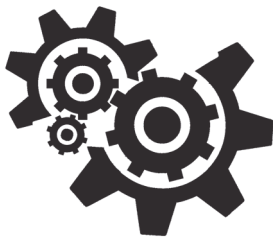
Вал		Шпонка				Шпоночный паз							
Диаметр d	$\frac{D_{\text{вн}}}{D_{\text{вн}}}$	b (h_9)	h (h_9, h_{11})	L (h_{14})	Радиус закругления r или фаска $s \times 45^\circ$		Верхнее (ES) и нижнее (EI) отклонение при соединении			Глубина		Радиус закругления r или фаска $s \times 45^\circ$	
					min	max	свободном (D_{10})	нормальном (Js_9)	плотном (P_9)	t_1	t_2	min	max
10	12	4	4	8-45	0,16	0,25				2,5	1,8	0,08	0,16
12	17	5	5 (h_9)	10-56			+0,078 +0,030	$\pm 0,015$	-0,012 -0,042	3,0	2,3		
17	22	6	6	14-70	0,25	0,40				3,5	2,8	0,16	0,25
22	30	8	7	18-90			+0,098 +0,040	$\pm 0,018$	-0,015 -0,051	4,0	3,3		
30	38	10	8	22-110						5,0	3,3		
38	44	12	8	28-140						5,0	3,3		
44	50	14	9	36-160	0,40	0,60	+0,120 +0,050	$\pm 0,021$	-0,018 -0,061	5,5	3,8	0,25	0,40
50	58	16	10	45-180						6,0	4,3		
58	65	18	11 (h_{11})	50-200						7,5	4,4		
65	75	20	12	56-220						7,5	4,4		
75	85	22	14	63-250			+0,149 +0,065	$\pm 0,026$	-0,022 -0,074	9,0	5,4		
85	95	25	14	70-280	0,60	0,80				9,0	5,4	0,40	0,60
95	110	28	16	80-320						10,0	6,4		
110	130	32	18	90-360			+0,180 +0,080	$\pm 0,031$	-0,026 -0,106	11,0	7,4		
130	150	36	20	100-400	1,00	1,20				12,0	8,4	0,70	1,00

Примечание. Стандартная длина шпонки L выбирается из ряда (по ГОСТ 23360-78): 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400 мм.

Таблица ПЗ.2

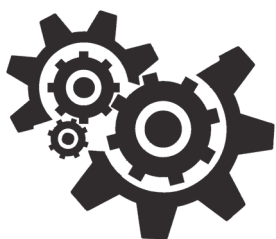
Концы валов конические (по ГОСТ 12081–72), мм

Номинальный диаметр вала d	l_1	l_2	$d_{\text{ср}}$	b	h	t_1	t_2	d_1	d_2	l_3	l_4
20	50	36	18,2	4	4	2,5	1,8	M12×1,25	M6	9,0	11,3
22			20,2								
25	60	42	22,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	14,0	15,7
28			25,9								
32	80	58	29,1	6	6	3,5	2,8	M20×1,5	M10	17,0	19,0
36			33,1								
40	110	82	35,9	10	8	5,0	3,3	M24×2	M12	20,0	22,3
45			40,9								
50			45,9								
56	140	105	51,9	14	9	5,5	3,8	M36×3	M16	26,0	28,5
63			57,75								
71			65,75								
				16	10	6,0	4,3	M42×3	M20	32,0	35,0
				18	11	7,0	4,4	M48×3	M24	36,0	39,3



ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов, М. Н. Детали машин: учебник / М. Н. Иванов. – М.: Высш. шк., 1991. – 383 с.
2. Гузенков, П. Г. Детали машин: учеб. пособие / П. Г. Гузенков. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1982. – 351 с.
3. Решетов, Д. Н. Детали машин: учебник / Д. Н. Решетов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
4. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высш. шк., 1985. – 416 с.
5. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование: учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда. – Минск.: УП «Технопринт», 2001. – 290 с.
6. Серый, И. С. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / И. С. Серый. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1987. – 367 с.
7. Якушев, И. А. Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения / И. А. Якушев. – М.: Машиностроение, 1979. – 468 с.
8. Допуски и посадки. Справочник: в 2 ч. / В. Д. Мягков [и др.]. – 6-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение: Ленингр. отд-ние, 1982. – Ч. 1. – 543 с.; Ч. 2. – 448 с.
9. Александров, М. П. Подъемно-транспортные машины / М. П. Александров. – М.: Высш. шк., 1985. – 520 с.



ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
Организация лабораторных работ и основные положения по технике безопасности	4
Лабораторная работа № 1. Кинематический, силовой и энергетический расчеты механического привода с передачами вращательного движения.....	6
Лабораторная работа № 2. Изучение конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора и определение параметров зубчатых колес	17
Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции одноступенчатого конического редуктора и определение параметров зацепления конических прямозубых колес	42
Лабораторная работа № 4. Изучение конструкции планетарного редуктора и определение КПД планетарного зацепления.....	57
Лабораторная работа № 5. Изучение конструкции червячного редуктора и определение параметров червячного зацепления.....	69
Лабораторная работа № 6. Определение КПД червячного редуктора.....	87
Лабораторная работа № 7. Изучение конструкции валов силовых передач и методики выполнения прочностных расчетов	96
Лабораторная работа № 8. Изучение конструкции подшипников качения и методик их расчета	112

Лабораторная работа № 9. Испытание болтового соединения, которое работает на сдвиг	122
Лабораторная работа № 10. Изучение конструкции шпоночных и зубчатых (шлицевых) соединений	140
Лабораторная работа № 11. Изучение конструкций и принципа работы транспортирующих машин с тяговым органом.....	162
Лабораторная работа № 12. Изучение конструкций и принципа работы транспортирующих машин без тягового органа	175
Приложение 1. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики (по ГОСТ 2.770–68)	186
Приложение 2. Подшипники.....	189
Приложение 3. Шпоночные соединения с призматическими шпонками (ГОСТ 23360–78).....	193
Литература	196

Учебное издание

Бельский Сергей Евграфович
Блохин Алексей Владимирович
Пищов Михаил Николаевич и др.

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА.
ДЕТАЛИ МАШИН**

Лабораторный практикум

Учебно-методическое пособие

Редактор *Е. С. Ватеичкина*
Компьютерная верстка *Д. С. Жих*
Дизайн обложки *П. П. Падалец*
Корректор *Е. С. Ватеичкина*

Подписано в печать 26.04.2022. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Таймс. Печать ризографическая.
Усл. печ. л. 11,6. Уч.-изд. л. 12,0.
Тираж 300 экз. Заказ .

Издатель и полиграфическое исполнение:
УО «Белорусский государственный технологический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/227 от 20.03.2014.
Ул. Свердлова, 13а, 220006, г. Минск.