

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Детали машин»

Н. В. Акулов, В. Н. Полейчук, Е. М. Акулова

ДЕТАЛИ МАШИН

**ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ
по одноименному курсу
для студентов машиностроительных специальностей
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2012

УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44я73
А44

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 12 от 12.03.2012 г.)*

Рецензент: зав. каф. «Вагоны и вагонное хозяйство» БелГУТа канд. техн. наук, доц. *А. В. Пигунов*

Акулов, Н. В.

А44 Детали машин : лаборатор. практикум по одноим. курсу для студентов машиностр. специальностей днев. и заоч. форм обучения / Н. В. Акулов, В. Н. Полейчук, Е. М. Акулова. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2012. – 58 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Windows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <http://lib.gstu.local>. – Загл. с титул. экрана.

ISBN 978-985-535-107-9.

Содержит теоретические сведения, необходимые для выполнения лабораторных работ по основным разделам курса «Детали машин», а также контрольные вопросы. Приведенные лабораторные работы рассчитаны на самостоятельное выполнение их студентами.

Для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения.

**УДК 621.81(075.8)
ББК 34.44я73**

ISBN 978-985-535-107-9

© Акулов Н. В., Полейчук В. Н.,
Акулова Е. М., 2012
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2012

ПРЕДИСЛОВИЕ

Курс «Детали машин» – фундаментальная дисциплина в системе подготовки инженеров. Этот предмет занимает особое место в ряду изучаемых дисциплин. Он является завершающим в группе общетехнических курсов (математика, физика, теоретическая механика, механика материалов) и связующим со специальными дисциплинами. Предметом изучения служат сборочные единицы и детали общего назначения, используемые в большинстве машин.

Изучение курса «Детали машин» тесно связано с выполнением студентами лабораторных работ, которые предусматривают практическое знакомство с типовыми деталями машин и сборочными единицами, условиями их работы и основами расчета, со способами регулирования зацеплений и подшипниками, их смазкой, а также с методами испытания соединений и обработкой результатов опытов. Они должны способствовать повышению и углублению теоретических знаний, развивать умение анализировать и объяснять полученные результаты.

Для успешного и сознательного выполнения лабораторной работы студент обязан самостоятельно проработать по лекциям и учебникам теоретический материал, относящийся к предстоящей работе, выполнить необходимые расчеты, подготовить схемы, таблицы для регистрации данных, ответить на контрольные вопросы. Перед проведением лабораторной работы со студентами проводится собеседование по ее теме. По каждой работе все студенты во время лабораторных занятий составляют индивидуальные отчеты. Прием отчетов проводится непосредственно на занятиях или во время консультаций. Отчет принимается преподавателем, ведущим занятия. Студенты, не готовые к занятиям, к выполнению лабораторных работ не допускаются.

До начала проведения лабораторных работ все студенты проходят инструктаж по технике безопасности с росписью в специальном журнале. Студенты, не прошедшие инструктаж, к лабораторным занятиям не допускаются. За соблюдение правил безопасности и порядка в лаборатории во время проведения лабораторных работ лично отвечает преподаватель, ведущий занятия.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ ОТЧЕТА И ЗАЩИТЕ ВЫПОЛНЕННОЙ РАБОТЫ

1. Отчет составляется на листах писчей бумаги формата А4 (297 × 210 мм) каждым студентом и должен содержать только сведе-

ния, приведенные в пункте 4 «Содержание отчета ...» методических указаний к данной работе.

2. Текстовый материал оформляется аккуратно чернилами черного цвета.

3. Схемы, рисунки и графики выполняются с помощью чертежного инструмента.

4. По представленному отчету производится опрос каждого студента с целью установления степени усвоения им материала работы.

5. Студенты, не защитившие лабораторную работу, не допускаются к выполнению следующей работы.

6. При защите всех работ студент получает зачет по лабораторным работам и допуск к экзамену.

ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ВЫПОЛНЕНИИ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

К выполнению лабораторных работ студенты допускаются только после прослушивания инструктажа по технике безопасности и противопожарным мерам.

Начинать работу можно только после ознакомления с методикой ее проведения.

Запрещается работать неисправным инструментом. Снятые детали и узлы редуктора следует положить на стол или подставку таким образом, чтобы они не могли упасть от случайного толчка. Передавая детали для осмотра другому студенту, убедитесь, что он ее держит, прежде чем отпустить деталь самому.

Блок 1. ДЕТАЛИ МАШИН ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Лабораторная работа № 1 ДЕТАЛИ МАШИН ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Цель работы:

1. Изучение основных видов деталей машин.
2. Знакомство с классификацией и назначением деталей машин.
3. Знакомство с условными обозначениями деталей машин в кинематических схемах.

1. Теоретическая часть

Машины состоят из деталей.

Сборочная единица (узел) – совокупность деталей, соединенных на предприятии-изготовителе сборочными операциями (завинчиванием, сваркой и т. п.) и предназначенных для совместной работы.

Соединения деталей машин. Для выполнения своих функций детали машин соответствующим образом соединяются между собой. При этом детали образуют *подвижные* (различного рода шарниры, подшипники, зацепления и др.) и *неподвижные* (болтовые, сварные, шпоночные и др.) соединения.

Соединения по признаку возможности разборки делят на разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения разбираются без разрушения деталей. К этому типу относятся резьбовые, шпоночные, штифтовые, зубчатые (шлицевые) и другие соединения.

Резьбовыми называют такие соединения, в которых сопряженные детали соединяются с помощью резьбы или резьбовых крепежных деталей (болты, обычные и специальные гайки, винты, шпильки и др.).

Шпоночным называют соединение зацеплением с помощью шпонки двух соосных цилиндрических (конических) деталей.

Шпоночные соединения делятся на две группы: ненапряженные и напряженные. Ненапряженные соединения осуществляются призматическими и сегментными шпонками, которые не вызывают деформации ступицы и вала при сборке. Напряженные соединения осуществляются клиновыми и круглыми шпонками (*штифтами*), устанавливаемыми с натягом и вызывающими деформацию вала и ступицы при сборке.

Зубчатое (шлицевое) соединение условно можно рассматривать как многошпоночное, у которого шпонки, называемые шлицами (зубьями), выполнены как одно целое с валом и они входят в соответствующие пазы ступицы детали.

В шлицевом соединении профиль сечения зубьев имеет прямоугольную, эвольвентную или треугольную форму.

Неразъемные соединения – это соединения, при разборке которых элементы, связывающие их, разрушаются, и тем самым становятся непригодны для дальнейшей работы. К соединениям такого типа относятся: заклепочные, сварные, прессовые, клеевые и др.

Заклепочные соединения образуются постановкой заклепок в совмещенные отверстия соединяемых деталей и последующей расклепкой их. Заклепки представляют собой сплошной или полый цилиндрический стержень.

Сварные соединения – это неразъемные соединения, основанные на использовании сил молекулярного сцепления между частями свариваемых деталей при их нагревании или пластическом деформировании.

Передачи вращательного движения. Механические устройства, применяемые для передачи энергии от ее источника к потребителю, обычно с изменением угловой скорости или вида движения, называют *механическими передачами*. В технике наиболее распространено вращательное движение, поэтому передачи для преобразования этого движения применяются весьма широко.

Механические передачи по физическим условиям передачи движения различают:

– *передачи на основе зацепления* (зубчатые, червячные, цепные, винт-гайка, зубчато-ременные);

– *передачи трением*, передающие энергию за счет трения, вызываемого прижатием одного катка к другому (фрикционные передачи) или начальным натяжением ремня (ременные передачи).

В *зубчатых* передачах усилие от одного элемента сцепляющейся пары к другому передается посредством зубьев, последовательно вступающих в зацепление.

Разновидности зубчатых передач: цилиндрическая прямозубая с внешним зацеплением; цилиндрическая косозубая; шевронная; цилиндрическая прямозубая с внутренним зацеплением; реечная передача; коническая прямозубая; коническая косозубая (с тангенциальным зубом); коническая с круговым зубом.

Наибольшее распространение нашли зубчатые передачи, закрытые в корпусе, – редукторы.

Планетарной называется передача, имеющая колеса с перемещающимися геометрическими осями. Простейшая планетарная зубчатая передача состоит из центрального вращающегося колеса с неподвижной геометрической осью; сателлитов, оси которых перемещаются; неподвижного колеса с внутренними зубьями; вращающегося водила, на котором установлены сателлиты.

Червячная передача относится к зубчато-винтовым передачам.

Винтом является *червяк*, а зубчатым колесом – *червячное колесо*. Червячная передача относится к передачам с перекрещивающимися осями валов. Угол перекрещивания обычно равен 90° . Зубья червячного колеса имеют дуговую форму. Это способствует большему охвату червяка и увеличению, соответственно, линии контакта.

Цепной называют передачу зацеплением с помощью цепи. На ведущем и ведомом валах передачи устанавливаются звездочки, которые огибаются гибкой связью – цепью.

Передачей винт-гайка называется механическая передача, состоящая из винта и гайки и предназначенная для преобразования вращательного движения в поступательное или наоборот. В зависимости от назначения винты этих передач делят на ходовые (винты металлорезающих станков, приборов) и грузовые (винты домкратов, прессов).

Ременная передача состоит из двух шкивов и охватывающего их ремня. Вращение ведущего шкива преобразуется во вращение ведомого благодаря трению между ремнем и шкивами. Трение обычно обеспечивается предварительным натяжением ремня за счет регулирования межосевого расстояния. Различают *плоскоремennую*, *клиноремennую*, *поликлиноремennую*, *круглоремennую* передачи. Разновидностью ременной передачи является *зубчаторемennая*, передающая усилие за счет зацепления ремня со шкивами.

Фрикционная передача состоит из двух соприкасающихся между собой тел вращения, где вращение одного преобразуется во вращение другого за счет сил трения. Необходимая сила трения возникает за счет прижимающей силы.

Детали, обеспечивающие вращательное движение. *Валы* – детали, предназначенные для передачи крутящего момента вдоль своей оси и для поддержания вращающихся деталей. Валы вращаются на подшипниках. Кроме крутящих моментов, валы подвержены действию изгибающих моментов и поперечных сил.

Оси – детали, которые служат для поддержания вращающихся деталей и не передают крутящий момент. Оси могут быть вращающиеся и неподвижные.

Устройства, предназначенные для поддержания движущихся деталей и обеспечения определенного вида движения деталей, называют *направляющими*.

Направляющие для вращательного движения называют *опорами*. Понятие «*опора*» охватывает два звена – цапфу и подшипник. *Цапфой* называют часть вала или оси, опирающуюся на подшипник.

Подшипники – устройства, поддерживающие валы и оси, – воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и передают их на корпус. По виду трения подшипники делят на подшипники скольжения и качения.

В *подшипниках скольжения* опорный участок вала (цапфа) скользит по поверхности подшипника.

Подшипник качения – это готовый узел, который в большинстве случаев состоит из наружного и внутреннего колец с углублениями – дорожками качения, тел качения (шариков или роликов) и сепаратора, направляющего и удерживающего тела качения. В некоторых типах подшипников для уменьшения габаритов одно или оба кольца отсутствуют, а иногда отсутствует сепаратор (игольчатые).

Все подшипники качения стандартизованы и в массовых количествах выпускаются специализированными заводами.

Муфты механические. *Муфтами* называют устройства, предназначенные для соединения валов или других вращающихся деталей в целях передачи вращающего момента без изменения его значения и направления. Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин komponуют из узлов (сборочных единиц) и механизмов с входными и выходными валами, кинематическая и силовая связь между которыми выполняется с помощью муфт. Как правило, валы, соединяемые муфтой, расположены соосно, реже – под некоторым углом (карданные).

Большинство муфт, применяемых в машиностроении, стандартизовано или нормализовано.

2. Оборудование и принадлежности

Для проведения лабораторной работы используются реальные объекты: детали машин и сборочные единицы (болты, гайки, шпонки, подшипники, редукторы и т. д.), макеты передач, мерительный инструмент.

3. Порядок выполнения работы

Студенты под руководством и при непосредственном участии преподавателя знакомятся с деталями машин общего назначения согласно классификации, используя при этом натурные образцы, макеты, лабораторные установки и плакаты. Преподаватель выдает студенту детали для эскизирования, при необходимости мерительный инструмент.

4. Содержание отчета о проделанной работе

1. Цель работы.
2. Описание, составленное по данному изданию, в котором надо представить названия, характеристики, назначение, рисунки деталей, соединений и схемы передач в соответствии с условными обозначениями по ГОСТ 2.770–68.
3. Эскиз детали или сборочной единицы, по усмотрению преподавателя.

5. Контрольные вопросы

1. В чем отличие детали от сборочной единицы?
2. Какие типы соединений используют в машиностроении?
3. Какие соединения относят к разъемным (неразъемным)?
4. Какие детали используются в резьбовых соединениях и их назначение?
5. Каковы достоинства резьбовых соединений?
6. Какие соединения используют для передачи вращающего момента?
7. Какие виды шпонок Вы знаете?
8. Каковы достоинства и недостатки шпоночных соединений?
9. Какой профиль могут иметь зубья шлицевого соединения?
10. Почему некоторые виды соединений называют неразъемными?
11. Какими достоинствами обладают заклепочные соединения?
12. Каковы преимущества и недостатки сварных соединений?
13. Каковы основные виды сварных соединений?
14. Какое устройство называют механической передачей?
15. За счет чего передается движение в механических передачах?
16. Как называются детали зубчатых передач?

17. Какие передачи используют для преобразования параметров движения между параллельными валами (непараллельными валами)?
18. В чем заключаются особенности работы планетарной передачи и ее преимущества и недостатки?
19. Какими достоинствами обладают зубчатые передачи?
20. Каковы достоинства червячных передач?
21. Какие передачи используют гибкую связь?
22. Какие разновидности ременных передач существуют?
23. В чем заключаются преимущества ременных передач перед цепными?
24. Какие передачи за счет сил трения Вы знаете?
25. Для чего предназначены валы и оси, и в чем их отличие?
26. Каким силовым воздействиям подвержены валы, а каким оси?
27. Какие виды валов бывают в зависимости от формы геометрической оси?
28. Что называют опорой, а что представляет собой подшипник?
29. Из каких деталей состоит подшипник скольжения?
30. Каковы достоинства подшипников скольжения?
31. Из каких деталей состоят подшипники качения?
32. Почему подшипники скольжения используются реже подшипников качения?
33. Чем принципиально отличаются подшипники скольжения от подшипников качения?
34. Из каких элементов состоит механическая муфта?
35. С какой целью используют механические муфты?

Блок 2. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Назначение, устройство и принцип работы машины ДМ30М

Машина ДМ30М (рис. 2.1) предназначена для создания и изменения растягивающих и сжимающих нагрузок. Применяется при проведении лабораторных работ 2–5.

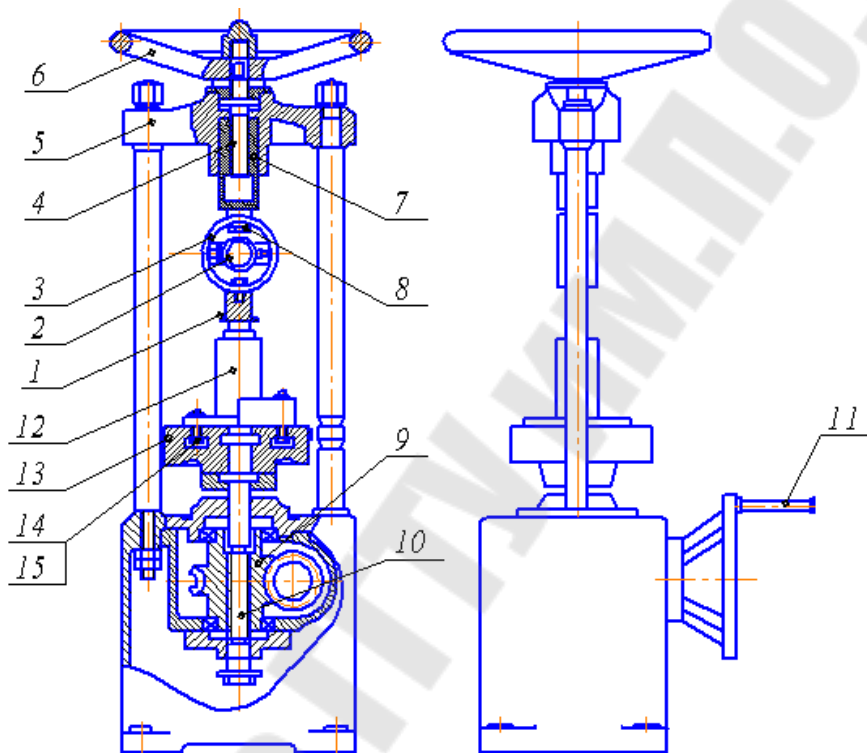


Рис. 2.1. Машина ДМ30М

Основные механизмы и узлы машины: механизм установочного перемещения, нагружающее устройство, силоизмерительное устройство, станина, поперечина.

Механизм установочного перемещения – винтовая пара 4, смонтированная в поперечнике 5. При вращении маховика 6, закрепленного на конце винта, ползун 7 перемещается в осевом направлении.

Нагружающее устройство – червячная передача 9, обеспечивающая осевое перемещение грузовому винту 10 при вращении маховика 11, насаженного на вал червяка.

Силоизмерительное устройство состоит из динамометрического кольца 3 и индикатора 2 (с ценой деления шкалы 0,01 мм). Кольцо 3 с помощью болта 8 крепится к ползуну 7. При исследовании растягивающими усилиями второй конец кольца крепится к испытываемой

установке. При исследовании сжимающими усилиями к кольцу крепят наконечник 1, нижний торец которого служит базой сопряжения с испытываемым приспособлением.

На правой колонне машины нанесены две контрольные риски. При испытании растягивающими усилиями стол 13 не должен находиться у нижней риски, при испытаниях сжимающими усилиями – у верхней риски. В нужном положении стол устанавливают, вращая маховик 11. В станине машины возле маховика расположена табличка с указанием направления вращения для подъема и опускания стола.

Исследуемое приспособление 12 центрируется по оси стола 13 машины и крепится к нему болтами 14, закладываемыми в Т-образные пазы стола, с гайками 15. Вращая маховик 6, необходимо подвести ползун 7 с кольцом 3 до соприкосновения наконечника 1 с верхней частью приспособления. Момент контакта фиксируют по индикатору 2. Вращая маховик 11, перемещают стол 13 в нужном направлении и нагружают приспособление 13.

Величину усилия P , Н, определяют по показаниям Δ по индикатору 2 кольца 3 (по величине деформации кольца) по формуле

$$P = \Delta \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где α – угол наклона тарировочного графика динамометрического кольца 3 к оси абсцисс.

Лабораторная работа № 2 **ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ТРЕНИЯ В РЕЗЬБЕ** **И НА ТОРЦЕ ГАЙКИ**

Цель работы:

1. Определение коэффициента трения в резьбе и на торце гайки.
2. Определение КПД винтовой пары.
3. Установление зависимости между силой затяжки болта и моментом завинчивания на ключе.

1. Теоретическая часть

Болтовые соединения в процессе сборки подвергаются предварительной затяжке. При этом болт испытывает растяжение силой $P_{\text{зат}}$ и кручение моментом T_p . Момент T_k , Н, прикладываемый к гайке (рис. 2.2):

$$T_k = T_p + T_t, \quad (2.1)$$

где T_p – момент сил трения в резьбе, Н · мм;

$$T_p = P_{\text{зат}} \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\psi + \rho'), \quad (2.2)$$

T_T – момент сил трения на опорном торце гайки, Н · мм;

$$T_T = P_{\text{зат}} f_T \frac{D_{\text{ср}}}{2}, \quad (2.3)$$

$P_{\text{зат}}$ – усилие (осевое) затяжки болта, Н; d_2 – средний диаметр резьбы, мм; ψ – угол подъема винтовой линии;

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2}, \quad (2.4)$$

P – шаг резьбы, мм; ρ' – приведенный угол трения, град:

$$\rho' = \operatorname{arctg} f'_p = \operatorname{arctg} \frac{f_p}{\cos(\alpha/2)}, \quad (2.5)$$

f'_p – приведенный коэффициент трения в резьбе:

$$f'_p = \frac{f_p}{\cos(\alpha/2)}, \quad (2.6)$$

f_p – коэффициент трения в резьбе; α – угол профиля резьбы, град; для метрической резьбы $\alpha = 60^\circ$; f_T – коэффициент трения на опорном торце гайки; $D_{\text{ср}}$ – средний диаметр опорной поверхности гайки, мм:

$$D_{\text{ср}} = 0,5(D_1 + d_{\text{отв}}), \quad (2.7)$$

D_1 – наружный диаметр опорной поверхности гайки (рис. 2.3), мм:

$$D_1 \approx 0,95 \cdot S,$$

S – размер под ключ, мм; $d_{\text{отв}}$ – диаметр отверстия под болт (рис. 2.3), мм.

Из равенства (2.2) с учетом зависимости (2.4):

$$\rho' = \operatorname{arctg} \frac{2T_p}{P_{\text{зат}} \cdot d_2} - \psi = \operatorname{arctg} \frac{2T_p}{P_{\text{зат}} \cdot d_2} - \operatorname{arctg} \frac{P}{\pi \cdot d_2}. \quad (2.8)$$

Решая совместно зависимости (2.5), (2.6) и (2.8), получим

$$f_p = \frac{\cos(\alpha/2)}{d_2} \left(\frac{2T_p}{P_{\text{зат}}} - \frac{P}{\pi} \right) : \left(1 + \frac{2T_p}{P_{\text{зат}} \cdot d_2} \cdot \frac{P}{\pi \cdot d_2} \right).$$

С целью упрощения расчетов коэффициент трения в резьбе f_p необходимо определить по зависимости

$$f_p = \frac{\cos(\alpha/2)}{d_2} \left(\frac{2T_p}{P_{зат}} - \frac{P}{\pi} \right) = \frac{0,866}{d_2} \left(\frac{2T_p}{P_{зат}} - \frac{P}{\pi} \right). \quad (2.9)$$

При этом погрешность вычисления для диапазона резьб, исследуемых при проведении лабораторной работы (табл. 2.1), не превышает 2 %.

Из равенства (2.3) с учетом зависимости (2.1) коэффициент трения на торце гайки

$$f_T = \frac{2T_T}{P_{зат} \cdot D_{cp}} = \frac{2(T_K - T_p)}{P_{зат} \cdot D_{cp}}. \quad (2.10)$$

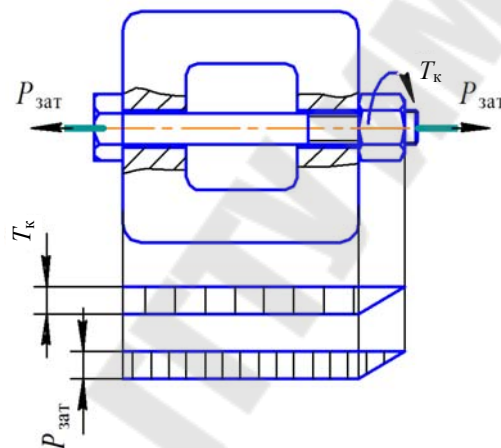


Рис. 2.2. Схема усилий

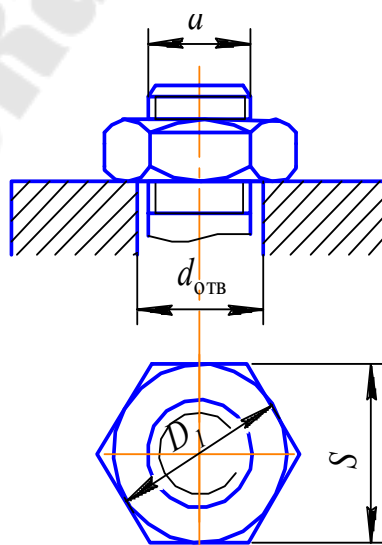
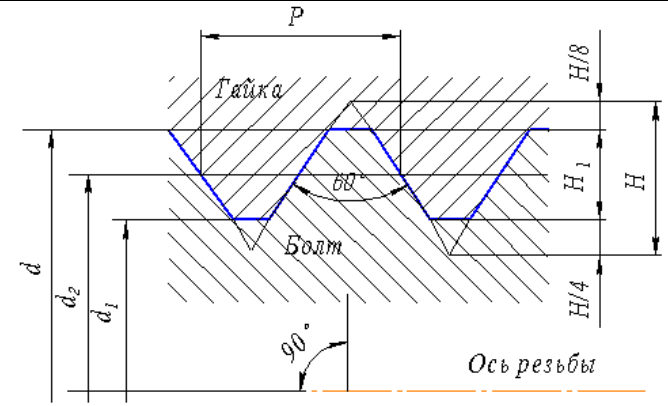


Рис. 2.3. Схема элементов резьбового соединения

Таблица 2.1

Резьба метрическая (ГОСТ) в миллиметрах



$$H = \frac{\sqrt{3}}{2} P \approx 0,866P$$

$$H_1 = \frac{5}{8} H \approx 0,541P$$

d	Резьба с крупным шагом				
	p	d ₁	d ₂	F _p , мм ²	ψ, град
12	1,75	10,106	10,863	85,3	2°55'
14	2,0	11,835	12,701	116,8	2°52'
16	2,0	13,835	14,701	158,3	2°28'
18	2,5	15,294	16,376	194,7	2°47'
20	2,5	17,294	18,376	247,3	2°29'
Резьба с мелким шагом					
12	1,0	10,917	11,350	96,7	1°36'
	1,5	10,376	11,026	89,0	2°28'
14	1,0	12,918	13,350	134,7	1°22'
	1,5	12,376	13,026	125,6	2°06'
16	1,0	14,918	15,350	178,9	1°11'
	1,5	14,376	15,026	168,4	1°49'
18	1,0	16,917	17,350	229,5	1°03'
	1,5	16,376	17,026	217,6	1°36'
20	1,0	18,917	19,350	286,3	0°57'
	1,5	18,376	19,026	273,0	1°26'

Примечания: 1. Таблица представляет собой краткое извлечение из ГОСТ.
 2. Форму впадины резьбы болта (ниже размера d₁) выполняют либо плоскосрезанной, либо закругленной (предпочтительно) R = 0,144P; форма впадины резьбы гайки не регламентирована.
 3. Расчетная площадь сечения болта определяется по формуле F_p = π · d_p² / 4, где d_p = d – 0,94P.

Коэффициент полезного действия (КПД) винтовой пары с учетом зависимостей (2.1), (2.4), (2.8) и (2.10) определяют:

а) без учета трения на торце гайки

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho')} = \frac{P_{\text{заг}} \cdot P}{T_p \cdot 2\pi}; \quad (2.11)$$

б) с учетом трения на торце гайки

$$\eta' = \frac{\operatorname{tg}\psi}{\operatorname{tg}(\psi + \rho') + f_{\text{т}}(D_{\text{сп}}/d_2)} = \frac{P_{\text{зат}} \cdot P}{T_{\text{к}} \cdot 2\pi}. \quad (2.12)$$

2. Оборудование и принадлежности

Работа выполняется на установке, комплект которой входит: приспособление для нагружения и измерения сил затяжки болта типа ДМ27М (рис. 2.4), закрепленное на столе; торсионный динамометрический ключ (рис. 2.4, в) со сменными головками для гаек; комплект болтов М(12...20) с гайками; тарировочный график для динамометрической пружины приспособления и тарировочный график для динамометрического ключа.

Приспособление (рис. 2.4) состоит из основания 1, на котором крепится динамометрическая пружина 2. В центре ее выполнено сквозное отверстие, в которое вставляется исследуемый болт 3. Он опирается на сферическую шайбу 4. От проворачивания при завинчивании гайки 5 (затяжке) болт 3 предохраняет сухарь 6, вставляемый в отверстие основания 1.

Для исследования соединения приспособление собирают:

1. По схеме рис. 2.4, а – под гайку 5 устанавливают втулку 7, опирающуюся на упорный подшипник 8. Это позволяет исключить трение на опорной поверхности гайки 5 и определить момент сил трения в резьбе $T_{\text{р}}$.

2. По схеме рис. 2.4, б – под гайку 5 устанавливают втулку 9, фиксируемую от проворачивания в основании 1 с помощью лысок (см. А–А). При этом подшипник 8 не вращается, что позволяет определять момент $T_{\text{т}}$, прикладываемый к гайке.

Затяжку болтового соединения производят протарированным торсионным динамометрическим ключом 10, на котором установлен индикатор 11 (рис. 2.4, в). По показаниям Δ' , мм, определяют (см. зависимость (2.14)) момент $T_{\text{к}}$ на ключе 10. Предельный момент на ключе $[T]_{\text{к}} = 120 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Осевое усилие затяжки болта $P_{\text{зат}}$ контролируют (см. зависимость (2.13)) по показаниям Δ индикатора 12 динамометрической пружины 2 (рис. 2.4, а). Предельная сила динамометрической пружины $[P] = 80000 \text{ Н}$.

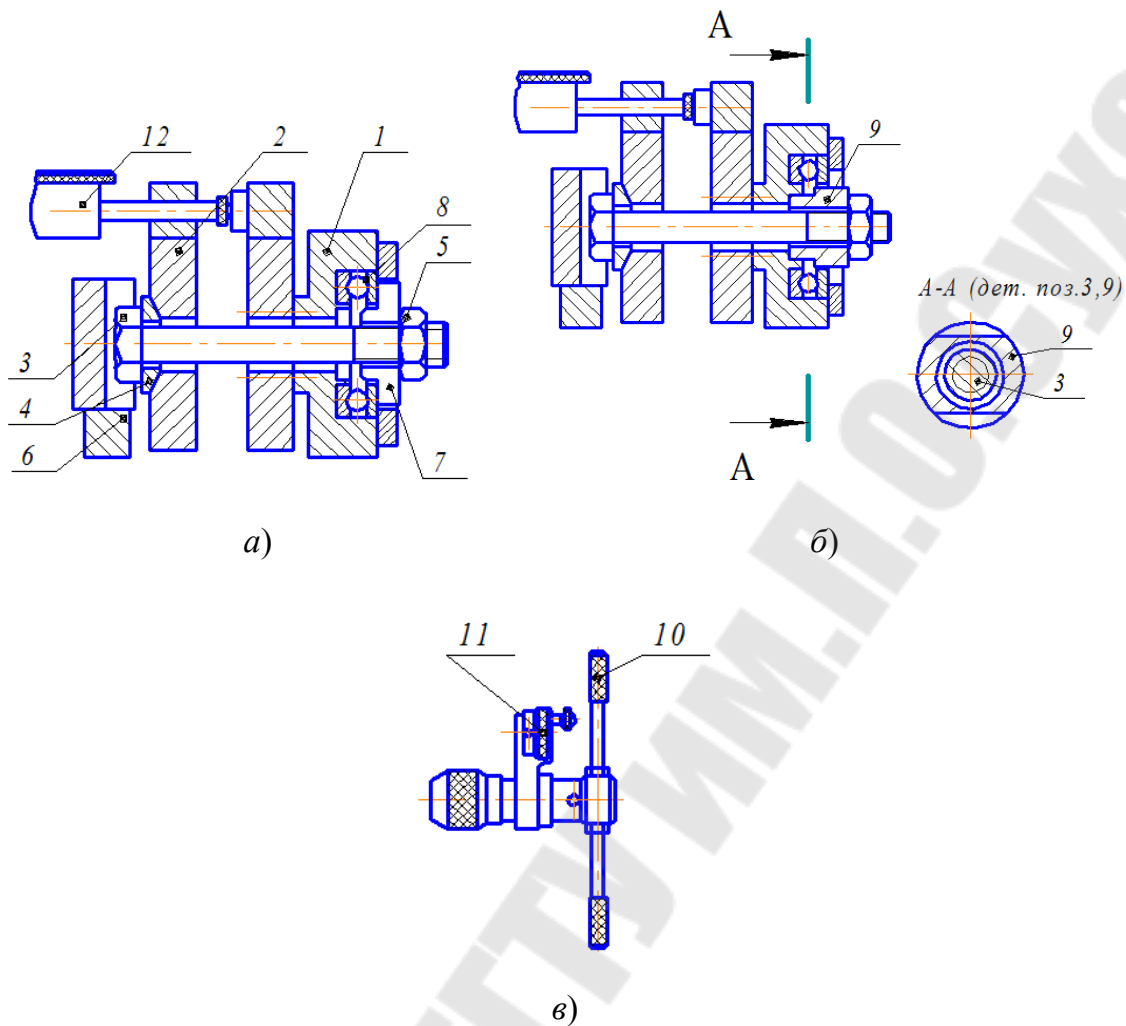


Рис. 2.4. Схема приспособления ДМ27М

3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с расчетными зависимостями, устройством и принципом действия установки.

2. Произвести обмер болтов и гаек, указанных преподавателем для исследования. Результаты обмера занести в табл. 2.2.

3. Определить величину допускаемой силы затяжки болта $[P]_{\text{зат}}$, Н, по формуле

$$[P]_{\text{зат}} = \frac{[\sigma] \cdot F_p}{1,3},$$

где F_p – расчетная площадь поперечного сечения болта, мм²; величину F_p выбирают по табл. 2.1; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение при растяжении, МПа:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n]};$$

1,3 – коэффициент, учитывающий, что болт при затяжке соединения испытывает одновременно растяжение и кручение; σ_T – предел текучести материала, МПа; $[n]$ – допускаемый предел запаса прочности болта; $[n] = 1,25-2,5$.

При изготовлении болтов из стали 15 (Ст. 3) ($\sigma_T = 240$ МПа, $[\sigma] = 160$ МПа).

$$[P]_{\text{зат}} = 123,3 \cdot F_p. \quad (2.13)$$

4. Определить величины усилий затяжки болта:

$$P_{\text{зат}1} = 0,2 \cdot [P]_{\text{зат}}; P_{\text{зат}2} = 0,4 \cdot [P]_{\text{зат}};$$

$$P_{\text{зат}3} = 0,6 \cdot [P]_{\text{зат}}; P_{\text{зат}4} = 0,8 \cdot [P]_{\text{зат}},$$

при которых и произвести исследование соединения.

5. Определить показания $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ и Δ_4 индикатора 12 динамометрической пружины 2 (рис. 2.4, а), соответствующие усилиям затяжки болта $P_{\text{зат}1}, P_{\text{зат}2}, P_{\text{зат}3}$ и $P_{\text{зат}4}$ по формуле

$$\Delta = P_{\text{зат}} \cdot \text{tg}\alpha = 2 \cdot 10^{-5} \cdot P_{\text{зат}}, \text{ мм.} \quad (2.14)$$

6. Собрать приспособление по схеме рис. 2.4, а.

7. Закручивая гайку 5 динамометрическим ключом 10 (рис. 2.4), последовательно создать усилия $P_{\text{зат}1}, P_{\text{зат}2}, P_{\text{зат}3}$ и $P_{\text{зат}4}$ затяжки болта, контролируя их величины по показаниям $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ и Δ_4 индикатора 12 динамометрической пружины 2 (см. пункт 5).

8. Для усилий $P_{\text{зат}1}, P_{\text{зат}2}, P_{\text{зат}3}$ и $P_{\text{зат}4}$ определить показания $\Delta'_1, \Delta'_2, \Delta'_3$ и Δ'_4 индикатора 11 динамометрического ключа 10 (рис. 2.4, а).

9. Определить величины моментов $T_{к1}, T_{к2}, T_{к3}$ и $T_{к4}$, Н, на ключе, соответствующие усилиям $P_{\text{зат}1}, P_{\text{зат}2}, P_{\text{зат}3}$ и $P_{\text{зат}4}$ затяжки болта, по формуле

$$T_k = 23,4 \cdot 10^3 \cdot \Delta'. \quad (2.15)$$

При сборке приспособления по схеме рис. 2.4, а $T_k = T_p$.

10. По формуле (2.9) определить величины коэффициентов f_{p1}, f_{p2}, f_{p3} и f_{p4} трения в резьбе, соответствующие усилиям $P_{\text{зат}1}, P_{\text{зат}2}, P_{\text{зат}3}$ и $P_{\text{зат}4}$ затяжки болта.

11. По формуле (2.11) определить величины КПД винтовой пары η_1, η_2, η_3 и η_4 без учета трения на опорном торце гайки, соответствующие усилиям $P_{зат1}, P_{зат2}, P_{зат3}$ и $P_{зат4}$.

12. Не меняя болта, собрать приспособление по схеме рис. 2.4, б и выполнить действия согласно пунктам 7, 8 и 9. При этом момент на ключе T_k равен сумме моментов T_p и T_T (см. зависимость (2.1)).

13. По формуле (2.10) определить коэффициенты трения на опорном торце гайки f_{T1}, f_{T2}, f_{T3} и f_{T4} , соответствующие усилиям $P_{зат1}, P_{зат2}, P_{зат3}$ и $P_{зат4}$.

14. По формуле (2.12) определить величины КПД винтовой пары $\eta'_1, \eta'_2, \eta'_3$ и η'_4 , соответствующие усилиям $P_{зат1}, P_{зат2}, P_{зат3}$ и $P_{зат4}$.

15. Результаты измерений и вычислений занести в табл. 2.3.

16. Построить графики изменения моментов T_p и T_k в зависимости от усилий затяжки болта $P_{зат}$.

17. Повторить исследования для всех болтов, указанных преподавателем (см. пункт 2).

18. Составить отчет о проделанной работе.

Примечание. Зависимости (2.14) и (2.15) получены в результате обработки тарировочных графиков динамометрических пружины и ключа.

4. Содержание отчета о проделанной работе

1. Наименование и цель работы.
2. Схема установки для исследования (рис. 2.2).
3. Характеристика исследованных болтов и гаек (табл. 2.2).

Таблица 2.2

Характеристика исследованных болтов и гаек

№ п/п	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения		
				1	2	3
1	Наружный диаметр болта	d	мм			
2	Средний диаметр резьбы	d_2	мм			
3	Шаг резьбы	P	мм			
4	Угол профиля резьбы	α	град			
5	Угол подъема винтовой линии	ψ	град			
6	Высота гайки	H	мм			
7	Размер под ключ	S	мм			
8	Наружный диаметр опорной поверхности гайки	D_1	мм			

Окончание табл. 2.2

№ п/п	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения		
				1	2	3
9	Диаметр отверстия под болт	$d_{отв}$	мм			
10	Средний диаметр опорной поверхности гайки	D_{cp}	мм			
11	Расчетная площадь поперечного сечения болта	F_p	мм ²			
12	Допускаемая сила затяжки болта	$[P]_{зат}$	Н			

4. Результаты определения коэффициента трения в резьбе f_p и на торце гайки f_T (табл. 2.3).

5. Результаты определения КПД винтовой пары (табл. 2.3).

6. Графики изменения моментов T_p и T_k в зависимости от усилий затяжки болта $P_{зат}$.

7. Выводы о проделанной работе с анализом соотношений между моментами T_p и T_k , коэффициентами f_p и f_T и КПД винтовой пары.

Таблица 2.3

Результаты определения коэффициентов трения в резьбе f_p и на торце гайки f_T

№ п/п	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения			
				1	2	3	4
1	Сила затяжки болта	$P_{зат}$	Н				
2	Показания индикатора 12 на пружине 2 (рис. 2.4, а)	Δ	мм				
СХЕМА СБОРКИ ПО РИС. 2.4, а							
3	Показания индикатора 11 на ключе 10 (рис. 2.4, в)	Δ'	мм				
4	Момент на ключе	$T_k = T_p$	Н · мм				
5	Коэффициент трения в резьбе	f_p	—				
6	Среднее значение коэффициента трения в резьбе	$f_{p\text{ ср}} = \frac{1}{3}(f_{p1} + f_{p2} + f_{p3} + f_{p4})$					
7	КПД винтовой пары без учета трения на торце гайки	η	—				
8	Среднее значение КПД винтовой пары без учета трения на торце гайки	$\eta_{\text{ ср}} = \frac{1}{3}(\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 + \eta_4)$					

№ п/п	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения			
				1	2	3	4
СХЕМА СБОРКИ ПО РИС. 2.4, б							
9	Показания индикатора <i>II</i> на ключе <i>10</i> (рис. 2.4, в)	Δ'	мм				
10	Момент на ключе	T_k	мм				
11	Момент сил трения на опорном торце гайки	$T_k - T_p$	Н · мм				
12	Коэффициент трения на опорном торце гайки	f_T	–				
13	Среднее значение коэффициента трения на опорном торце гайки	$f_{T, \text{cp}} = \frac{1}{3}(f_{T1} + f_{T2} + f_{T3} + f_{T4})$					
14	КПД винтовой пары с учетом трения на торце гайки	η	–				
15	Среднее значение КПД винтовой пары с учетом трения на торце гайки	$\eta_{\text{cp}} = \frac{1}{3}(\eta_1 + \eta_2 + \eta_3 + \eta_4)$					

5. Контрольные вопросы

1. Какие деформации испытывает болт при затяжке?
2. Чему равен момент на ключе T_k с учетом и без учета трения на торце гайки?
3. Как определить момент сил трения в резьбе T_p ?
4. Как определить угол подъема винтовой линии?
5. Чему равен приведенный коэффициент трения в резьбе? В какой резьбе прямоугольной или треугольной он больше?
6. Как определить момент сил трения на торце гайки T_T ?
7. Где приложена равнодействующая сил трения на торце гайки?
8. От чего зависит КПД винтовой пары?

Лабораторная работа № 3 **ИССЛЕДОВАНИЕ БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ,** **РАБОТАЮЩЕГО НА СДВИГ**

Цель работы:

1. Экспериментально определить величину силы $P_{\text{ЭК}}$, сдвигающей детали в стыке и коэффициента трения f на поверхности стыка деталей болтового соединения (болт поставлен с зазором).
2. По величине силы $P_{\text{ЭК}}$ определить диаметр болта, поставленного без зазора.

1. Теоретическая часть

В соединении, нагруженном сдвигающей силой P , болт может быть поставлен с зазором и без зазора.

Если болт поставлен с зазором (рис. 3.1, а), сила P уравновешивается силами трения в стыке деталей, возникающими от затяжки болта (рис. 3.1, б).

Значение силы P , Н, при которой детали сдвигаются, определяют по формуле

$$P = P_{\text{зат}} \cdot f_0 \cdot i \cdot z = 2f_0 \cdot P_{\text{зат}}, \quad (3.1)$$

где $P_{\text{зат}}$ – усилие (осевое) затяжки болта, Н; f_0 – коэффициент трения покоя на поверхностях стыка деталей; i – число стыков (поверхностей трения) деталей; $i = 2$; z – число болтов в соединении; $z = 1$.

Момент на ключе $T_{\text{к}}$, Н·мм, прикладываемый к гайке при затяжке болта:

$$T_{\text{к}} = 0,5P_{\text{зат}} [d_2 \cdot \text{tg}(\psi + \rho') + f_{\text{т}} \cdot D_{\text{ср}}] = P_{\text{р}} \cdot L_{\text{р}} = 600 \cdot P_{\text{р}}, \quad (3.2)$$

где $L_{\text{р}}$ – расчетная длина динамометрического ключа (рис. 3.2, б), мм; $L_{\text{р}} = 600$ мм; $f_{\text{т}}$ – коэффициент трения на опорном торце гайки; величину $f_{\text{т}}$ выбирают по табл. 3.1.

Таблица 3.1

Коэффициенты трения на опорном торце гайки $f_{\text{т}}$
и в резьбе $f_{\text{р}}$

№ п/п	Условия работы	Коэффициент трения	
		$f_{\text{т}}$	$f_{\text{р}}$
1	Без смазки	0,30	0,35
2	Слабые следы смазки	0,18	0,20
3	Смазанные поверхности	0,07	0,10

D_{cp} – средний диаметр опорной поверхности гайки (см. формулу (2.7));
 d_2 – средний диаметр резьбы, мм; величину d_2 выбирают по табл. 2.1;
 ψ – угол подъема винтовой линии, град; величину ψ выбирают по табл. 2.1; ρ' – приведенный угол трения в резьбе, град:

$$\rho' = \frac{\arctg f_p}{\cos(\alpha/2)} = \arctg 1,14 \cdot f_p, \quad (3.3)$$

α – угол профиля резьбы, град; f_p – коэффициент трения в резьбе; величину f_p выбирают по табл. 3.1.

Из (3.2) сила P_p , Н, на рукоятке ключа:

$$P_p = \frac{P_{зат}}{1200} [d_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \rho') + f_T \cdot D_{cp}]. \quad (3.4)$$

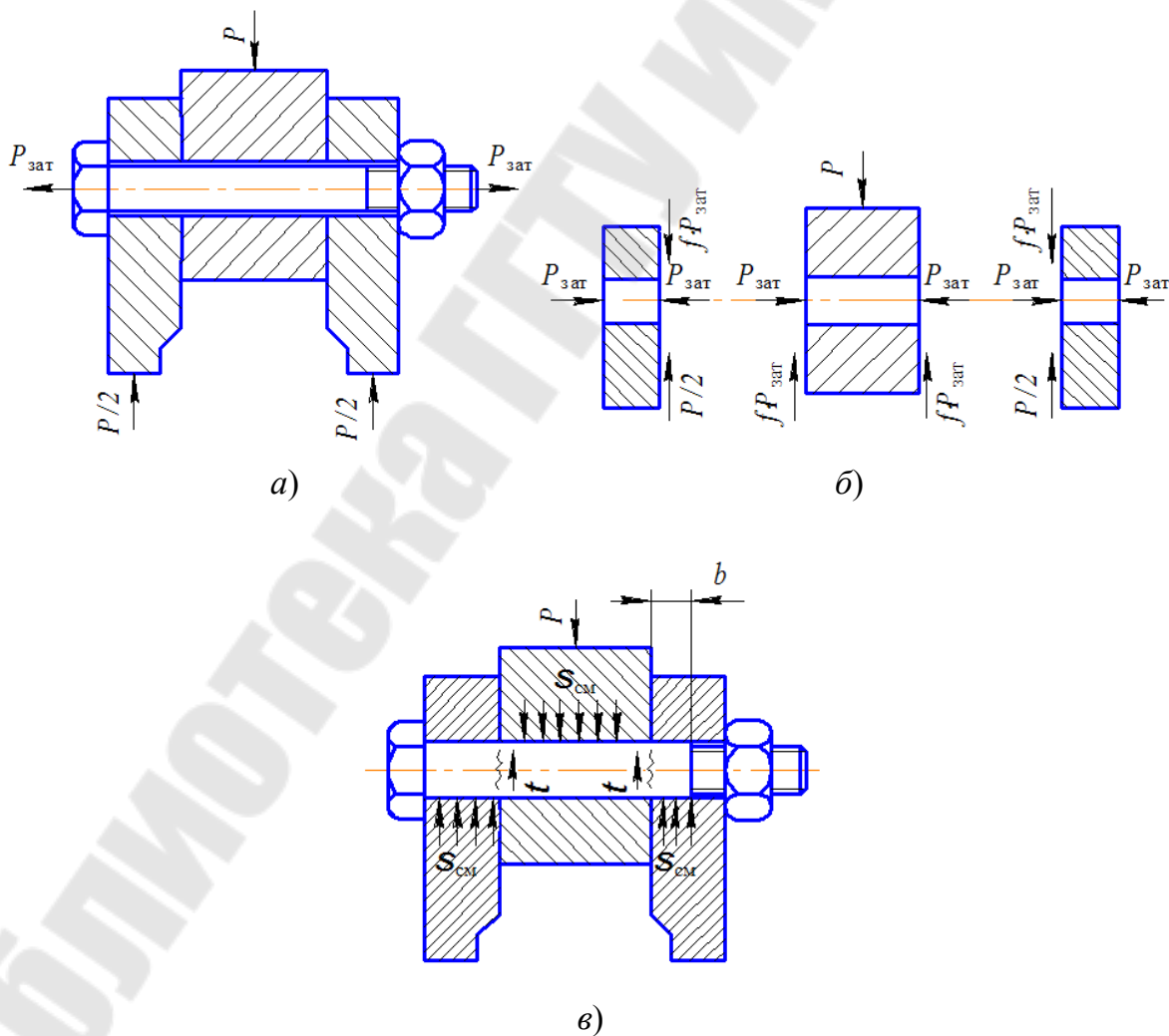


Рис. 3.1. Схема установки болтов

Решая совместно равенства (3.1) и (3.4), получим

$$f_0 = \frac{P}{2P_{\text{зат}}} = \frac{P}{2400 \cdot P_{\text{зат}}} [d_2 \cdot \text{tg}(\psi + \rho') + f_T \cdot D_{\text{ср}}]. \quad (3.5)$$

Если болт поставлен без зазора (рис. 3.1, в), сила P воспринимается болтом и силами трения в стыке деталей, которые при расчете прочности соединения не учитывают. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза $\tau_{\text{ср}}$ и смятия $\sigma_{\text{см}}$.

Условия прочности болта имеют вид:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{P}{(\pi \cdot d^2 / 4) \cdot i \cdot z} = \frac{2P}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau]_{\text{ср}}; \quad (3.6)$$

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{P/2}{d \cdot b} = \frac{P}{2d \cdot b} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad (3.7)$$

где d – диаметр стержня болта, мм; i – число плоскостей среза; $i = 2$; z – число болтов в соединении; $z = 1$; b – наименьшая высота поверхности смятия, мм (рис. 3.1, в); $[\tau]_{\text{ср}}$ – допускаемые напряжения среза, МПа:

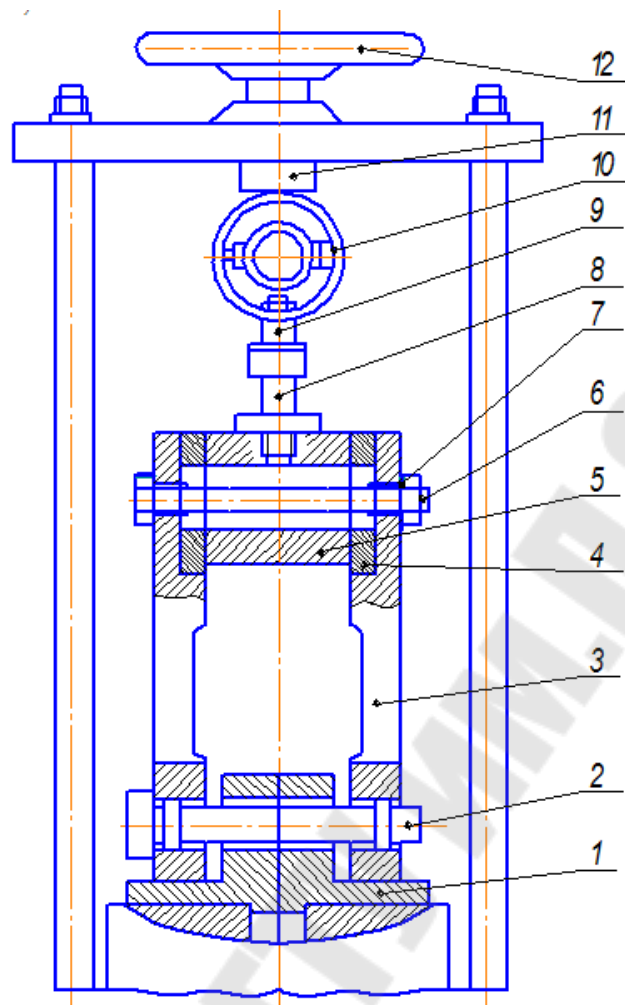
$$[\tau]_{\text{ср}} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T;$$

$$[\tau]_{\text{см}} = (0,3 \dots 0,4) \sigma_T,$$

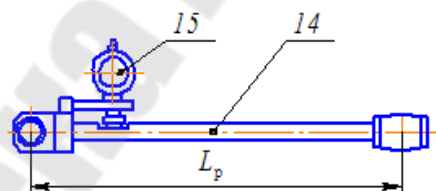
σ_T – предел текучести материала болта, МПа; для стали 15 $\sigma_T = 240$ МПа.

2. Оборудование и принадлежности

Приспособление типа ДМ23М для исследования болтового соединения центрируется по оси стола машины типа ДМ30М (см. рис. 2.1) и крепится к столу двумя болтами с гайками (рис. 3.2, а).



a)



б)

Рис. 3.2. Схема приспособления ДМ23М

Приспособление состоит из основания 1, двух щек 3, сменных пластин 4 и ползуна 5. Щеки 3 соединены с основанием 1 осью 2. Стяжной болт 6 центрируется в отверстиях щек 3 втулками 7. В начальном положении ползун 5 устанавливают так, чтобы его риска совпадала с верхней риской пластины 4. В конечном положении риска на ползуне должна совпадать с нижней риской пластины.

Затяжку болта производят динамометрическим ключом 14. Усилия затяжки болта $P_{\text{зат}}$ контролируют по величине силы P_p на рукоятке ключа по показаниям индикатора 15 (рис. 3.2, б). Предельное усилие на рукоятке ключа $[P]_p = 200$ МПа.

Давление на ползун 5 осуществляется через упор 8 наконечником 9, соединенным с динамометрическим кольцом 10 (рис. 3.2, а) при вращении маховика 11 (см. рис. 2.1) машины ДМ30М. Величину силы P , прикладываемой к ползуну 5, определяют по показаниям Δ' индикатора 13 кольца 10 (см. зависимость (3.9)). Предельное усилие на кольце $[P] = 20000$ Н.

В комплект приспособления входит: набор болтов различных диаметров с гайками и втулками; пластины и ползуны из различных материалов и с разной чистотой обработки поверхностей их соприкосновения.

3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с расчетными зависимостями (раздел 1), устройством и принципом действия установки (раздел 2).

2. Из комплекта деталей отобрать, по указанию преподавателя, болт, гайку, ползун, две пластины и две втулки для болта.

3. Путем обмера деталей, вычисления по зависимости (2.7) и по табл. 2.1 определить необходимые параметры соединения. Результаты занести в табл. 2.2.

4. По табл. 3.1 и зависимости (3.3) определить величины f_p , f_T и ρ' .

5. По формуле (2.13) определить величину допускаемой силы затяжки болта $[P]_{\text{зат}}$.

6. Определить величины усилий затяжки болта:

$$P_{\text{зат}1} = 0,2 \cdot [P]_{\text{зат}}; P_{\text{зат}2} = 0,4 \cdot [P]_{\text{зат}};$$

$$P_{\text{зат}3} = 0,6 \cdot [P]_{\text{зат}}; P_{\text{зат}4} = 0,8 \cdot [P]_{\text{зат}},$$

при которых и произвести исследование соединения.

7. По формуле (3.4) определить величины усилий P_{p1} , P_{p2} , P_{p3} и P_{p4} на ключе, соответствующие усилиям $P_{\text{зат}1}$, $P_{\text{зат}2}$, $P_{\text{зат}3}$ и $P_{\text{зат}4}$ затяжки болта (см. пункт 6).

8. Определить показания $\Delta_1, \Delta_2, \Delta_3$ и Δ_4 , мм, индикатора 15 на ключе 14, соответствующие усилиям P_{p1}, P_{p2}, P_{p3} и P_{p4} на ключе по формуле

$$\Delta = 1,6 \cdot 10^{-6} \cdot P_p. \quad (3.8)$$

9. Собрать приспособление по схеме рис. 3.2, а, установить ползун 5 в начальное положение (см. пункт 2).

10. Произвести затяжку болта силой $P_{зат1}$, соответствующей силе P_{p1} на ключе, величину которой контролируют по показанию Δ_1 индикатора 15 на ключе 14 (рис. 3.2, б).

11. Вращая маховик 12, опустить ползун 11 с присоединенным к нему кольцом 10 до соприкосновения наконечника 9 с упором 8 (см. описание установки ДМ30М). Установить стрелку индикатора 13 (рис. 3.2, а) на ноль.

12. Медленно вращая маховик 11 (рис. 2.1), плавно нагрузить соединение сдвигающей силой P_1 . Начало сдвига ползуна 5 фиксируется по скачку индикатора 13 динамометрического кольца 10 (рис. 3.2, а). Наибольшее показание Δ'_1 индикатора 13 соответствует предельному значению трения покоя.

13. Аналогично (см. пункты 9–12) определить показания Δ'_2, Δ'_3 и Δ'_4 индикатора 13 при усилиях P_{p2}, P_{p3} и P_{p4} на ключе.

14. По величинам $\Delta'_1, \Delta'_2, \Delta'_3$ и Δ'_4 определить величины P_1, P_2, P_3 и P_4 , Н, сдвигающих сил по формуле

$$P = 23,4 \cdot 10^3 \cdot \Delta'. \quad (3.9)$$

15. По формуле (3.5) определить величины f_{01}, f_{02}, f_{03} и f_{04} коэффициента трения на стыке деталей соединения, соответствующие усилиям P_1, P_2, P_3 и P_4 (P_{p1}, P_{p2}, P_{p3} и P_{p4}).

16. Определить выигрыш в силе в резьбовом соединении по формуле $P_{зат} / P_p$.

17. Результаты измерений и вычислений занести в табл. 3.2.

18. Построить график $P = f(P_p)$.

19. По максимальной величине сдвигающей силы P определить диаметр болта, поставленного без зазора (см. зависимости (3.6), (3.7)).

20. Составить отчет о проделанной работе.

Примечание. Зависимости (3.8) и (3.9) получены в результате обработки тарировочных графиков динамометрических ключа 14 и кольца 10.

4. Содержание отчета о проделанной работе

1. Наименование и цель работы.
2. Расчетная схема соединения (см. рис. 3.1).
3. Характеристика исследованных болта и гайки (см. табл. 2.2).
4. Результаты определения сдвигающей силы P и коэффициента трения f_0 в стыке деталей (табл. 3.2).

Таблица 3.2

Результаты определения сдвигающей силы P
и коэффициента на стыке деталей f_0

№ п/п	Наименование	Обозначение	Единица измерения	Числовые значения			
				1	2	3	4
1	Коэффициент трения в резьбе	f_p	—				
2	Коэффициент трения на опорном торце гайки	f_r	—				
3	Приведенный угол трения	ρ'	град				
4	Сила затяжки болта	$P_{\text{зат}}$	Н				
5	Сила на рукоятке ключа	P_p	Н				
6	Показания индикатора 15 на ключе 14	Δ	мм				
7	Показания индикатора 13 на кольце 10	Δ'	мм				
8	Сдвигающая сила	P	Н				
9	Коэффициент трения в стыке деталей	f_0	—				
10	Выигрыш в силе в резьбовом соединении	$P_{\text{зат}} / P_p$	—				

5. График $P = f(P_p)$ зависимости сдвигающей силы P от силы P_p на ключе.

6. Результаты расчета болта, поставленного без зазора.

7. Выводы о проделанной работе с анализом зависимости между P и $P_{\text{зат}}$, $P_{\text{зат}}$ и P_p о наиболее целесообразной конструкции соединения.

5. Контрольные вопросы

1. За счет чего уравнивается сдвигающая сила в резьбовом соединении, если болт поставлен без зазора и с зазором?

2. По каким критериям рассчитывают болт, поставленный без зазора?

3. Как определить необходимую затяжку болта, поставленного с зазором?

4. Как определить необходимый момент завинчивания на ключе?

5. Как определить коэффициент трения в стыке деталей?

6. Дать сравнительную характеристику соединений по рис. 3.1, *a*, *b*.

Блок 3. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ И ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ

Лабораторная работа № 4 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Цель работы: ознакомиться с классификацией, характеристиками, конструкцией, условными обозначениями и областями применения основных типов подшипников качения.

1. Теоретическая часть

Подшипники качения представляют собой готовый узел, основным элементом которого являются тела качения – шарики или ролики, устанавливаемые между кольцами и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга обоймой, называемой сепаратором.

Подшипники качения передают силы между валом и корпусом при относительном их вращении.

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам: форме тел качения; направлению воспринимаемой нагрузки; числу рядов тел качения; основным конструктивным признакам.

На подшипниках должна быть маркировка их условного обозначения в соответствии с ГОСТ 3189–89, условного обозначения предприятия-изготовителя и условного знака года выпуска.

Маркировку в зависимости от применяемого технологического процесса наносят на любые поверхности подшипника, кроме поверхностей качения.

ГОСТ 3189–89 устанавливает систему условных обозначений подшипников и распространяется на шариковые и роликовые подшипники (кроме подшипников по ГОСТ 4060–78 и ГОСТ 24310–80). Эта система принята на заводах России и стран СНГ.

Основное условное обозначение подшипника состоит из 7 основных знаков.

Дополнительные знаки условного обозначения располагают справа и слева от основного обозначения. Дополнительные знаки справа начинают с прописной буквы, а дополнительные знаки слева отделены от основного условного обозначения знаком *тире*.

Условное обозначение подшипника, состоящее из основных знаков и дополнительных знаков, является **полным условным обозначением**.

Расшифровку знаков выполняют в порядке перечисления **справа налево**.

Основные конструктивные исполнения подшипников – по ГОСТ 3395–89.

Знаки, обозначающие дополнительные требования, проставляют слева и справа от основного обозначения.

Типы и конструктивные исполнения подшипников регламентированы ГОСТ 3395–89.

Общие технические условия установлены ГОСТ 520–2002 и распространяются на шариковые и роликовые подшипники качения с отверстием диаметром от 0,6 до 2000 мм.

Шарики должны соответствовать требованиям ГОСТ 3722–81, ролики игольчатые – ГОСТ 6870–81, ролики цилиндрические короткие с прямолинейной образующей – ГОСТ 22696–77, ролики цилиндрические длинные с прямолинейной образующей – ГОСТ 25255–82, ролики со скосами на краях, ролики конические с прямолинейной образующей, ролики с выпуклой образующей всех типов (бомбиной, модифицированным контактом, бочкообразные) – по нормативному документу.

В соответствии с ГОСТ 520–2002 установлены классы точности подшипников (табл. 4.1). Обозначения классов точности приведены в порядке повышения точности.

Таблица 4.1

Классы точности подшипников

Обозначение класса точности	Тип подшипника
8, 7, нормальный, 6, 5, 4, Т, 2	Шариковые и роликовые радиальные и шариковые радиально-упорные
8, 7, нормальный, 6, 5, 4, 2	Упорные и упорно-радиальные
8, 7, 0, нормальный, 6X, 6, 5, 4, 2	Роликовые конические

Для изготовления колец подшипников и тел качения чаще всего используют хромистую сталь марки ШХ15, содержащую 1 % углерода и 1,5 % хрома.

Для изготовления деталей подшипников с большим поперечным сечением используют стали, легированные марганцем и молибденом, отличающиеся хорошей сквозной прокаливаемостью.

Подшипники качения стандартизированы.

2. Оборудование и принадлежности

Набор подшипников качения различных типоразмеров и штангенциркуль.

3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с общими сведениями, классификацией, характеристиками и условными обозначениями подшипников качения.

2. Ознакомиться с конструкцией подшипников, указанных преподавателем.

3. Замерить ширину, наружный и внутренний диаметры подшипников (схемы подшипников указывает преподаватель).

4. Выполнить эскизы подшипников с указанием габаритных размеров и направления воспринимаемых нагрузок.

5. Расшифровать условные обозначения и дать краткую характеристику подшипников.

4. Содержание отчета о проделанной работе

1. Наименование и цель работы.

2. Общие сведения о подшипниках качения (достоинства, недостатки, материал, классификация).

3. Чертеж подшипников (с размерами).

4. Расшифровка условных обозначений подшипников.

5. Краткая характеристика подшипников (воспринимаемая нагрузка, способность к фиксации вала в осевом направлении, сравнительная грузоподъемность).

5. Контрольные вопросы

1. Каковы достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения?

2. Из каких деталей состоят подшипники качения? Какова роль сепараторов в подшипниках?

3. Как классифицируются подшипники качения по направлению воспринимаемой нагрузки, по форме тел качения и по габаритным размерам?

4. Какие различают основные типы шарико- и роликоподшипников по конструкции и где они применяются?

5. Каковы особенности конструкции и работы сферических и игольчатых подшипников? Где они применяются?
6. Сколько имеется классов точности подшипников и чем они характеризуются?
7. Чем руководствуются при выборе типоразмера подшипника качения?
8. Как расшифровывается условное обозначение подшипника?
9. Укажите конструктивные исполнения базового типоразмера подшипника (по указанию преподавателя).
10. Что характеризует дополнительное условное обозначение подшипника и как оно проставляется?
11. Из каких материалов изготавливают тела качения, кольца и сепараторы?

Лабораторная работа № 5 **ИЗУЧЕНИЕ ТИПОВЫХ КОНСТРУКЦИЙ** **ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ**

Цель работы:

1. Ознакомиться с конструкциями подшипниковых узлов редукторов различного типа.
2. Изучить способы установки, регулировки и смазки подшипников.
3. Изучить конструкции уплотнений подшипниковых узлов.

1. Теоретическая часть

Узел подшипника обеспечивает восприятие радиальных и осевых сил, а также исключает осевое смещение вала, нарушающее нормальную работу сопряженных деталей (зубчатых и червячных колес, червяков, уплотнений и др.). Это достигается за счет крепления подшипников на валах и фиксирования их в корпусе.

В большинстве случаев валы должны быть зафиксированы в опорах от осевых перемещений. По способности фиксировать осевое положение вала опоры разделяют на *фиксирующие* и *плавающие*. В фиксирующих опорах ограничено осевое перемещение вала в одном или обоих направлениях. В плавающей опоре осевое перемещение вала в любом направлении не ограничено. Фиксирующая опора воспринимает радиальную и осевую силы, а плавающая опора – только радиальную.

При установке подшипников требуется предусматривать возможность их регулирования.

Подшипники смазывают тем же маслом, что и детали передач.

Для предохранения от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги применяют уплотнительные устройства.

2. Оборудование и принадлежности

Для выполнения лабораторной работы необходимы плакаты подшипниковых узлов, при необходимости мерительный инструмент.

3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться по описанию и плакатам с конструкциями подшипниковых узлов, способами крепления подшипников качения на валах и способами установки их в корпусе.

2. Ознакомиться с конструкцией предложенного преподавателем подшипникового узла.

3. Определить схему установки подшипников в опорах, «плавающую» и фиксирующую опоры.

4. Указать порядок сборки подшипникового узла, способ регулировки подшипников, тип уплотнения.

4. Содержание отчета о проделанной работе

1. Наименование и цель работы.

2. Чертеж подшипникового узла со спецификацией.

3. Краткая характеристика подшипникового узла (схема установки подшипников, способ регулировки, смазки и уплотнения подшипников).

5. Контрольные вопросы

1. Какие конструктивные требования предъявляют к подшипниковым узлам?

2. Каковы схемы установки подшипников качения в цилиндрических и червячных редукторах?

3. Каковы схемы установки подшипников качения в конических редукторах, их достоинства и недостатки?

4. Каковы способы крепления подшипников на валах и в отверстиях корпуса редуктора?
5. Как регулируют осевые зазоры в подшипниках?
6. От чего зависит тип смазки подшипников качения?
7. Как производят регулировку зацеплений зубчатых и червячных передач?
8. Каковы виды уплотнений подшипниковых узлов и области их применения?

Блок 4. ЗУБЧАТЫЕ И ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Лабораторная работа № 6

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Цель работы:

1. Изучить кинематические схемы, варианты сборки и условные обозначения цилиндрических зубчатых редукторов.
2. Ознакомиться с конструкцией цилиндрического зубчатого редуктора, особенностями его разборки и сборки, системой смазки.
3. Определить габаритные и присоединительные размеры редуктора.
4. Определить геометрические параметры зубчатых колес и передаточные числа передач.
5. Определить основную нагрузочную и кинематическую характеристику редуктора, а также показатель технического уровня редуктора.

1. Теоретическая часть

Редуктор – это механизм, служащий для понижения угловых скоростей и увеличения крутящих моментов и выполненный в виде отдельного агрегата. Соединение редуктора с двигателем и рабочей машиной осуществляют с помощью муфт, открытых зубчатых передач (цилиндрической, конической) или ременных и цепных передач.

В зависимости от вида применяемых передач редукторы бывают: цилиндрические – Ц, конические – К, коническо-цилиндрические – КЦ, червячные – Ч, червячно-цилиндрические – ЧЦ, цилиндро-червячные – ЦЧ, планетарные – П, волновые – В.

На рис. 6.1 представлены кинематические схемы наиболее распространенных типов цилиндрических редукторов.

Для качественной и эффективной работы редукторов необходима смазка зубчатых зацеплений и подшипников.

Точность изготовления цилиндрических зубчатых передач регламентируется ГОСТ 1643–81, который предусматривает 12 степеней точности.

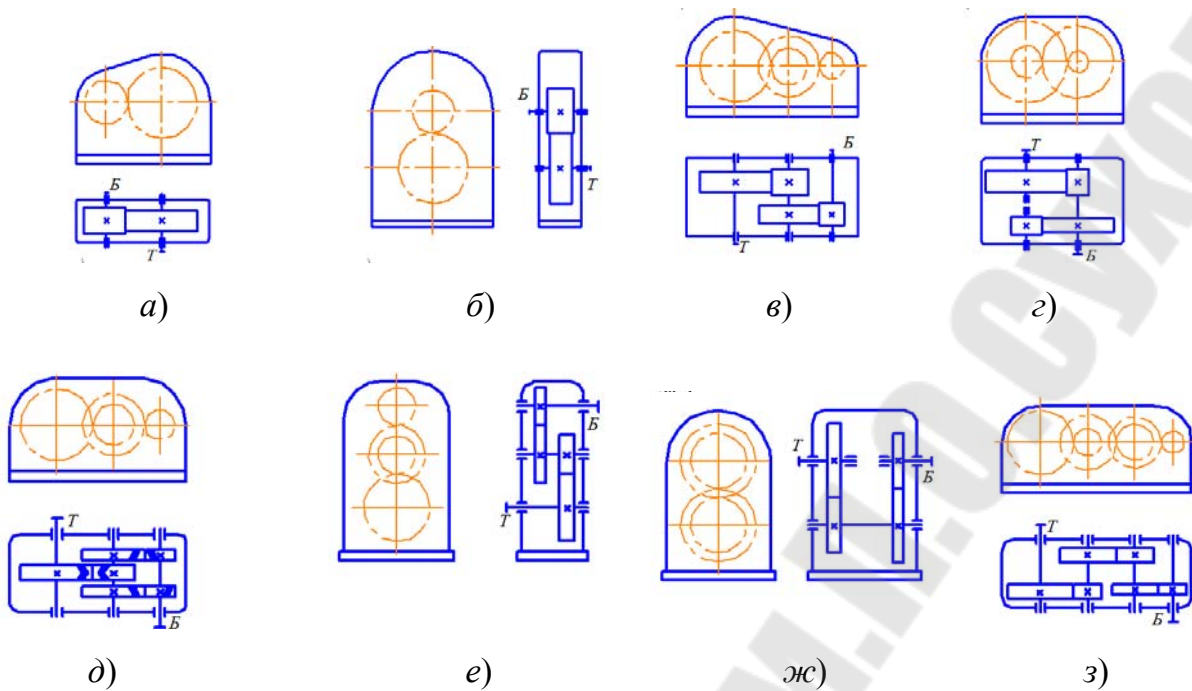


Рис. 6.1. Кинематические схемы цилиндрических редукторов:
a – одноступенчатый горизонтальный; *б* – одноступенчатый вертикальный;
в – двухступенчатый, выполненный по развернутой схеме; *з* – двухступенчатый соосный; *д* – двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью;
е – двухступенчатый вертикальный; *ж* – вертикальный соосный;
з – трехступенчатый, выполненный по развернутой схеме

2. Оборудование и принадлежности

Для выполнения лабораторной работы необходимы: редуктор цилиндрический одноступенчатый или двухступенчатый, слесарный и мерительный инструмент.

3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с общими сведениями о цилиндрических редукторах.
2. Ознакомиться с конструкцией редуктора, назначением его узлов и деталей.
3. Замерить габаритные и присоединительные размеры редуктора и составить габаритную схему (рис. 6.2).
4. Произвести разборку редуктора.
5. Вычертить кинематическую схему редуктора.
6. Определить основные параметры зацеплений обеих ступеней редуктора в следующей последовательности:

– подсчитать число зубьев шестерен z_1, z_3 и колес z_2, z_4 ;
 – измерить: диаметры окружностей вершин шестерен d_{a1}, d_{a3} и колес d_{a2}, d_{a4} ; ширину колес b_{w2}, b_{w4} и межосевые расстояния быстроходной $a_{wБ}$ и тихоходной $a_{wТ}$ ступеней редуктора;

– рассчитать по формулам:

1) передаточные числа быстроходной u_B и тихоходной u_T ступеней и всего редуктора:

$$u_B = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_T = \frac{z_4}{z_3}; \quad u_{ред} = u_B \cdot u_T; \quad (6.1)$$

2) коэффициенты ширины колес быстроходной $\psi_{aБ}$ и тихоходной $\psi_{aТ}$ ступеней редуктора:

$$\psi_{aБ} = \frac{b_{w2}}{a_{wБ}}; \quad \psi_{aТ} = \frac{b_{w4}}{a_{wТ}}; \quad (6.2)$$

3) торцовые модули быстроходной $m_{tБ}$ и тихоходной $m_{tТ}$ и тихоходной ступеней редуктора:

$$m_{tБ} = \frac{2a_{wБ}}{z_1 + z_2}; \quad m_{tТ} = \frac{2a_{wТ}}{z_3 + z_4}; \quad (6.3)$$

4) выбрать по ГОСТ 9563–60 (табл. 6.1) величины нормальных модулей быстроходной $m_{нБ}$ и тихоходной $m_{нТ}$ ступеней редуктора, как ближайшие меньшие значения к величинам $m_{tБ}$ и тихоходной $m_{tТ}$ (учитывая, что угол $\beta = 8^\circ - 15^\circ$, $\cos\beta = 0,99 \dots 0,96$).

Таблица 6.1

Модули зацепления (ГОСТ 9563–60)

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

– рассчитать с точностью до 1" углы наклона зубьев быстроходной β_B и тихоходной β_T ступеней редуктора по формуле

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_{ш} + z_к)}{2a_w}, \quad (6.4)$$

где $z_{ш}, z_к$ – числа зубьев шестерни и колеса;

– рассчитать по формулам:

1) делительные диаметры шестерен d_1 , d_3 и колес d_2 , d_4 :

$$d = \frac{m_n \cdot z}{\cos\beta}; \quad (6.5)$$

2) диаметры окружностей впадин зубьев шестерен d_{f1} , d_{f3} и колес d_{f2} , d_{f4} :

$$d_f = m_n \left(\frac{z}{\cos\beta} - 2,5 \right). \quad (6.6)$$

7. Замерить размеры и выполнить чертеж одного из валов редуктора (по указанию преподавателя) в сборе с зубчатым колесом и подшипниками.

8. Установить типы и обозначения подшипников качения на быстроходном, промежуточном и тихоходном валах редуктора.

9. Произвести сборку редуктора.

10. Составить отчет о проделанной работе.

4. Содержание отчета о проделанной работе

1. Наименование и цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора.
3. Габаритная схема редуктора.
4. Основные параметры редуктора (табл. 6.2).
5. Типы подшипников и их обозначение на валах: быстроходном, промежуточном и тихоходном.
6. Чертеж вала редуктора в сборе с зубчатыми колесами и подшипниками.

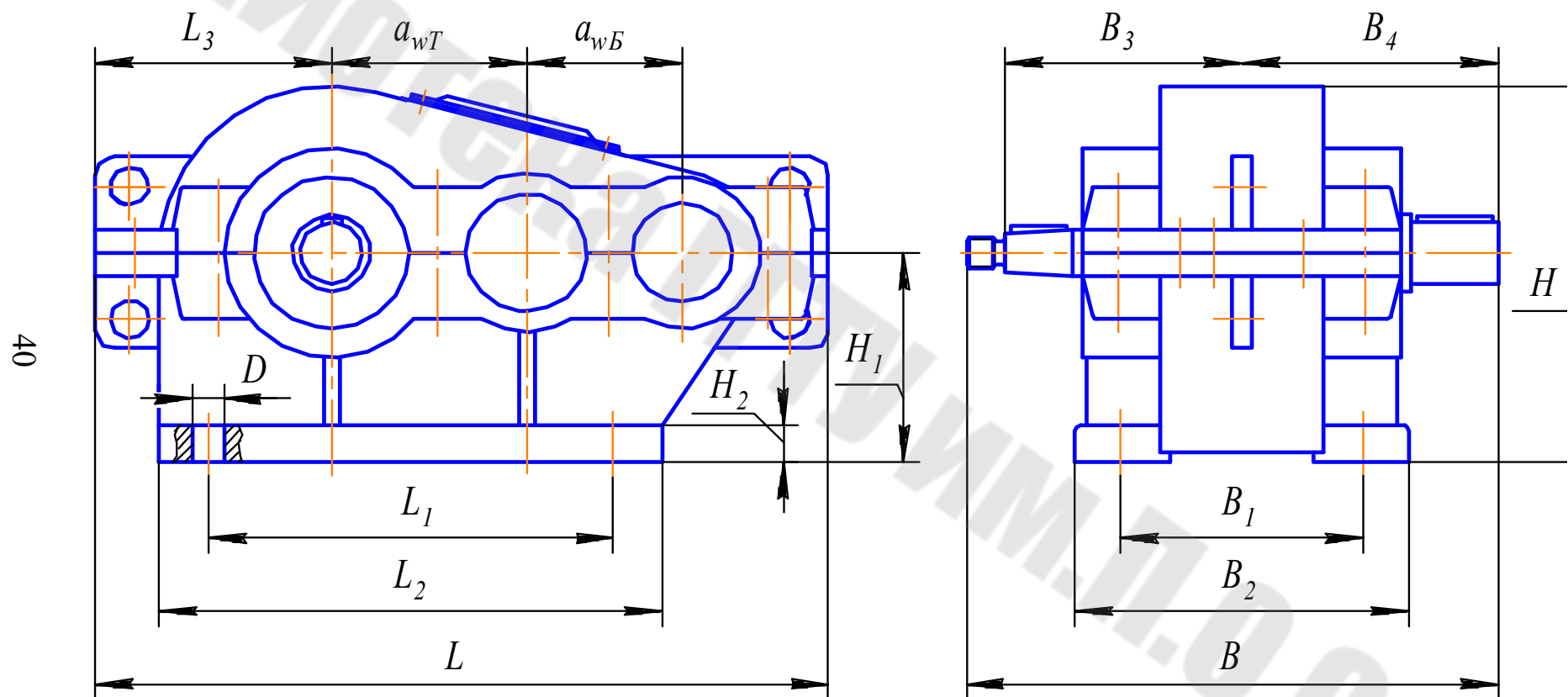


Рис. 6.2. Габаритные и присоединительные размеры цилиндрического редуктора

5. Контрольные вопросы

1. Что называют редуктором? Когда целесообразно применять одно-, двух- и трехступенчатые цилиндрические редукторы?
2. Какие схемы цилиндрических двухступенчатых редукторов Вы знаете? Перечислите их достоинства и недостатки.
3. Какие опоры валов применяют в редукторах с прямозубыми, косозубыми и шевронными передачами?
4. Из каких материалов и какими способами изготавливают корпуса редукторов?
5. Какие крышки применяют для подшипниковых узлов редукторов, их достоинство и недостатки?
6. Как и почему целесообразно располагать зубчатые колеса на входном и выходном валах редуктора?
7. Для чего и как производят регулировку подшипников?
8. Как смазываются зубчатые передачи и подшипники редукторов?
9. Как обеспечивается герметичность плоскости стыка крышки и корпуса и выходных концов валов редукторов?
10. Какое назначение имеют штифты, пробка в нижней части корпуса, смотровое отверстие, маслоуказатель, отжимные винты, вентиляционные устройства (отдушина).

Таблица 6.2

Основные параметры редуктора

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Степень	
				быстроходная	тихоходная
1	Тип передачи	—	—		
2	Направление зубьев: шестерни колеса	—			
		—	—		
		—	—		
3	Угол исходного контура по ГОСТ 13755–81	α	град		
4	Число зубьев: шестерни колеса	подсчитывается			
		$z_{1,3}$	—		
		$z_{2,4}$	—		
5	Передаточное число: ступени редуктора	определяется по формуле			
		$u_{Б,Т}$	—		
		$u_{ред}$	—		

Окончание табл. 6.2

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Степень	
				быстроходная	тихоходная
6	Диаметр окружности вершин: шестерни колеса	замеряется			
		$d_{a1,3}$	мм		
		$d_{a2,4}$	мм		
7	Ширина колеса	$b_{w2,4}$	мм		
8	Межосевое расстояние	$a_{wБ,Т}$	мм		
9	Коэффициент ширины колеса	$\psi_{wБ,Т}$	—		
10	Модуль торцовый	$m_{тБ,Т}$	мм		
11	Модуль нормальный	$m_{нБ,Т}$	мм		
12	Угол наклона зубьев	$\beta_{Б,Т}$	град		
13	Делительный диаметр: шестерни колеса	определяется по формуле			
		$d_{1,3}$	мм		
		$d_{2,4}$	мм		
14	Диаметр окружности впадин: шестерни колеса	определяется по формуле			
		$d_{f1,3}$	мм		
		$d_{f2,4}$	мм		

Лабораторная работа № 7

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ КОНИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

Цель работы:

1. Ознакомление с кинематическими схемами и конструкцией конического или коническо-цилиндрического редуктора, с регулировкой и смазкой его подшипников, со смазкой зацеплений.
2. Измерить габаритные и присоединительные размеры редуктора.
3. Определить параметры зацеплений конической и цилиндрической ступеней редуктора, геометрические параметры одного из его валов и расположенных на нем зубчатых колес и подшипников.

1. Теоретическая часть

Конические зубчатые редукторы применяют в тех случаях, когда по условиям компоновки машин необходима передача мощности между валами, оси которых расположены под углом. Обычно применяют передачи с пересекающимися осями и межосевыми углом, равным 90° . Передачи с углами, отличающимися от 90° , возможны, но применяются очень редко ввиду сложности изготовления корпусов.

Кинематические схемы конических и коническо-цилиндрических редукторов представлены на рис. 7.1.

Наибольшее применение получили редукторы с горизонтальным расположением валов, но из условий компоновки встречаются редукторы с вертикальным расположением быстроходного вала конической шестерни. Встречаются схемы и с вертикальным расположением тихоходного вала.

Передаточное число конической пары следует ограничивать, так как с ростом u возрастают нагрузки на опоры и валы. Рекомендуется принимать $u \leq 5 \dots 6$. По опыту редукторостроительной промышленности можно проектировать коническо-цилиндрические двухступенчатые редукторы с $u = 6,3 \dots 27,5$ и трехступенчатые с $u = 28,3 \dots 182$. Общепринятого метода распределения передаточных чисел по ступеням коническо-цилиндрических редукторов нет.

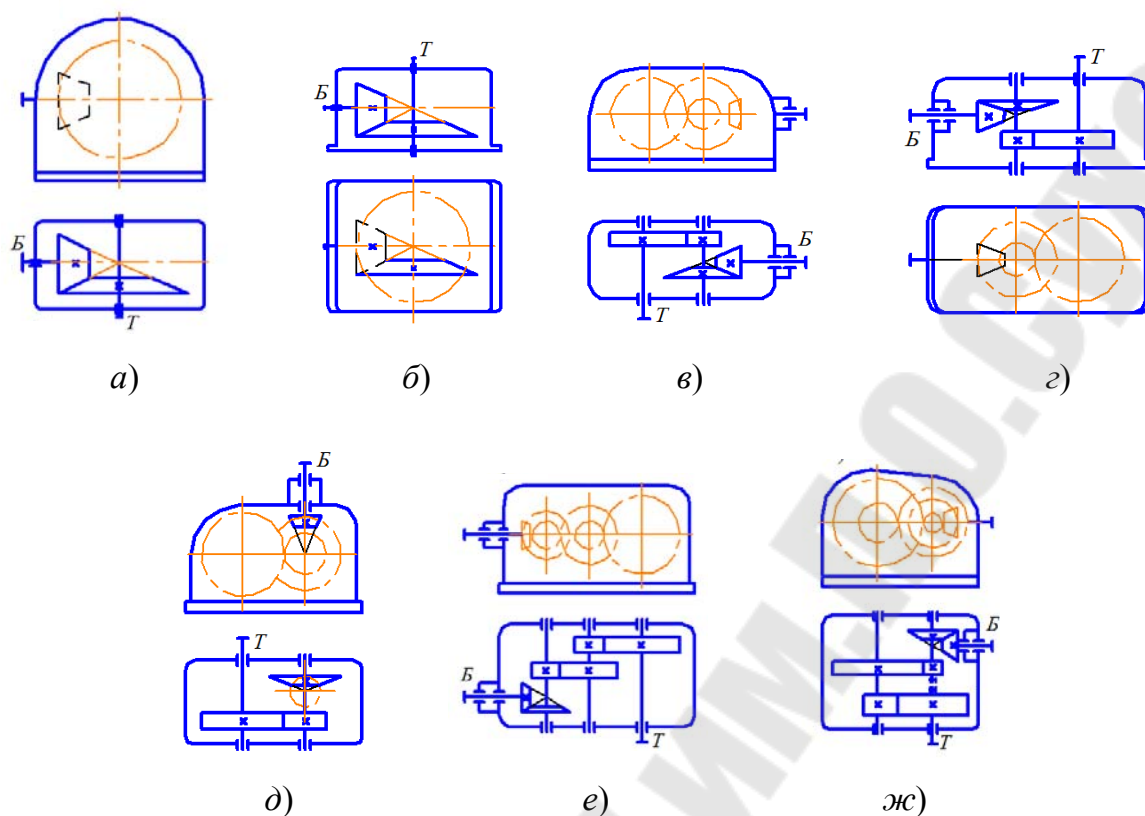


Рис. 7.1. Кинематические схемы конических и коническо-цилиндрических редукторов: *а* – конический одноступенчатый; *б* – конический одноступенчатый с вертикальным расположением тихоходного вала; *в* – коническо-цилиндрический; *г* – коническо-цилиндрический с вертикальным расположением тихоходного вала; *д* – коническо-цилиндрический с вертикальным расположением быстроходного вала; *е* – коническо-цилиндрический трехступенчатый; *ж* – коническо-цилиндрический трехступенчатый с соосной цилиндрической частью

2. Оборудование и принадлежности

Для выполнения лабораторной работы необходимы: конический или коническо-цилиндрический редуктор, мерительный и слесарный инструмент.

3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с общими сведениями о коническом или коническо-цилиндрическом редукторах.
2. Ознакомиться с конструкцией конического или коническо-цилиндрического редуктора, назначением его узлов и деталей.
3. Замерить габаритные и присоединительные размеры редуктора и составить габаритную схему (рис. 7.2 или 7.3).

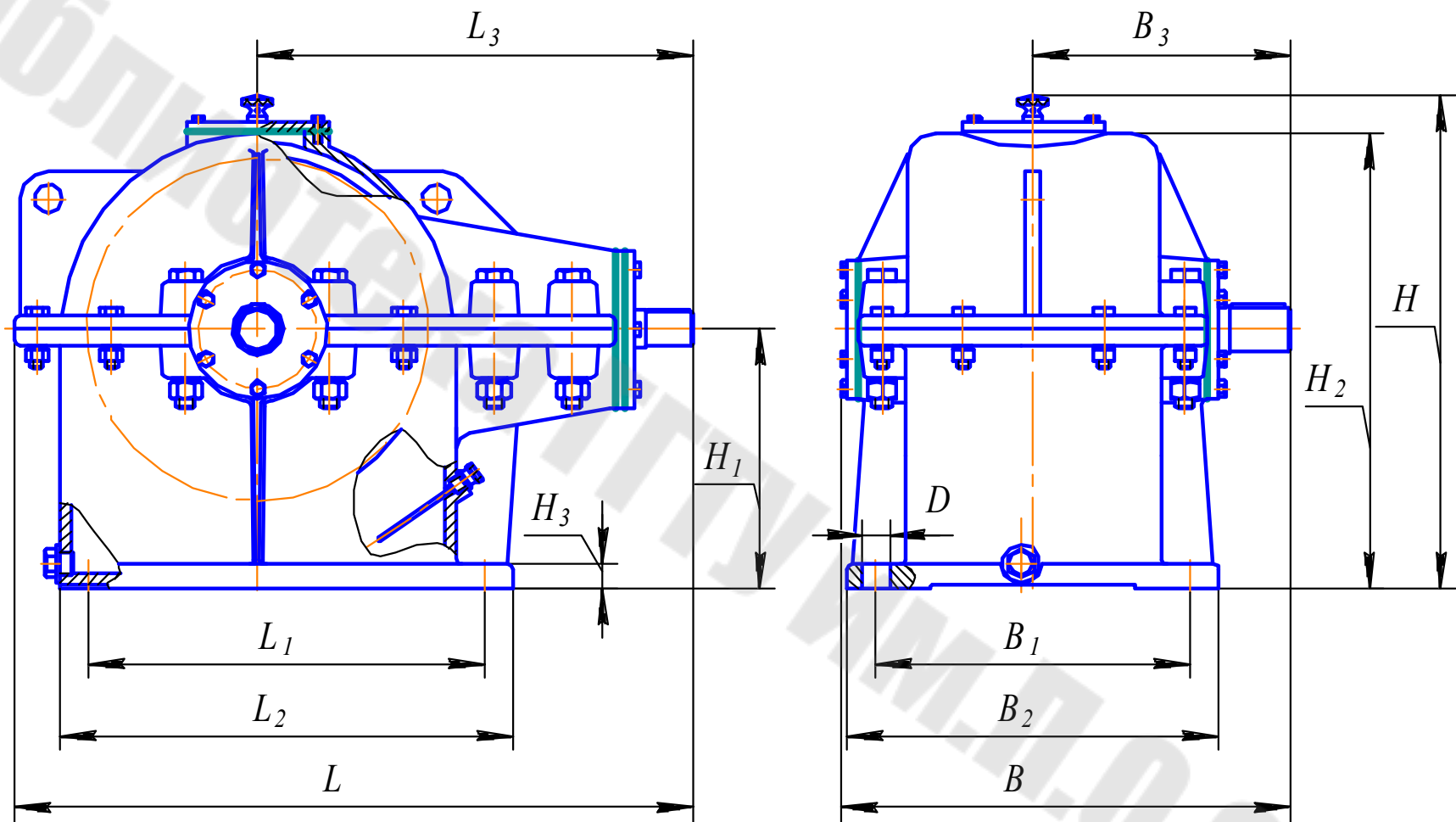


Рис. 7.2. Габаритные и присоединительные размеры одноступенчатого конического редуктора

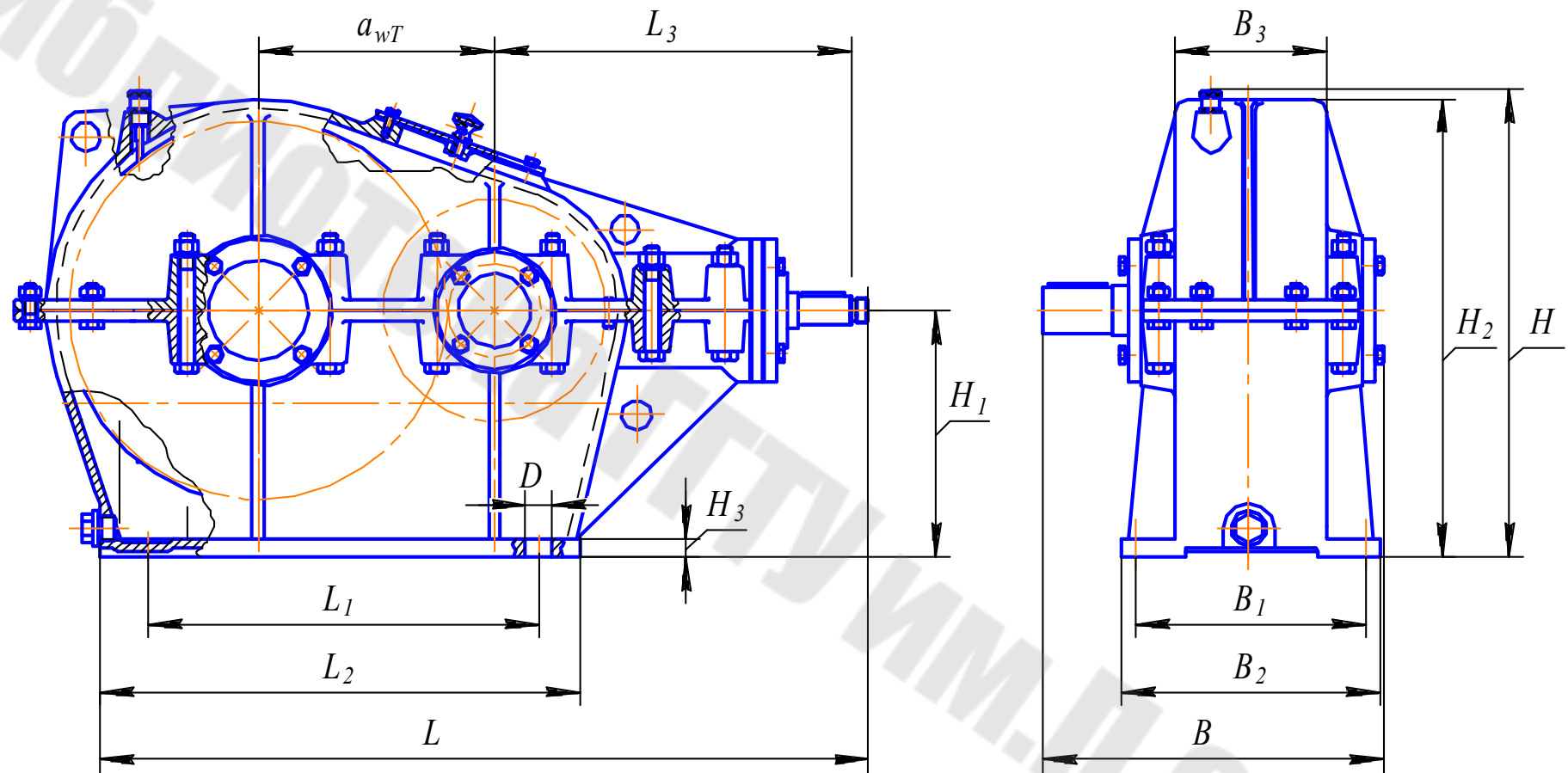


Рис. 7.3. Габаритные и присоединительные размеры коническо-цилиндрического редуктора

4. Произвести разборку редуктора.
5. Вычертить кинематическую схему редуктора.
6. Определить основные параметры зацеплений конической передачи редуктора в следующей последовательности:
 - подсчитать числа зубьев конической шестерни z_1 и колеса z_2 ;
 - подсчитать передаточное отношение быстроходной конической ступени редуктора u_B (формула (6.1), лабораторная работа № 6);
 - рассчитать углы делительного конуса шестерни δ_1 и колеса δ_2 по формулам:

$$\delta_2 = \arctg u_B, \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2; \quad (7.1)$$

- измерить нутромером наибольшую высоту зуба h_e шестерни и колеса, определить их среднее значение;
- измерить штангенциркулем внешние диаметры вершин шестерни d_{a1} и колеса d_{a2} , ширину зубчатого венца b_w ;
- определить приближенное значение внешнего окружного модуля:

$$\begin{cases} (m_{te})_1 = \frac{d_{a1}}{z_1 + 2 \cos \delta_1} = \frac{d_{a1}}{z_1 + 2 \sin \delta_2}; \\ (m_{te})_2 = \frac{d_{a2}}{z_2 + 2 \cos \delta_2}, \quad (m_{te}) = \frac{h_e}{2,2}. \end{cases} \quad (7.2)$$

Среднее значение полученных величин округлить до ближайшего значения по ГОСТ 9563–80 (см. табл. 6.1);

- определить внешние делительные диаметры:

$$d_{e1} = z_1 \cdot m_{te}, \quad d_{e2} = z_2 \cdot m_{te}; \quad (7.3)$$

- рассчитать средние делительные диаметры шестерни и колеса

$$\begin{cases} d_{m1} = d_{e1} - b_w \cdot \sin \delta_1; \\ d_{m2} = d_{e2} - b_w \cdot \sin \delta_2 \end{cases} \quad (7.4)$$

и средний окружной модуль

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{d_{m2}}{z_2}; \quad (7.5)$$

- определить наибольшую высоту головки h_{ae} и ножки h_{fe} зуба:

$$h_{ae} = m_{te}; \quad h_{fe} = 1,2m_{te}; \quad (7.6)$$

– рассчитать внешнее R_e и среднее R_m – конусные расстояния передачи:

$$\begin{cases} R_e = 0,5 \cdot m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}; \\ R_m = R_e - 0,5 \cdot b_w. \end{cases} \quad (7.7)$$

7. Определить основные параметры зацепления цилиндрической тихоходной ступени редуктора (см. лабораторную работу № 6). Результаты внести в табл. 6.2.

8. Замерить размеры и выполнить чертеж одного из валов редуктора (по указанию преподавателя) в сборе с зубчатым колесом и подшипником.

9. Установить типы и обозначения подшипников качения на быстроходном, промежуточном и тихоходном валах редуктора.

10. Произвести сборку редуктора.

11. Составить отчет о проделанной работе.

4. Содержание отчета о проделанной работе

1. Наименование и цель работы.
2. Кинематическая схема редуктора.
3. Габаритная схема редуктора.
4. Основные параметры зацепления быстроходной конической передачи (табл. 7.1).
5. Основные параметры зацепления тихоходной цилиндрической ступени (см. табл. 6.2).
6. Типы подшипников и их обозначения на валах: быстроходном, промежуточном и тихоходном.
7. Чертеж вала редуктора в сборе с зубчатыми колесами и подшипниками.

5. Контрольные вопросы

1. Когда применяют конические передачи? Их достоинства и недостатки.
2. Какие схемы конических и коническо-цилиндрических редукторов вы знаете? Перечислите их достоинства и недостатки.
3. Какие подшипники применяют в конических и коническо-цилиндрических редукторах?
4. Как регулируют зазоры в зацеплении и подшипниках?

5. Какие крышки применяют для подшипников быстроходного, промежуточного и тихоходного валов? Их достоинства и недостатки.

6. Из каких материалов изготавливают корпуса редукторов и способ их изготовления?

7. Зачем делают на корпусе и крышке корпуса редуктора ребра?

8. С какой целью делается прилив на корпусе и крышке корпуса?

9. Когда делают вал-шестерню?

10. С какой целью сделан люк с отдушиной?

11. Как смазываются зубчатые колеса редуктора и подшипники?

12. Зачем сделаны приливы на корпусе и крышке редуктора под подшипниковые болты?

13. Как обеспечивается герметичность плоскости стыка крышки и корпуса редуктора и выходных концов редуктора?

14. Какое назначение имеют штифты, пробка, маслоуказатель?

Таблица 7.1

Параметры зацепления конической ступени редуктора

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Величина параметра
1	Тип передачи			
2	Угол исходного контура по ГОСТ 16202–81	α	град	20
3	Число зубьев: шестерни колеса	подсчитать		
		z_1	–	
		z_2	–	
4	Передаточное число конической передачи	u_B	–	
5	Угол делительного конуса: шестерни колеса	определить		
		δ_1	град	
		δ_2	град	
6	Наибольшая высота зуба	h_e		
7	Внешний диаметр окружности вершин: шестерни колеса	замерить		
		d_{ae1}	мм	
		d_{ae2}	мм	
8	Внешний делительный диаметр: шестерни колеса	определить		
		d_{e1}	мм	
		d_{e2}	мм	
9	Ширина зубчатого венца	b_w	мм	
10	Внешний окружной модуль	m_{te}	мм	
11	Средний делительный диаметр: шестерни колеса	определить		
		d_{m1}	мм	
		d_{m2}	мм	

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Величина параметра
12	Средний окружной модуль	m_m	ММ	
13	Наибольшая высота головки зуба	h_{ae}	ММ	
14	Наибольшая высота ножки зуба	h_{fe}	ММ	
15	Внешнее конусное расстояние	R_e	ММ	
16	Среднее конусное расстояние	R_m	ММ	

Лабораторная работа № 8

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Цель работы:

1. Ознакомление с кинематическими схемами и конструкцией червячного редуктора, с регулировкой и смазкой его подшипников, со смазкой зацеплений.
2. Измерить габаритные и присоединительные размеры редуктора.
3. Определить параметры зацепления.

1. Теоретическая часть

Червячные передачи применяют при необходимости редуцирования скорости и передачи движения между перекрещивающимися валами. Обычно угол перекрещивания равен 90° . Движение в червячных передачах осуществляется по принципу винтовой пары. Винтом является червяк, а червячное колесо подобно сектору, вырезанному из длинной гайки и изогнутому по окружности.

Червячные передачи применяют при низких и средних мощностях (50–60 кВт): подъемно-транспортные машины, станки, автомобили и другие машины, а также в делительных механизмах, где нужны большие передаточные отношения.

Существенное отличие червячной передачи от зубчатой состоит в том, что окружные скорости червяка и колеса не совпадают и по величине и по направлению. Они направлены друг к другу под углом перекрещивания.

По форме поверхности, на которой нарезаются витки червяка, различают передачи с цилиндрическим и глобоидным червяками. Нагрузочная способность последних в 1,5–2,0 раза выше. Это объясняется одновременным зацеплением большого числа зубьев (4–7) и благо-

приятным расположением линий контакта витков червяка и зубьев колеса – почти перпендикулярно к направлению скоростей скольжения.

Червячные колеса нарезаются червячными фрезами, имеющими форму и размеры червяка.

Применяют червяки: архимедовы, конволютные, нелинейчатые, эвольвентные и с вогнутым профилем.

Архимедовы червяки – винты, имеющие трапециидальный профиль в осевом сечении. В торцовом сечении ветки очерчены спиралью Архимеда. Наиболее распространены.

Конволютные червяки имеют прямолинейный профиль в нормальном к витку сечении. В торцовом сечении нитки очерчены удлиненной или укороченной эвольвентой.

Эвольвентные червяки – косозубые колеса с малым числом зубьев и очень большим углом их наклона. Профиль зубьев в торцовом сечении очерчен эвольвентой.

Конволютные и эвольвентные червяки применяют при необходимости шлифования после термообработки.

По числу заходов резьба червяка может быть однозаходной или многозаходной.

Червячные редукторы – механизмы, служащие для понижения угловых скоростей и увеличения вращающих моментов. Их выполняют в виде отдельных агрегатов, включающих червячную передачу, валы с опорами и корпус. В диапазоне передаточных чисел $u = 4 \dots 80$ применяют одноступенчатые редукторы, при $u > 80$ – двухступенчатые червячные или зубчато-червячные редукторы.

На рис. 8.1 представлены кинематические схемы червячных и зубчато-червячных редукторов: *a* – одноступенчатый червячный редуктор с нижним расположением червяка; *б* – одноступенчатый червячный редуктор с верхним расположением червяка; *в* – одноступенчатый червячный редуктор с горизонтальным расположением оси червяка и вертикальным – червячного колеса; *г* – двухступенчатый цилиндро-червячный редуктор; *д* – двухступенчатый червячно-цилиндрический редуктор; *е* – двухступенчатый червячный редуктор.

2. Оборудование и принадлежности

Для выполнения лабораторной работы необходимы: редуктор червячный одноступенчатый, набор прокладок для регулировки зазоров в зацеплении и подшипниках, мерительный и слесарный инструмент.

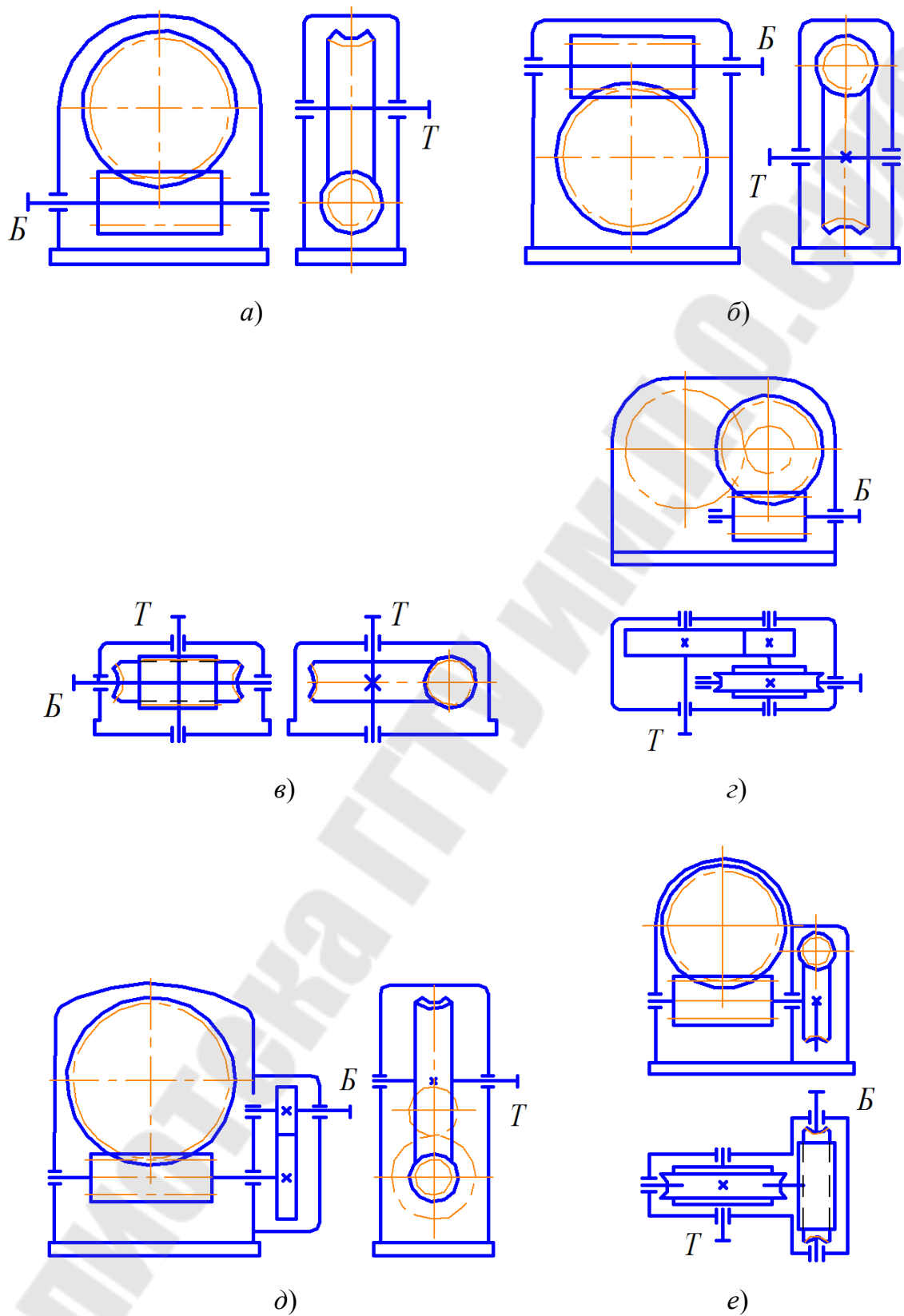


Рис. 8.1. Кинематические схемы червячных и зубчато-червячных редукторов

3. Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с общими сведениями о червячных редукторах (из теоретической части лабораторного комплекса или по литературе, указанной преподавателем).

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

3. Замерить габаритные и присоединительные размеры редуктора и составить габаритную схему (рис. 8.2).

4. Произвести разборку редуктора.

5. Вычертить кинематическую схему редуктора.

6. Определить основные параметры зацепления. Результаты занести в табл. 8.1.

7. Определить размеры и выполнить чертеж червячного колеса (с валом) или червяка (по указанию преподавателя) в сборе с подшипниками.

8. Произвести сборку редуктора.

9. Составить отчет о проделанной работе.

4. Содержание отчета о проделанной работе

1. Наименование и цель работы.

2. Кинематическая схема редуктора.

3. Габаритная схема редуктора (рис. 8.2).

4. Основные параметры зацепления (табл. 8.1).

5. Чертеж червячного колеса или червяка в сборе.

5. Контрольные вопросы

1. Какие достоинства, недостатки и области применения червячных передач?

2. Какой материал применяется для изготовления червячных колес и червяков?

3. Как классифицируются червяки?

4. Почему червячные передачи с вогнутым профилем обладают повышенной нагрузочной способностью?

5. Чем руководствуются при выборе схем передачи?

6. Назначение основных деталей червячного редуктора.

7. Какой порядок сборки и разборки червячного редуктора?

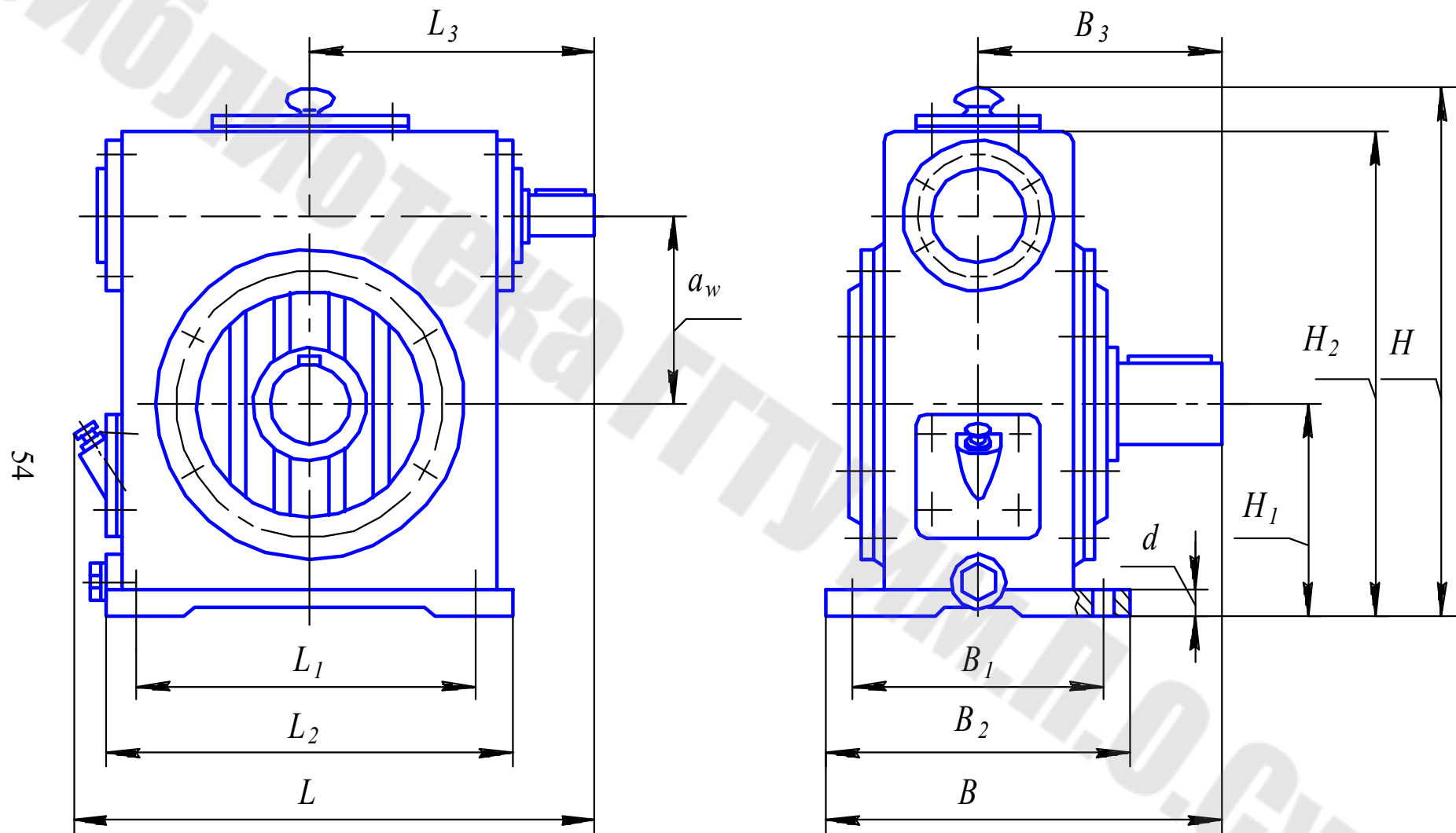


Рис. 8.2. Габаритные и присоединительные размеры червячного редуктора

Таблица 8.1

Основные параметры зацепления

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Формула	Значение параметра
1	Тип червяка	—	—	—	
2	Число заходов червяка	z_1	—	подсчитать	
3	Число зубьев червячного колеса	z_2	—	подсчитать	
4	Передаточное число	u	—	$u = z_2 / z_1$	
5	Межосевое расстояние	a_w	мм		
6	Осевой шаг червяка	p_x	мм		
7	Модуль зацепления	m	мм	$m = p_x / \pi$	
8	Диаметр окружности вершин червяка	d_{a1}	мм	измерить	
9	Коэффициент диаметра червяка	q	—	$q = \frac{d_{a1}}{m} - 2$	
10	Коэффициент смещения	x	—	$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2)$	
11	Угол подъема витка червяка на делительном цилиндре	γ	град	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$	
12	Угол подъема витка червяка на начальном цилиндре	γ_w	град	$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2x}$	
13	Угол профиля	α	град		20°
14	Коэффициент высоты головки	h_{a1}^*	мм		1,0
15	Коэффициент высоты ножки	h_{f1}^*	мм	эвольвентный червяк $h_{f1}^* = 2,2 \cos \gamma - 1,0$, для остальных	1,2
16	Высота головки	h_{a1}	мм	$h_{a1} = h_{a1}^* \cdot m$	
17	Высота ножки	h_{f1}	мм	$h_{f1} = h_{f1}^* \cdot m$	
18	Радиальный зазор	c	мм	для передач с эвольвентным червяком $c = 0,2m \cdot \cos \gamma$, для остальных $c = 0,2m$	
19	Делительный диаметр червяка	d_1	мм	$d_1 = q \cdot m$	
20	Диаметр впадин червяка	d_{f1}	мм	$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$	

№ п/п	Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Формула	Значение параметра
21	Делительный диаметр колеса	d_2	мм	$d_2 = m \cdot z_2$	
22	Средний диаметр впадин колеса	d_{f2}	мм	$d_{f2} = d_2 - 2h_{f1} + 2xm$	
23	Средний диаметр вершин колеса	d_{a2}	мм	$d_{a2} = d_2 + 2h_{a1} + 2xm$	
24	Наибольший диаметр колеса	d_{aM2}	мм	$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$	сверить с измеренным
25	Ширина колеса	b_2	мм	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$ ($z_1 = 1,2$) $b_2 \leq 0,67d_{a1}$ ($z_1 = 4$)	
26	Длина нарезанной части червяка	b_1	мм	измерить	

8. Как производится регулировка подшипников?
9. Как производится регулировка зацепления?
10. Как производится расчет параметров зацепления? (Привести расчетные формулы по указанию преподавателя.)

ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя : в 3 т. / В. И. Анурьев ; под ред. И. Н. Жестковой. – М. : Машиностроение, 2006. – Т. 1. – 926 с. ; Т. 2. – 960 с. ; Т. 3. – 928 с.
2. Анфимов, М. И. Редукторы. Конструкции и расчет : альбом / М. И. Анфимов. – М. : Машиностроение, 1993. – 464 с.
3. Атлас конструкций узлов и деталей машин / под ред. О. А. Ряховского. – М. : Из-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2005. – 381 с.
4. Детали машин: Атлас конструкций : в 2 ч. / Б. А. Байков [и др.] ; под общ. ред. Д. Н. Решетова. – М. : Машиностроение, 1992. – Ч. 1. – 352 с. ; Ч. 2. – 296 с.
5. Иванов, М. Н. Детали машин / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2008. – 408 с.
6. Решетов, Д. Н. Детали машин / Д. Н. Решетов. – М. : Машиностроение, 1989. – 496 с.
7. Черменский, О. Н. Подшипники качения : справочник-каталог / О. Н. Черменский, Н. Н. Федотов. – М. : Машиностроение, 2003. – 576 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	3
Требования к оформлению отчета и защите выполненной работы.....	3
Техника безопасности при выполнении лабораторных работ	4
Блок 1. Детали машин общего назначения	5
<i>Лабораторная работа № 1. Детали машин общего назначения.....</i>	<i>5</i>
Блок 2. Соединения деталей машин	11
Назначение, устройство и принцип работы машины ДМ30М.....	11
<i>Лабораторная работа № 2. Определение коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки.....</i>	<i>12</i>
<i>Лабораторная работа № 3. Исследование болтового соединения, работающего на сдвиг.....</i>	<i>22</i>
Блок 3. Подшипники качения и подшипниковые узлы	30
<i>Лабораторная работа № 4. Изучение конструкции подшипников качения</i>	<i>30</i>
<i>Лабораторная работа № 5. Изучение типовых конструкций подшипниковых узлов</i>	<i>33</i>
Блок 4. Зубчатые и червячные передачи	36
<i>Лабораторная работа № 6. Изучение конструкции и определение основных параметров цилиндрического редуктора</i>	<i>36</i>
<i>Лабораторная работа № 7. Изучение конструкции и определение основных параметров конического редуктора</i>	<i>43</i>
<i>Лабораторная работа № 8. Изучение конструкции и определение основных параметров червячного редуктора</i>	<i>50</i>
Литература	57

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

Акулов Николай Владимирович
Полейчук Виталий Николаевич
Акулова Елена Михайловна

ДЕТАЛИ МАШИН

Лабораторный практикум
по одноименному курсу
для студентов машиностроительных специальностей
дневной и заочной форм обучения

Электронный аналог печатного издания

Редактор *Н. В. Гладкова*
Компьютерная верстка *М. В. Кравцова*

Подписано в печать 10.12.12.

Формат 60x84/16. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Ризография. Усл. печ. л. 3,49. Уч.-изд. л. 3,26.

Изд. № 25.

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение:
Издательский центр Учреждения образования
«Гомельский государственный технический университет
имени П. О. Сухого».

ЛИ № 02330/0549424 от 08.04.2009 г.

246746, г. Гомель, пр. Октября, 48