

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА.
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ**

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением
по аграрному техническому образованию
в качестве учебно-методического пособия
для студентов учреждений высшего образования
по специальности 6-05-0812-04 «Энергетическое обеспечение
сельского хозяйства»*

Минск
БГАТУ
2025

УДК 621.01(07)
ББК 22.2я7
П75

Составители:

кандидат технических наук, доцент *В. Н. Основин*,
старший преподаватель *К. Л. Сергеев*,
старший преподаватель *О. В. Сокол*

Рецензенты:

кафедра «Машиноведение и детали машин»
Белорусского национального технического университета
(кандидат технических наук, доцент,
заведующий кафедрой *А. А. Калина*);
кандидат технических наук, доцент,
заведующий лабораторией механизации возделывания
плодоягодных и овощных культур РУП «НПЦ НАН Беларуси
по механизации сельского хозяйства» *А. Н. Юрин*

Прикладная механика. Лабораторный практикум : учебно-методическое пособие / сост.: В. Н. Основин, К. Л. Сергеев, О. В. Сокол. – Минск : БГАТУ, 2025. – 120 с.
ISBN 978-985-25-0307-5.

Содержит методические указания к лабораторным работам, включающие краткое теоретическое обоснование, описание лабораторных установок, порядок выполнения работ, контрольные вопросы.

Для студентов специальностей 6-05-0812-04 «Энергетическое обеспечение сельского хозяйства» и 6-05-0713-04 «Автоматизация технологических процессов и производств».

УДК 621.01(07)
ББК 22.2я7

ISBN 978-985-25-0307-5

© БГАТУ, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	4
ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ В ЛАБОРАТОРИИ.....	5
Общие указания по выполнению лабораторных работ.....	5
Оформление индивидуального отчета и защита лабораторных работ	5
Лабораторная работа № 1 ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗЕЙ И ИХ РЕАКЦИЙ (ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ ОПОРНЫХ УСТРОЙСТВ)	7
Лабораторная работа № 2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРИАЛА ПРИ РАСТЯЖЕНИИ.....	19
Лабораторная работа № 3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПУАССОНА И МОДУЛЯ УПРУГОСТИ ДЛЯ СТАЛИ	32
Лабораторная работа № 4 ИСПЫТАНИЕ СТАЛЬНОЙ БАЛКИ НА ЧИСТЫЙ ИЗГИБ.....	45
Лабораторная работа № 5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЯ СДВИГА СТАЛИ	57
Лабораторная работа № 6 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА	64
Лабораторная работа № 7 ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ	80
Лабораторная работа № 8 ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ФРИКЦИОННОЙ МНОГОДИСКОВОЙ МУФТЫ	98
Лабораторная работа № 9 ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ И РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	108
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ.....	119

ВВЕДЕНИЕ

Прикладная механика – комплексная учебная дисциплина, которая представляет собой основу общетехнической подготовки инженеров в области энергетики по специальности 6-05-0812-04 «Энергетическое обеспечение сельского хозяйства». Для закрепления и углубления теоретических знаний, полученных студентами на лекциях и практических занятиях, в программе дисциплины предусмотрены лабораторные работы, которые позволяют в процессе обучения приобрести навыки проведения экспериментальных измерений, обработки данных и оценки полученных результатов.

Учебно-методическое пособие для выполнения лабораторных работ по учебной дисциплине «Прикладная механика» разработано на основе опыта работы кафедры механики материалов и деталей машин БГАТУ (ряд работ представляют кафедральные разработки). Включает методику и порядок выполнения работ, описание схем установок, кратко раскрыты теоретические вопросы, практическая проверка которых является целью лабораторных работ.

Экспериментальная часть лабораторных работ проводится с применением лабораторной установки НТЦ-13.01.Б «Прикладная механика», обучающего программного комплекса виртуальных лабораторных работ COLUMBUS-2007, а также реальных установок и оборудования (редукторы, подшипники, муфта, комплект сварных соединений). Выполнение лабораторных работ в виртуальном виде учитывает современные тенденции инновационного образования и соответствует требованиям проведения работ по исследованию напряженного и деформированного состояний материалов при различных видах нагружения.

При подготовке учебно-методического пособия использованы лабораторные практикумы по учебным дисциплинам «Прикладная механика», «Механика материалов» и «Детали машин».

ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ В ЛАБОРАТОРИИ

Общие указания по выполнению лабораторных работ

До начала проведения лабораторных работ все студенты проходят инструктаж по технике безопасности и расписываются в специальном журнале. Студенты, не прошедшие инструктаж, к лабораторным занятиям не допускаются. В процессе работы все положения по безопасности должны студентами неукоснительно выполняться. За соблюдение правил безопасности и порядка в лаборатории во время занятий лично отвечает преподаватель, ведущий занятия.

Для выполнения лабораторных работ студенту необходимо заранее, до начала занятия, подготовить протокол лабораторной работы (теоретическую часть; описание лабораторной установки; инструменты и материалы, необходимые для проведения испытаний) на листах бумаги формата А4 рабочей тетради.

На лабораторных занятиях учебная группа делится на подгруппы, каждая из которых работает в отдельной лаборатории в присутствии преподавателя.

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

Оформление индивидуального отчета и защита лабораторных работ

Отчет о лабораторной работе является учебно-техническим документом, который содержит исчерпывающие, систематизированные данные о выполнении лабораторной работы и оформляется в рабочей тетради.

Отчет о лабораторной работе должен содержать:

- титульный лист (может оформляться один на все отчеты о лабораторных работах, если они сброшюрованы);
- цель работы, теоретическое обоснование;

- описание работы установки;
- формулы для расчета и таблицы для внесения опытных и расчетных величин.

После выполнения работы отчет дополняется:

- результатами экспериментов и обработки опытных данных, результатами расчетов;
- результатами сопоставления значений данных, полученных опытным путем, с теоретическими и справочными значениями;
- выводом о работе.

Отчет о выполненной лабораторной работе оформляется каждым студентом индивидуально. Таблицы, графический материал, иллюстрации оформляются в соответствии с требованиями, предъявляемыми к текстовым документам.

Соответствующие типовые формы, а также конкретизация требований по структуре и оформлению отчетов, приводятся в рабочей тетради, разработанной кафедрой.

Защита лабораторных работ производится отдельно по каждой работе в виде индивидуального собеседования с каждым студентом по теоретической и практической частям выполненной работы, а также по данным оформленного отчета. Ответы на поставленные вопросы студент дает в устной форме. По результатам ответов выставляется отметка о зачете.

Лабораторная работа № 1

ИССЛЕДОВАНИЕ СВЯЗЕЙ И ИХ РЕАКЦИЙ (ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ ОПОРНЫХ УСТРОЙСТВ)

Цель работы: экспериментально определить реакции опорных устройств конструктивного элемента (твёрдого материального тела) под действием плоской системы произвольно расположенных сил и сравнить полученные данные с результатами теоретических расчетов.

Теоретическое обоснование

По определению, любое материальное тело, которое не соединено с другими телами и может совершать из данного положения любые перемещения в пространстве, называется *свободным* (например: воздушный шар в воздухе). Тело, перемещениям которого в пространстве препятствуют какие-нибудь другие, соединенные или соприкасающиеся с ним тела, называется *несвободным* (например: тело, лежащее на столе). В большинстве задач прикладной механики имеют дело с несвободными телами, которые тем или иным способом соединены с другими телами, ограничивающими свободу перемещения несвободных тел.

Тела, ограничивающие свободу перемещения рассматриваемого тела, называются *связями*. Если данное тело под действием приложенных к нему силовых факторов будет воздействовать на связь, то и связь, в свою очередь, будет действовать на тело, препятствуя его движению с силой, направленной в противоположную сторону. Так у тела, лежащего на столе, связью является поверхность стола, которая препятствует перемещению тела вниз. В данном случае тело является несвободным. Его можно сделать свободным, если убрать стол, а чтобы тело оставалось в равновесии, необходимо заменить стол силой, направленной вверх и равной весу тела. Такое действие в механике называется *принципом освобождаемости от связей*, согласно которому несвободное тело можно рассматривать как свободное, если отбросить действующие на него связи и заменить их силами, препятствующими его перемещениям и называемыми *реакциями связей*. В статике этот принцип позволяет рассматривать равновесие несвободного твёрдого тела как свободное под действием активных (заданных) сил и реакций связей.

Нахождение сил реакций связей является одной из важнейших практических задач, которые решаются в прикладной механике. Это объясняется тем, что знание этих сил необходимо для создания прочных и работоспособных конструктивных элементов.

Сила реакции, как и любая другая сила, является величиной векторной, т. е. характеризуется численным значением (модулем) и направлением. Направлена реакция связи в сторону, противоположную той, куда связь не дает перемещаться. Во многих случаях направление силы реакции связи удастся определить заранее в зависимости от характера закрепления тела.

Существует общее правило, характеризующее взаимодействие рассматриваемого тела и связи: *направление силы реакции связи противоположно тому направлению, в котором связь препятствует перемещению тела.*

Все многообразие связей, осуществляемых при помощи материальных тел, можно разделить на несколько основных типов и в каждом случае указать направление силы реакции такой связи.

Гибкая связь. Если на твердое тело силой тяжести G наложена гибкая связь (нить, канат, трос, цепь и др.), то силы реакции R_1 и R_2 приложены к твердому телу в точке его прикрепления к гибкой связи и направлены вдоль нее (рис. 1.1).

Гладкая поверхность. Если твердое тело силой тяжести G опирается на идеально гладкую (без трения) поверхность, то силы реакции поверхности R_1 , R_2 , R_3 направлены по нормали к ней в точках соприкосновения, т. е. перпендикулярно общей касательной плоскости в данной точке поверхности, проведенной к соприкасающимся поверхностям тела и связи (рис. 1.2).

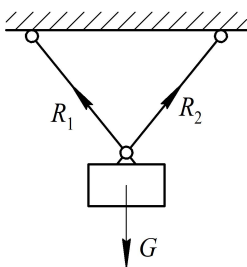


Рис. 1.1. Направление сил реакции гибкой связи

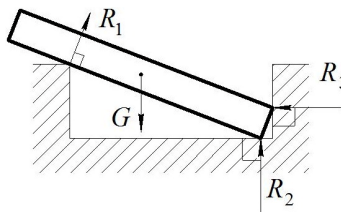


Рис. 1.2. Силы реакции связи гладкой поверхности

Стержневая связь (стержень). Эта связь осуществляется при помощи жестких невесомых стержней произвольного очертания. В точке соединения стержней O приложена внешняя сила F . На концах стержней имеются шарниры A и B , при помощи которых они крепятся к неподвижному основанию (рис. 1.3).

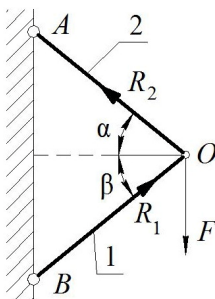


Рис. 1.3. Силы реакции стержневой связи

Силы реакции стержней R_1 и R_2 направлены по прямой, соединяющей концевые шарниры, т. е. вдоль стержней.

Для удержания любого элемента конструкции, например плоского бруса, нагруженного произвольной системой внешних сил в статическом, геометрически неизменном положении, применяются опорные связи. *Опорные связи* препятствуют тем или иным перемещениям твердого тела или вообще исключают всякое его движение.

В конструкциях широко применяются опорные связи, которые называют шарнирами. *Шарнир* – такое подвижное соединение тел, которое дает им возможность свободно поворачиваться относительно друг друга. При нагружении тела на него со стороны опорных связей начинают действовать силы, называемые *опорными реакциями*. Опорные реакции находятся из уравнений равновесия тела, у которого опорные связи мысленно удалены и заменены силами, направленными вдоль снятых связей.

Основные виды опорных связей (опор) для плоского тела, в частности для плоского бруса: шарнирно-подвижная, шарнирно-неподвижная и защемляющая неподвижная (жесткая заделка).

Шарнирно-подвижная, или *катковая*, опора исключает перемещение опорного узла A в вертикальном направлении, перпендикулярно опорной поверхности, но не препятствует вращению тела вокруг

опорной точки и поступательному горизонтальному перемещению параллельно опорной поверхности. Такой опоре соответствует одна нормальная реакция связи R_{Ay} , которая проходит через центр шарнира и опорной поверхности. Схематическое изображение шарнирно-подвижной опоры представлено на рис. 1.4. Там же показано направление опорной реакции.

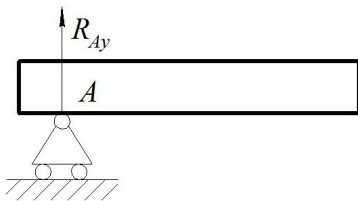


Рис. 1.4. Шарнирно-подвижная опора

В шарнирно-неподвижной опоре, препятствующей горизонтальному и вертикальному перемещениям, но не препятствующей вращению тела вокруг точки в определенной плоскости, реакция связи неизвестна ни по модулю, ни по направлению. В этом случае применяют разложение неизвестной реакции на горизонтальную R_{Ax} и вертикальную R_{Ay} составляющие, направленные параллельно координатным осям (рис. 1.5). Составляющие реакции связи неизвестны только по модулю. После их определения по уравнениям равновесия можно найти полную реакцию R_A по третьей аксиоме статики и ее направление по уравнениям направляющих косинусов. При разложении реакции на составляющие можно не обращать внимания на правильность выбора их направлений. Если в действительности составляющая будет направлена в противоположную сторону, то при вычислениях по уравнениям равновесия для нее будет получено отрицательное значение.

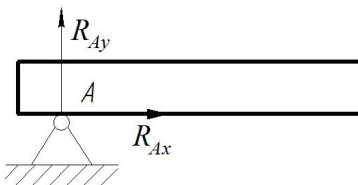


Рис. 1.5. Шарнирно-неподвижная опора

Примерами шарнирно-неподвижных опор являются подшипники, дверные петли, оконные завесы, подпятники и т. п.

В *защемляющей неподвижной опоре (жесткая заделка)*, препятствующей любому перемещению и вращению, кроме неизвестной в общем случае по модулю и направлению опорной реакции R_A , возникает также реактивный момент M_A . Таким образом, в жесткой плоской заделке возникает три реактивных усилия: две составляющие реактивные силы R_{Ax} и R_{Ay} , а также реактивный момент (пара сил) M_A (рис. 1.6), которые показывают, что тело не может свободно перемещаться в направлении этих сил (или в противоположном направлении) и не может поворачиваться вокруг точки A .

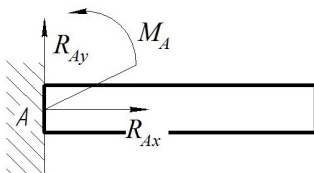


Рис. 1.6. Жесткая плоская заделка

Жесткая заделка – самый распространенный тип связей. Всякое твердое тело при действии на него каких-то сил остается таковым лишь благодаря тому, что все его части жестко соединены друг с другом. Примером может служить гвоздь, забитый в стену.

Определением реакций опор называют расчет величины и направления реактивных (т. е. ответных) сил и моментов, возникающих в опорах элемента конструкции под действием системы заданных внешних нагрузок.

Для определения опорных реакций в элементе конструкции под действием плоской системы произвольно расположенных (активных) сил необходимо (рис. 1.7):

- выделить объект равновесия (консольная балка, установленная на двух шарнирных опорах (рис. 1.7, а));
- освободить объект равновесия (консольную балку) от связей (опор), действие которых заменить опорными реакциями (рис. 1.7, б);
- выбрать координатные оси и составить уравнения равновесия.

В случае, когда сосредоточенные силы располагаются под углом к балке (сила F_2 на рис. 1.7, б), необходимо разложить их на две составляющие по горизонтальной F_{2x} и вертикальной F_{2y} осям.

Если к консольной балке приложена распределенная нагрузка интенсивностью q , то она сводится к равнодействующей сосредоточенной силе $Q = qb$ – для случая равномерно распределенной нагрузки; линия действия равнодействующей Q будет проходить через центр тяжести той фигуры, которую образует на схеме распределенная нагрузка (в указанном случае это прямоугольник). Действие сосредоточенного момента пары сил m полностью определяется его модулем и направлением (знаком момента) и учитывается только в уравнениях моментов.

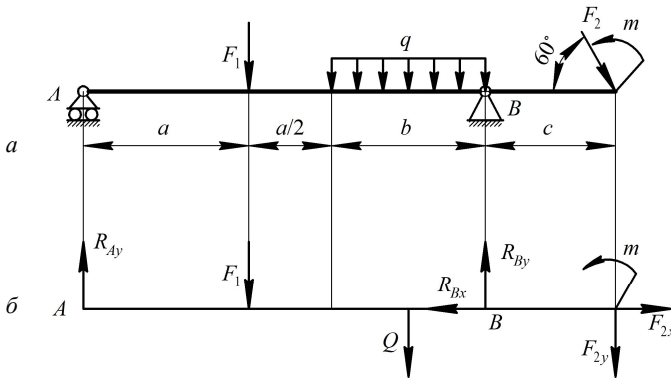


Рис. 1.7. Действие активных сил на элемент балки

Для плоской системы произвольно расположенных сил можно составить только три независимых уравнения равновесия:

– сумма проекций всех сил на координатную ось x равна нулю:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0; \quad (1.1)$$

– сумма проекций всех сил на координатную ось y равна нулю:

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = 0; \quad (1.2)$$

– сумма моментов всех сил относительно какой-либо точки равна нулю:

$$\sum_{i=1}^n M_A(F_i) = 0. \quad (1.3)$$

Следовательно, для плоской системы произвольно расположенных сил, действующих на твердое тело, из числа независимых уравнений равновесия можно найти не более трех неизвестных величин (сил, моментов, углов, расстояний и т. д.). Такие задачи называются *статически определенными*.

Если в какой-либо плоской системе произвольно расположенных сил, действующих на твердое тело, число неизвестных величин окажется больше числа независимых уравнений равновесия, то такую задачу нельзя решить методами статики без рассмотрения деформаций тела. Такие задачи называются *статически неопределимыми*.

Описание установки

Работа выполняется на учебной лабораторной установке НТЦ-13.01.Б «Прикладная механика» (рис. 1.8), представляющей собой стенд, конструктивно выполненный в виде жесткого основания (рамы) 1 с тензометрическими опорами 2, позволяющими определять величины горизонтальной и вертикальной составляющих опорных реакций. Консольная балка 3 шарнирно закреплена на данных опорах. Консольная балка 3 шарнирно закреплена на данных опорах.

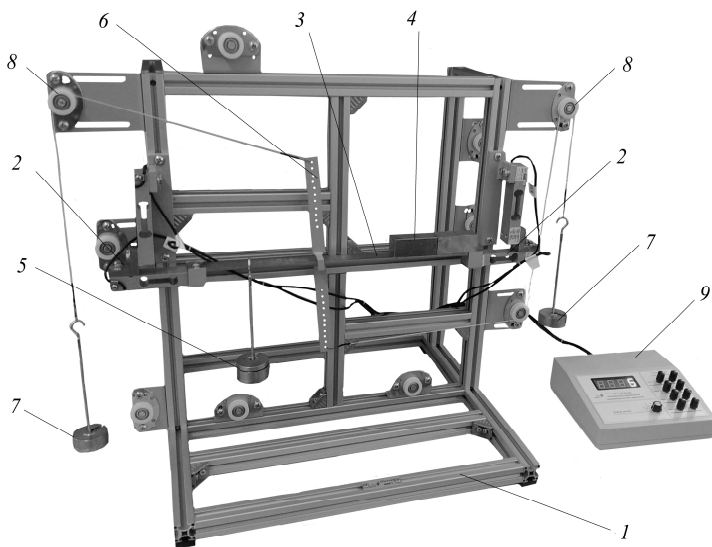


Рис. 1.8. Схема лабораторной установки

Равномерно распределенная нагрузка на балке создается посредством брусков 4, свободно устанавливаемых сверху.

Нагружение балки сосредоточенными силами осуществляется с помощью грузов 5, устанавливаемых на подвесах, которые можно расположить в любой точке балки.

Для приложения к балке пары сил служит поперечина 6, к которой подвешиваются грузы 7 через блоки 8.

Для отображения показаний значений вертикальной и горизонтальной составляющих реакций опор служит измерительный тензометрический прибор 9.

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материалы учебно-методического пособия [1], учебника [3], конспекта лекций по теме «Основные понятия и аксиомы статики» и данные методические указания.

2. Подготовить протокол лабораторной работы, содержащий краткое теоретическое обоснование, описание работы установки, необходимые рисунки и таблицы для записи показаний опытных и расчетных величин.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: лабораторная установка (стенд) НТЦ-13.01.Б «Прикладная механика», комплект грузов и брусков, линейка.

1. Изучить конструкцию лабораторной установки.

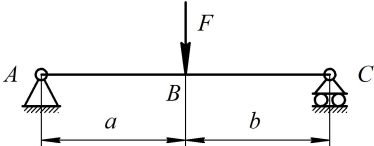
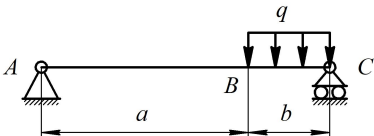
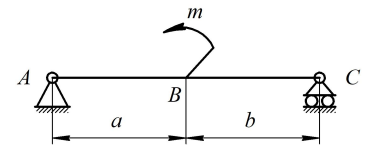
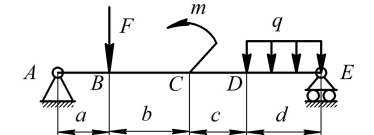
2. Включить измерительный прибор выключателем «ON/OFF». Переменными резисторами «грубо/точно» установить показания индикаторов на «0» на четырех каналах прибора.

3. Поочередно нагрузить балку брусками и подвесным грузом и приложить к балке момент пары сил согласно заданным схемам нагружения (табл.).

4. Записать в таблицу значения показаний тензодатчиков (положения 1 и 3 – горизонтальные составляющие левой и правой опор соответственно, положения 2 и 4 – вертикальные составляющие левой и правой опор соответственно). Для переключения между отображаемыми величинами необходимо воспользоваться галетным переключателем измерительного прибора.

Таблица

Определение опорных реакций балочных систем

Расчетные схемы	Действующие активные силы (нагрузка)			Тензометрические приборы		Опорные реакции			Расхождение
	F , Н	q , Н/м	m , Н·м	Обозначение	Показание	Обозначение	Экспериментальные значения	Расчетные значения	
				$T1$		R_{Ax}			
				$T2$		R_{Ay}			
				$T3$		R_{Cx}			
				$T4$		R_{Cy}			
				$T1$		R_{Ax}			
				$T2$		R_{Ay}			
				$T3$		R_{Cx}			
				$T4$		R_{Cy}			
				$T1$		R_{Ax}			
				$T2$		R_{Ay}			
				$T3$		R_{Cx}			
				$T4$		R_{Cy}			
				$T1$		R_{Ax}			
				$T2$		R_{Ay}			
				$T3$		R_{Ex}			
				$T4$		R_{Ey}			

5. Приложив к исследуемой балке все виды нагрузок одновременно (сосредоточенную силу, равномерно распределенную нагрузку и момент пары сил), определить показания тензодатчиков. Результаты измерений записать в таблицу.

Обработка опытных данных

1. Для каждого показания тензометрического прибора определить экспериментальные значения опорных реакций по формулам

$$R_{ix} = T1(T3) \cdot k; \quad R_{iy} = T2(T4) \cdot k, \quad (1.4)$$

где k – тарировочный коэффициент, $k = 0,125$ Н/1 ед.

Записать в таблицу значения вертикальных и горизонтальных составляющих опорных реакций.

2. Теоретически определить опорные реакции аналогичных балочных систем составлением уравнений равновесия. Полученные результаты записать в таблицу.

3. Сравнить результаты экспериментальных данных с результатами расчетов по определению опорных реакций под действием системы произвольно расположенных сил, %:

$$\Delta_R = \frac{R_i^o - R_i^p}{R_i^p} \cdot 100 \%. \quad (1.5)$$

4. Сделать вывод о выполненной лабораторной работе на основании таблицы.

Пример определения опорных реакций теоретическим (расчетным) путем

Определить опорные реакции балки, изображенной на рис. 1.9, под действием плоской системы произвольно расположенных сил.

1. Изобразить балку с действующими на нее нагрузками (рис. 1.9, а).
2. Выбрать расположение координатных осей x и y (рис. 1.9, б).
3. Определить равнодействующую силу равномерно распределенной нагрузки интенсивностью q – $Q = q \cdot CD = 10 \cdot 1,8 = 18$ кН. Приложить силу Q в середине участка CD , в точке K (рис. 1.9, б).
4. Освободить балку от опор, заменив их опорными реакциями (рис. 1.9, в).

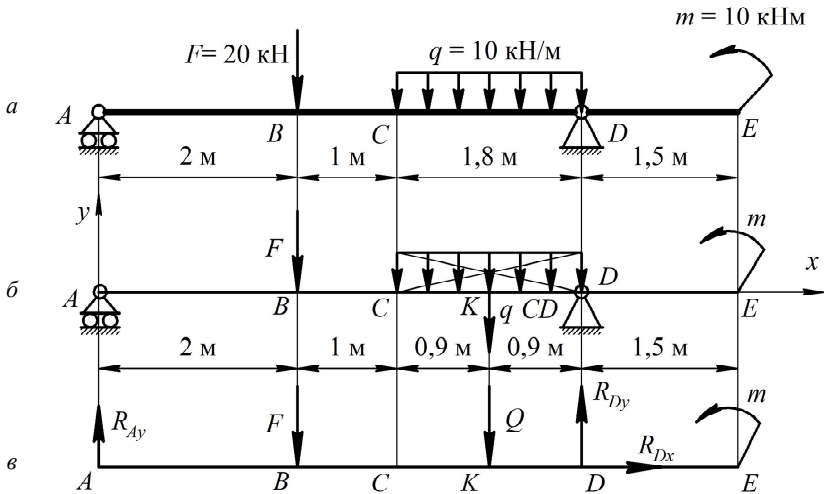


Рис. 1.9. Схема к решению примера

5. Составить уравнения равновесия балки под действием активных и реактивных сил и определить неизвестные значения опорных реакций.

5.1. Из уравнения равновесия суммы проекций всех сил на координатную ось x определить горизонтальную составляющую реакции R_{Dx} :

$$\sum F_{ix} = R_{Dx} = 0. \quad (1.6)$$

5.2. Из уравнения равновесия суммы моментов всех действующих на балку сил, составленного относительно точки A , определить неизвестную вертикальную реакцию R_{Dy} :

$$\sum M_A(F_i) = -F \cdot AB + m - Q \cdot AK + R_{Dy} \cdot AD = 0. \quad (1.7)$$

Тогда

$$R_{Dy} = \frac{F \cdot AB - m + Q \cdot AK}{AD} = \frac{20 \cdot 2 - 10 + 18 \cdot 3,9}{4,8} = 20,875 \text{ кН}.$$

5.3. Определить другую вертикальную реакцию R_{Ay} из уравнения суммы моментов всех действующих сил относительно точки D :

$$\sum M_D(F_i) = -R_{Ay} \cdot AD + F \cdot BD + m + Q \cdot KD = 0. \quad (1.8)$$

Тогда

$$R_{Ay} = \frac{F \cdot BD + m + Q \cdot KD}{AD} = \frac{20 \cdot 2,8 + 10 + 18 \cdot 0,9}{4,8} = 17,125 \text{ кН.}$$

5.4. Проверить правильность найденных значений опорных реакций, составив уравнение суммы проекций всех сил на ось y :

$$\sum F_{iy} = R_{Ay} - F - Q + R_{Dy} = 17,125 - 20 - 18 + 20,875 = 0. \quad (1.9)$$

Условие равновесия $\sum F_{iy} = 0$ выполняется, следовательно опорные реакции балки под действием плоской системы произвольно расположенных сил определены верно.

Контрольные вопросы

1. Что такое связь?
2. Что называется реакцией связи?
3. Какие виды опор применяются для наложения связей?
4. Какие реакции возникают в опорах?
5. Каковы правила проецирования вектора силы на оси координат?
6. Какие силовые факторы являются внешними?
7. Как определяется равнодействующая от равномерно распределенной нагрузки?
8. Какие уравнения равновесия и сколько можно составить для плоской системы сил, нагруженной системой произвольно расположенных сил?
9. Как определяются полная реакция связи и ее направление?
10. Какие системы являются статически неопределимыми?

Лабораторная работа № 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК МАТЕРИАЛА ПРИ РАСТЯЖЕНИИ

Цель работы: определить основные характеристики прочности (предел пропорциональности, предел текучести, предел прочности), пластичности (относительное остаточное удлинение, относительное остаточное сужение) и вязкости (удельная работа деформации материала образца при растяжении).

Теоретическое обоснование

Многообразие материалов, применяемых при изготовлении элементов конструкций, объясняется тем, что различные материалы имеют неодинаковые свойства, которые используются инженерами для решения тех или иных технологических задач.

Свойства материалов, характеризующие их прочность и способность сопротивляться деформациям и выраженные количественной оценкой, называются *механическими характеристиками материалов*.

Прочностью называется способность материала сопротивляться воздействию внешних сил без разрушения и появления остаточных деформаций. *Пластичность* – свойство материала выдерживать большие остаточные деформации, не разрушаясь. Свойство, противоположное пластичности, называется хрупкостью. *Хрупкость* – способность материала разрушаться при незначительных остаточных деформациях.

Механические характеристики материала определяются опытным путем по результатам испытания стандартных образцов на растяжение (рис. 2.1, а). Основной задачей испытания является построение диаграммы растяжения – графика зависимости между силой F , действующей на образец, и его удлинением Δl . Типичная диаграмма растяжения низкоуглеродистой стали показана на рис. 2.1, б.

Диаграмма растяжения условно делится на четыре зоны.

Участок $0-I$ называется зоной пропорциональности. Изображается на диаграмме прямой наклонной линией, что указывает на пропорциональность между нагрузкой и деформацией в соответствии с законом Гука.

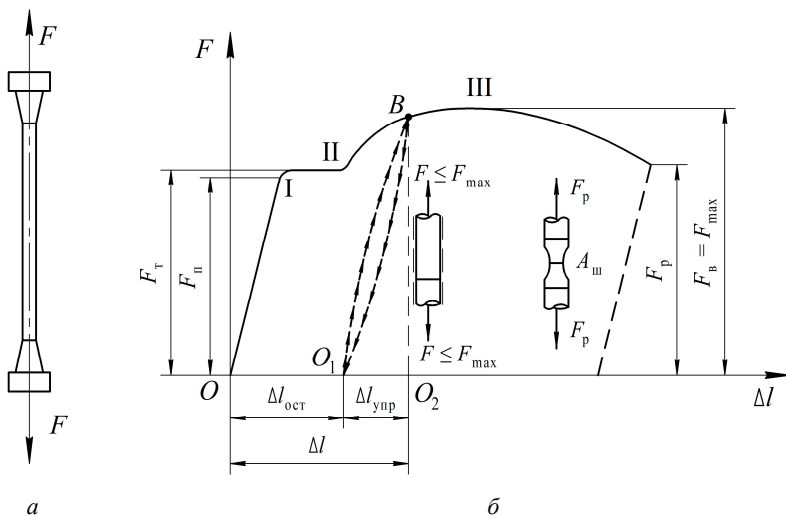


Рис. 2.1. Диаграмма растяжения низкоуглеродистой стали:
 а – стандартный образец для растяжения;
 б – диаграмма ($F-\Delta l$) при испытании образца на растяжение

Участок $I-II$ называется зоной общей текучести, горизонтальная часть участка – площадкой текучести. На этом этапе при практически неизменном усилии значительно развиваются пластические деформации во всем объеме материала. При этом повышается температура образца, изменяются электропроводность и магнитные свойства.

Особенно наглядно распространение пластической деформации можно наблюдать при испытании плоских полированных образцов. На поверхности в момент возникновения очагов пластической деформации появляются темные наклонные полосы, составляющие с осью образца углы, приблизительно равные 45° . Это линии Людерса–Чернова – микроскопические неровности, возникающие вследствие необратимых сдвигов, происходящих в кристаллах материала под действием наибольших касательных напряжений.

При испытании материалов на высокочувствительных машинах зона текучести характеризуется зубчатостью, что объясняется различием внешней формы, размеров и ориентации зерен металла, неоднородностью деформаций.

Описанные явления вызывают изменение внутренней структуры металла, что приводит к его упрочнению. Диаграмма после зоны

текучести снова становится криволинейной. Участок *II–III* называется зоной упрочнения.

Удлинение образца происходит равномерно по всей его длине, первоначальная цилиндрическая форма образца сохраняется, размеры поперечных сечений изменяются незначительно.

Участок *III–IV* называется зоной местной текучести и локальной деформации. При максимальном усилии в самом слабом месте возникает локальное уменьшение поперечного сечения – шейка. Дальнейшая деформация происходит в этом месте. Сечение в середине шейки быстро уменьшается, напряжения возрастают при убывающем растягивающем усилии, образец разрушается.

Опыт показывает, что если в какой-либо точке *B* зоны упрочнения образец разгрузить, то процесс разгрузки будет изображен линией BO_1 , почти параллельной первоначальному упругому участку диаграммы. Удлинение образца при разгрузке не исчезает полностью, а становится меньше на удлинение упругой части $\Delta l_{\text{упр}}$ (отрезок O_1O_2). Остаточное удлинение $\Delta l_{\text{ост}}$ (отрезок OO_1) называется также пластической деформацией. Таким образом, полное удлинение образца состоит из двух частей:

$$\Delta l = \Delta l_{\text{упр}} + \Delta l_{\text{ост}}. \quad (2.1)$$

Если после разгрузки образца его тут же снова нагрузить, то процесс повторного нагружения будет изображен линией O_1B , которая почти совпадает с линией BO_1 . Обе линии образуют петлю – петлю гистерезиса. После полного цикла образец возвращается к первоначальному состоянию; это явление носит название упругого гистерезиса. Площадь петли гистерезиса соответствует потерям механической энергии за один цикл.

При дальнейшем нагружении после точки *B* кривая продолжается так, будто промежуточной разгрузки не было. Следовательно, у образца после предварительного деформирования улучшились упругие свойства – повысился предел пропорциональности, но ухудшились пластические свойства – уменьшилось остаточное удлинение после разрыва, т. е. материал стал более хрупким. Явление повышения упругих свойств материала в результате предварительного пластического деформирования называется *наклепом*.

Наклеп широко используется в технике, но наблюдается не у всех материалов и даже не у всех металлов. Цепи и канаты подъемных

машин подвергают предварительной вытяжке, чтобы устранить остаточные удлинения, которые могут возникнуть во время работы. Аналогичной обработке подвергают некоторые виды арматуры железобетонных конструкций, цилиндры гидравлических прессов, турбинные диски. В некоторых случаях явление наклепа является нежелательным, например в таких технологических процессах, как прокатка стержней, резание листового материала, штамповка тонкостенных деталей, пробивание отверстий в листах под заклепки. Для устранения вредного влияния наклепа материал отжигают или, если это возможно, удаляют ту часть, которая получила наклеп.

Для сравнения результатов испытаний образцов различных размеров и получения числовых значений прочностных характеристик материала образца диаграмму растяжения перестраивают в системе координат σ (нормальные напряжения) и ε (относительные деформации). Для этого ординаты уменьшают в A_0 раз, а абсциссы в l_0 раз, где A_0 и l_0 – площадь поперечного сечения и расчетная длина образца до нагружения соответственно. Учитывая, что A_0 и l_0 – величины постоянные, диаграмма $\sigma = f(\varepsilon)$ имеет тот же вид, что и диаграмма растяжения, но характеризует не свойства образца, а свойства материала образца (рис. 2.2).

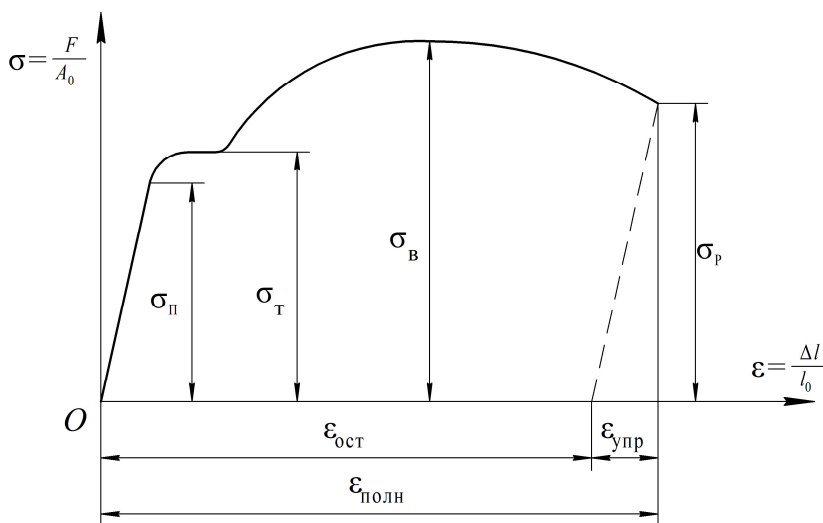


Рис. 2.2. Диаграмма растяжения в системе координат σ и ε

По результатам испытаний определяют числовые значения прочностных характеристик материала. К ним относятся:

1. *Предел пропорциональности* – наибольшее напряжение, до которого материал образца подчиняется закону Гука:

$$\sigma_{\text{п}} = \frac{F_{\text{п}}}{A_0}. \quad (2.2)$$

2. *Предел текучести* – напряжение, при котором происходит полный переход материала к пластической деформации:

$$\sigma_{\text{т}} = \frac{F_{\text{т}}}{A_0}. \quad (2.3)$$

При отсутствии на диаграмме явно выраженной площадки текучести определяется условный предел текучести $\sigma_{0,2}$ – напряжение, при котором остаточная деформация образца составляет 0,2 %:

$$\sigma_{0,2} = \frac{F_{0,2}}{A_0}. \quad (2.4)$$

Если зона текучести характеризуется скачкообразным изменением нагрузки (рис. 2.3), то вводятся следующие понятия:

– верхнего предела текучести

$$\sigma_{\text{тв}} = \frac{F_{\text{тв}}}{A_0}, \quad (2.5)$$

где $F_{\text{тв}}$ – ордината верхнего выступа в зоне текучести;

– нижнего предела текучести

$$\sigma_{\text{тн}} = \frac{F_{\text{тн}}}{A_0}, \quad (2.6)$$

где $F_{\text{тн}}$ – ордината самой низкой точки в зоне текучести.

На величину верхнего предела текучести существенно влияют многие факторы, в т. ч. условия проведения испытаний, поэтому нижний предел текучести принимается за физический предел текучести.

Предел текучести является одной из основных механических характеристик материала.

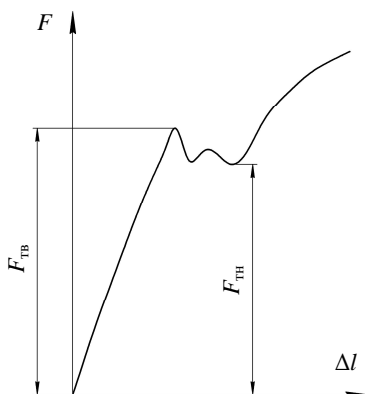


Рис. 2.3. Скачкообразное изменение зоны текучести

3. *Временное сопротивление (предел прочности)* – отношение наибольшей нагрузки, выдерживаемой образцом, к первоначальной площади его поперечного сечения:

$$\sigma_B = \frac{F_B}{A_0}. \quad (2.7)$$

4. *Максимальное напряжение при разрыве* – напряжение, при котором происходит разрыв образца:

$$\sigma_p = \frac{F_p}{A_{ш}}, \quad (2.8)$$

где $A_{ш}$ – площадь поперечного сечения в месте разрыва.

Мерой пластичности являются две характеристики материала, определяемые при испытании на растяжение:

– относительное остаточное удлинение при разрыве:

$$\delta = \frac{\Delta l_{\text{ост}}}{l_0} \cdot 100 \% = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100 \%, \quad (2.9)$$

где l_0 – расчетная длина образца до нагружения;

l – длина после разрыва;

– относительное остаточное сужение при разрыве:

$$\psi = \frac{A_0 - A_{\text{ш}}}{A_0} \cdot 100 \%. \quad (2.10)$$

Чем больше значения δ и ψ , тем более пластичным считается материал.

По результатам испытаний на одноосное растяжение материалы принято делить на пластичные и хрупкие. К пластичным относятся материалы, разрушению которых предшествуют большие остаточные деформации, достигающие иногда 20 %–25 %. Характерными представителями пластичных материалов являются низкоуглеродистые стали и алюминий. Хрупкими называют материалы, разрушающиеся при малых остаточных деформациях, не превышающих 2 %–5 %. Характерными представителями хрупких материалов являются чугун, инструментальные стали и стекло.

Пластичные материалы проявляют большее сопротивление отрыву частиц, чем сдвигу их друг относительно друга, и разрушаются главным образом от сдвига частиц в плоскостях действия наибольших касательных напряжений. Именно вследствие сдвига частиц увеличивается длина образца из пластичного материала при его растяжении, а место разрушения в шейке имеет вид кратера, стенки которого наклонены к оси образца под углом 45° (рис. 2.4, *а*). Дном этого кратера является поверхность первоначальной внутренней трещины, возникающей после образования шейки.

Хрупкие материалы, наоборот, обладают большим сопротивлением сдвигу, чем отрыву, и разрушаются при растяжении внезапно от отрыва частиц материала по плоскости поперечного сечения (рис. 2.4, *б*). Явления текучести, упрочнения и образования шейки на образцах из таких материалов перед разрывом не наблюдаются.



Рис. 2.4. Место разрушения образца:
 а – в виде кратера; б – по плоскости поперечного сечения

Диаграмма растяжения для хрупких материалов представлена на рис. 2.5.

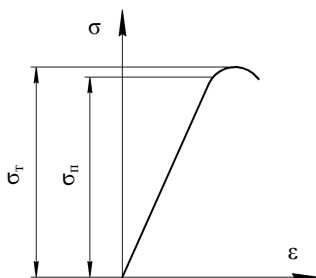


Рис. 2.5. Диаграмма растяжения хрупких материалов

При анализе диаграмм растяжения определяются опасные напряжения σ_0 . Для пластичных материалов эксплуатация детали невозможна при возникновении значительных пластических деформаций и значении $\sigma_0 = \sigma_t$, для хрупких характерно разрушение без возникновения таких деформаций и значении $\sigma_0 = \sigma_b$.

Все существующие и проектируемые элементы конструкции должны удовлетворять условию прочности в общем виде:

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_0}{n}, \quad (2.11)$$

где σ_{\max} – наибольшее рабочее напряжение в конструкции;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение;

σ_0 – опасное напряжение, при котором происходит разрушение или возникают значительные деформации, т. е. невозможна эксплуатация детали;

n – коэффициент запаса прочности, который устанавливается техническими условиями и нормами проектирования.

Деление материалов на хрупкие и пластичные является условным, т. к. свойства материалов зависят от температуры, скорости и вида нагружения. Один и тот же материал в одних условиях ведет себя как хрупкий, в других – как пластичный. Например, мрамор при одноосном растяжении разрушается как хрупкий материал, а при всестороннем сжатию проявляет пластические свойства. Поэтому правильнее говорить о пластичном и хрупком характере разрушения материала. Первое происходит при больших, а второе – при сравнительно малых остаточных деформациях.

Проведенные испытания показали, что при увеличении скорости деформирования от 5 до 100 мм/мин изменяется вид диаграммы растяжения низкоуглеродистой стали. Площадка текучести значительно уменьшается или исчезает совсем. Вид диаграммы более соответствует виду диаграмм растяжения для хрупких материалов, что свидетельствует об изменении характера разрушения образца. Такое разрушение называется квазихрупким (лат. *quasi* – как бы, якобы, наподобие) и является промежуточным между хрупким и пластичным разрушениями.

Величина удельной работы деформации является важной характеристикой материала и называется также статической *вязкостью*. Это комплексная характеристика, определяемая совокупностью прочностных и пластических свойств материала. Она является характеристикой изменения структурного состояния материала, способности материала поглощать энергию при разрыве, сопротивляться действию динамических нагрузок, развитию трещин.

Работа, затраченная на деформацию и разрушение расчетной длины образца:

$$W_{\text{расч}} = F_{\text{в}} \Delta l_{\text{ост}} \eta, \quad (2.12)$$

где $F_{\text{в}}$ – величина наибольшей нагрузки;

η – коэффициент полноты диаграммы, для низкоуглеродистой стали принимается равным 0,85.

Удельная работа, затраченная на разрушение единицы объема образца:

$$a = \frac{W_{\text{расч}}}{V_0}, \quad (2.13)$$

где $V_0 = A_0 l_0$ – начальный объем расчетной длины образца.

Описание установки

Работа выполняется на разрывной машине Р-5, автоматически вычерчивающей диаграмму растяжения. Принципиальная схема машины показана на рис. 2.6.

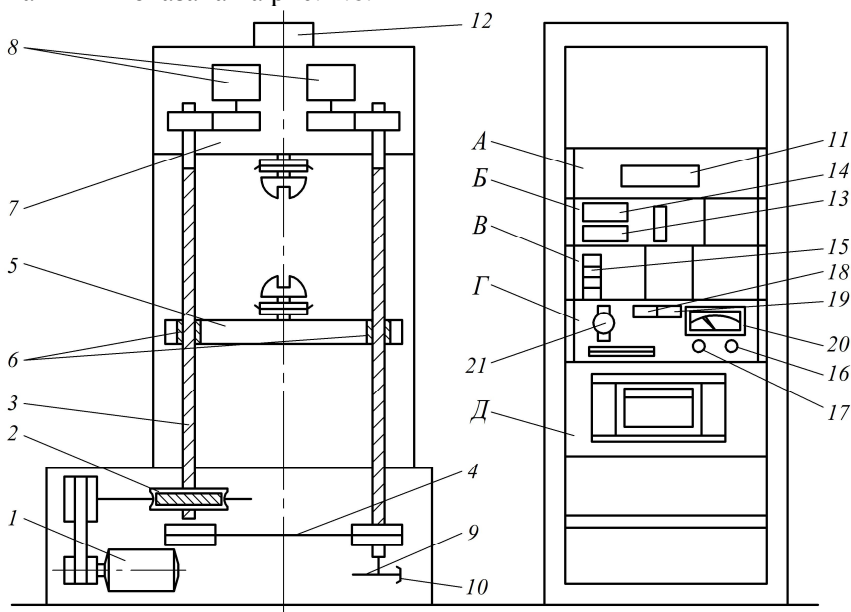


Рис. 2.6. Схема разрывной машины Р-5:

- 1 – электродвигатель; 2 – червячный редуктор; 3 – ходовой винт;
- 4 – плоскоребристый ремень; 5 – подвижная траверса; 6 – гайки;
- 7 – неподвижная траверса; 8 – датчики для управления записью диаграммы;
- 9 – диск с радиально расположенными пазами; 10 – фотоэлектрический датчик;
- 11 – цифровой индикатор перемещения активного захвата; 12 – датчик силы;
- 13 – индикатор нагрузки; 14 – табло наибольшей нагрузки; 15 – клавиши
- диапазонной нагрузки; 16 – резистор грубой регулировки скорости;
- 17 – резистор точной регулировки скорости; 18, 19 – клавиши диапазона
- измерителя скорости; 20 – указатель скорости;
- 21 – тумблер масштаба удлинений

Пульт управления имеет блочную конструкцию и состоит из следующих блоков: блока индикации перемещения активного захвата А, блока индикации нагрузки Б, блока преобразователя В, блока управления Г и блока записи диаграммы Д.

Для испытания используется стандартный образец диаметром $d_0 = 10$ мм из низкоуглеродистой стали, показанный на рис. 2.7. По краям образца имеются головки для его закрепления в захватах машины.

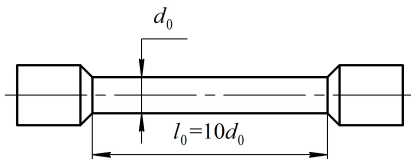


Рис. 2.7. Образец для испытаний на растяжение

Стандартные образцы могут быть круглого или прямоугольного поперечного сечения. Особенностью стандартных образцов является наличие усиленных мест для захвата и плавного перехода к рабочей части образца. Длина рабочей части l образца обычно в 10–15 раз больше диаметра. Существуют короткие образцы, у которых $l \leq d_0$. Расчетная длина образца принимается $l = 10d_0$, она фиксируется на рабочей части двумя точками с помощью кернов.

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материалы учебно-методического пособия [2], учебников [3, 4], конспекта лекций по теме «Работоспособность элемента конструкции и ее критерии. Внутренние силовые факторы в сечении» и данные методические указания.

2. Подготовить протокол лабораторной работы, содержащий краткое теоретическое обоснование, описание работы установки, необходимые рисунки и таблицы для записи показаний опытных и расчетных величин.

Порядок проведения работы

1. Измерить диаметр рабочей части образца с точностью до 0,2 мм и расчетную длину с точностью до 0,1 мм. Результаты занести в табл. 2.1. Закрепить образец в захватах разрывной машины.

Таблица 2.1

Опытные данные

Размеры образца						Нагрузки, Н				
до опыта			после опыта			$F_{\text{п}}$	$F_{\text{тв}}$	$F_{\text{тн}}$	$F_{\text{в}}$	$F_{\text{р}}$
l_0 , мм	d_0 , мм	A_0 , мм ²	l , мм	$d_{\text{ш}}$, мм	$A_{\text{ш}}$, мм ²					
		$\frac{\pi d_0^2}{4} = \text{---}$			$\frac{\pi d_{\text{ш}}^2}{4} = \text{---}$					

2. Установить масштаб диаграммы растяжения 4:1 и диапазон l измерения нагрузки. Включить механизм записи диаграммы растяжения.

3. Включить механический привод машины и установить скорость перемещения нижнего захвата. Скорость перемещения нижнего захвата принимается не более 10 мм/мин. В процессе испытания наблюдать за состоянием образца, изменением нагрузки и вычерчиванием диаграммы растяжения. После разрыва образца выключить привод машины.

4. Освободить части образца из захватов и, плотно прижав обе части друг к другу, замерить расчетную длину образца после разрыва и диаметр шейки $d_{\text{ш}}$ в месте разрыва.

Результаты замеров занести в табл. 2.1.

Обработка опытных данных

По полученной диаграмме растяжения определить нагрузки, соответствующие пределу пропорциональности $F_{\text{п}}$, пределам текучести $F_{\text{тв}}$ и $F_{\text{тн}}$ и пределу прочности $F_{\text{в}}$. Масштаб нагрузки диаграммы при работе на диапазоне l равен 500 Н. Значения нагрузок записать в табл. 2.1.

Рассчитать начальную площадь A_0 поперечного сечения образца и по соответствующим формулам вычислить механические характеристики материала: предел пропорциональности $\sigma_{\text{п}}$, пределы текучести $\sigma_{\text{тв}}$ и $\sigma_{\text{тн}}$, предел прочности $\sigma_{\text{в}}$, максимальное напряжение при разрыве $\sigma_{\text{р}}$, относительное остаточное удлинение δ , относительное остаточное сужение ψ и удельную работу, затраченную на разрушение образца a . Полученные значения занести в табл. 2.2.

Таблица 2.2

Механические характеристики материала

Характеристики прочности, МПа					Характеристики пластичности		Характеристика вязкости
σ_{Π}	$\sigma_{\text{ТВ}}$	$\sigma_{\text{ТН}}$	$\sigma_{\text{В}}$	$\sigma_{\text{Р}}$	δ , %	ψ , %	a , Н·мм/мм ³

На основании табл. 2.2 сделать вывод о прочности, пластичности и вязкости низкоуглеродистой стали, определяющий ее механические характеристики.

Контрольные вопросы

1. Что относится к механическим характеристикам материалов?
2. Что представляет собой диаграмма растяжения?
3. На каком участке диаграммы выполняется закон Гука? Как он формулируется?
4. Что такое наклеп? Как он используется в технике?
5. Что такое предел пропорциональности, предел текучести, предел прочности?
6. Что такое относительное остаточное сужение поперечного сечения образца?
7. Какие материалы называются хрупкими, какие пластичными?
8. Какие напряжения являются опасными для хрупких, а какие – для пластичных?
9. Чем отличаются диаграммы растяжения для пластичных и хрупких материалов?
10. Как определяются абсолютная и относительная продольные деформации бруса?

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ПУАССОНА И МОДУЛЯ УПРУГОСТИ ДЛЯ СТАЛИ

Цель работы: ознакомиться с электротензометрическим методом определения деформаций; определить коэффициент Пуассона и модуль упругости для стали.

Теоретическое обоснование

Воздействие внешних нагрузок на твердое тело приводит к его деформации. Деформация, в свою очередь, приводит к изменению пропорций, размеров и формы, что сопровождается внешними дефектами и снижением работоспособности. По величинам деформаций могут определяться напряжения, действующие нагрузки, перемещения и другие величины, связанные с задачами исследования. Так как в реальных условиях прямое измерение деформаций представляет большие технические трудности или практически невозможно, то в настоящее время в измерительной технике широко используют методы преобразования деформаций в другие величины, измеряемые сравнительно просто. Наиболее совершенным является метод электротензометрии. *Электротензометрией* называется электрический метод измерения малых деформаций в деталях машин и элементах конструкций. При данном методе используется физическое явление, заключающееся в изменении электрического сопротивления проводника при его деформации. Это явление называется *тензорезистивным эффектом*. Опытами установлено, что относительное изменение омического сопротивления проводника при растяжении и сжатии прямо пропорционально его относительной деформации:

$$\frac{\Delta R}{R} = S \frac{\Delta l}{l} = S \varepsilon, \quad (3.1)$$

где S – коэффициент тензочувствительности, постоянная безразмерная величина, зависящая от материала проводника, для константановой проволоки он равен 2,1;

R, l – начальное (номинальное) омическое сопротивление и начальная длина проводника;

$\Delta R, \Delta l$ – приращение сопротивления и длины проводника соответственно.

Обычно исследователя интересуют деформации в определенных точках детали или конструкции. В связи с этим проводники должны точно воспринимать деформации на небольших участках деталей. Такими чувствительными проводниками-преобразователями являются специальные тензодатчики омического сопротивления – *тензорезисторы*, прочно наклеиваемые на деформируемые детали. Наибольшее распространение получили константановые проволоочные и фольговые тензорезисторы. Проволоочные тензорезисторы (рис. 3.1) изготавливаются из проволоки диаметром 0,012–0,020 мм, зигзагообразно уложенной между листочками тонкой бумаги.

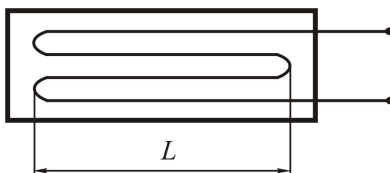


Рис. 3.1. Тензорезистор

Длина зигзагов (петель) называется *базой тензорезистора*. Тензорезисторы выпускаются с базой $L = 5\text{--}50$ мм и электрическим сопротивлением $R = 50; 100; 150; 200$ Ом. Наиболее распространены тензорезисторы с базой 20 и 25 мм и сопротивлением 100 и 200 Ом.

Бумажная прослойка осуществляет изоляцию проволоки от детали. Выводы служат для подключения датчика в измерительную схему. Тензорезисторы наклеиваются на детали специальными клеями.

Вызываемое изменение сопротивления тензорезистора может быть зарегистрировано с помощью моста сопротивлений как изменение электрического тока. Мост сопротивлений (рис. 3.2) представляет собой четыре сопротивления – R_1, R_2, R_3, R_4 , – соединенные в виде квадрата. Диагональ моста ВД называется измерительной диагональю. В нее включается чувствительный гальванометр или осциллограф. Диагональ ЕС является питающей, т. к. к ней подводится напряжение от батареи или выпрямителя. Сопротивления R_1 и R_2 ,

равные по величине, образуют внешний полумост, а одинаковые по величине сопротивления R_3 и R_4 – внутренний полумост, смонтированный внутри прибора. Переменное сопротивление в точке Д называется реохордом и служит для балансировки моста. Сопротивление R_1 представляет собой тензорезистор, наклеенный на исследуемую деталь. До приложения нагрузки производится балансировка моста, означающая выполнение равенства

$$\frac{R_1}{R_4} = \frac{R_2}{R_3}. \quad (3.2)$$

В этом случае, как известно из электротехники, ток в измерительной диагонали ВД будет отсутствовать, т. е. стрелка гальванометра останется на нуле или луч осциллографа будет чертить на фотобумаге нулевую линию.

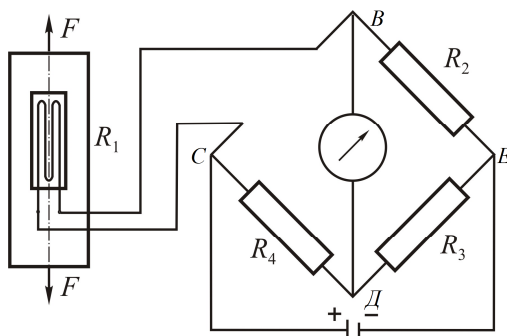


Рис. 3.2. Схема тензометрического моста

При растяжении детали силами F тензорезистор R_1 получает деформацию. Его сопротивление изменяется на некоторую величину ΔR_1 . В результате происходит разбалансирование моста (нарушается равенство (3.2)) и в измерительной диагонали появляется ток i («тензосигнал»), величина которого в общем случае прямо пропорциональна разности относительных изменений сопротивлений тензорезисторов R_1 и R_2 внешнего полумоста:

$$i = c \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} \right), \quad (3.3)$$

где c – коэффициент, зависящий от напряжения питания и чувствительности тензодатчика.

Подставив выражение (3.1) в (3.3), получим формулу, связывающую ток в измерительной диагонали моста с разностью деформаций, воспринимаемых тензорезисторами:

$$i = c(\varepsilon_1 - \varepsilon_2). \quad (3.4)$$

Зависимость (3.4) является *основным уравнением электротензометрии*.

Уравнением (3.4) пользуются для выбора мест размещения тензорезисторов на детали с целью наилучшего выделения интересующих сигналов и автоматической взаимной компенсации ненужных сигналов. Основной погрешностью датчиков сопротивления является температурная погрешность, т. к. во время опыта они воспринимают не только деформацию от нагрузки, но и тепловую деформацию от изменения температуры. При изменении температуры сопротивление проволоки датчиков существенно меняется. Например, у константанового тензорезистора, наклеенного на стальную деталь, при изменении температуры на 1°C сопротивление меняется на такую величину, как при изменении напряжения в детали на 70 Н/см^2 . Для компенсации температурной погрешности служит тензорезистор R_2 , который включается во внешний полумост и называется *компенсационным* (см. рис. 3.2). Этот датчик должен иметь одинаковое сопротивление с рабочим датчиком (обычно выбирается из одной партии) и наклеиваться на деталь в зоне одинаковой температуры с ним, но в месте, где бы он не испытывал упругих деформаций (на торцах валов, вдоль нейтральных линий и т. д.). В тех случаях, когда исключить упругие деформации не представляется возможным, компенсационный датчик наклеивается на отдельную пластинку из того же материала, что и испытываемая деталь, и эта пластинка располагается рядом с рабочим датчиком (этим достигается единство значений упругих и температурных величин).

Если температура детали во время опыта изменилась, то полная деформация рабочего датчика будет включать упругую и тепловую деформации, а компенсационная – только тепловую, т. к. оба датчика внешнего полумоста находятся в области одинаковых температур:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_y + \varepsilon_T; \quad \varepsilon_2 = 0 + \varepsilon_T, \quad (3.5)$$

где ε_y , ε_T – упругая и тепловая деформации соответственно.

Согласно (3.4)

$$i = c s \left[(\varepsilon_y + \varepsilon_T) - (0 + \varepsilon_T) \right]. \quad (3.6)$$

Таким образом, тепловые деформации в результате вычитания взаимно скомпенсировались и не повлияли на измерение упругой деформации рабочим датчиком.

Изменение сопротивления тензорезисторов при деформации деталей составляет малую величину. Например, при растяжении стального образца $R_g = 200$ Ом, напряжении $\sigma = 1000$ Н/см², $S = 2,0$, модуле упругости материала $E = 2 \cdot 10^5$ МПа сопротивление тензорезистора согласно формуле (3.1) изменится на величину

$$\Delta R = S \varepsilon R_g = S \frac{\sigma}{E} R_g = 2,0 \cdot \frac{1000}{2 \cdot 10^7} \cdot 200 = 0,02 \text{ Ом.}$$

Малым изменениям сопротивления тензорезисторов соответствуют и слабые токи. Для усиления слабых токов (тензосигналов), возникающих в измерительной диагонали, в схему электротензометрической установки включается усилитель, а для записи сигналов – шлейфовый или катодный осциллограф.

Электротензометрический метод позволяет:

а) измерять с большой точностью не только постоянные, но и переменные деформации;

б) проводить измерения на значительных расстояниях от объекта, причем одновременно в нескольких точках и в разных направлениях.

Для определения действительных величин деформаций, напряжений или нагрузок проводится тарировка прибора, т. е. устанавливается в единицах деформации, напряжения или нагрузки цена одной единицы показаний прибора (для стрелочных гальванометров это цена одного деления шкалы, для цифровых тензометрических мостов – цена одной единицы показаний на табло).

Таким образом, тарировочный коэффициент показывает, какой относительной деформации, какому напряжению или силе соответ-

ствует одна единица показаний прибора (один миллиметр ординаты осциллограммы, одно деление шкалы стрелочного прибора, одна единица на табло и т. д.). Относительная деформация ε , напряжение σ , сила F будут вычисляться по следующим формулам:

$$\varepsilon = \varepsilon_0 n; \quad \sigma = \sigma_0 n; \quad F = F_0 n, \quad (3.7)$$

где n – величина тензосигнала, т. е. число единиц показаний регистрирующего прибора, соответствующее деформации тензорезистора;

ε_0 , σ_0 , F_0 – соответствующие тарифовочные коэффициенты.

Для определения тарифовочных коэффициентов проводят специальные опыты, в которых одновременно с измерением исследуемой величины прибором проводится ее непосредственное измерение в месте наклейки датчика другими средствами, например измерение деформации рычажным тензомером, измерение силы образцовым динамометром и т. д. Подставляя найденные значения изучаемых величин и число единиц показаний прибора в формулу (3.7), находят искомые значения тарифовочных коэффициентов:

$$\varepsilon_0 = \frac{\varepsilon}{n}; \quad \sigma_0 = \frac{\sigma}{n}; \quad F_0 = \frac{F}{n}. \quad (3.8)$$

Определив деформации, можно установить физические постоянные материала, прежде всего – коэффициент Пуассона и модуль упругости.

Коэффициентом Пуассона называется абсолютная величина отношения относительной поперечной деформации к относительной продольной деформации стержня при растяжении:

$$\mu = \left| \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \right|. \quad (3.9)$$

Для различных материалов значение μ изменяется в пределах 0–0,5. Для металлов $\mu = 0,25–0,35$.

Экспериментальные исследования по растяжению и сжатию твердых тел из разных материалов, различной формы поперечного сечения показывают, что их удлинения или укорочения до определенного предела нагружения пропорциональны действующим силам (рис. 3.3):

$$\Delta l = \frac{l \cdot F}{E \cdot A}, \quad (3.10)$$

где Δl – абсолютное удлинение стержня;

l – первоначальная длина стержня;

F – внешняя сила;

E – коэффициент пропорциональности, называемый модулем упругости, или модулем Юнга – в честь английского ученого Томаса Юнга, который в 1807 г. ввел это фундаментальное понятие;

A – площадь поперечного сечения стержня.

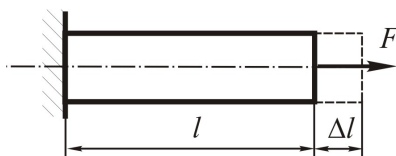


Рис. 3.3. Схема растяжения стержня

Чтобы исключить влияние геометрического фактора и выделить свойства материала, преобразуем выражение (3.10) следующим образом:

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{1 \cdot F}{E \cdot A}, \quad (3.11)$$

где $\Delta l / l$ – относительная продольная деформация стержня при растяжении.

Величина F / A представляет собой напряжение σ , возникающее в поперечном сечении стержня при растяжении. В результате

$$\sigma = E \epsilon. \quad (3.12)$$

Полученное уравнение представляет собой линейную зависимость между напряжением и деформацией и называется *законом Гука при растяжении и сжатии*. В виде уравнения (3.12) закон выражает свойства самого материала. Модуль Юнга является фундаментальным понятием. Для данного материала модуль упругости – величина постоянная, определяемая экспериментально:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}. \quad (3.13)$$

Так как ε – величина безразмерная, то модуль упругости E измеряется в тех же единицах, что и напряжение (Па или МПа). Для большинства материалов модуль упругости при растяжении и сжатии одинаков. Для металлов модуль упругости варьируется в пределах $(0,7\text{--}2,2) \cdot 10^5$ МПа.

Модуль упругости является важнейшей физической характеристикой материала и используется в расчетах на жесткость и устойчивость.

Коэффициент Пуассона и модуль упругости удобно находить, используя метод электротензометрии для измерения поперечной и продольной деформаций.

Описание установки

Лабораторная установка включает универсальную разрывную машину 1 с индикатором силы 2, измерительную тензометрическую систему 3 и образец 4, представляющий собой стальную полосу прямоугольного поперечного сечения. На плоской поверхности образца вдоль и поперек оси наклеены одинаковые тензодатчики с базой $L = 20$ мм для измерения продольной $T1$ и $T3$, поперечной $T2$ и $T4$ деформаций (рис. 3.4).

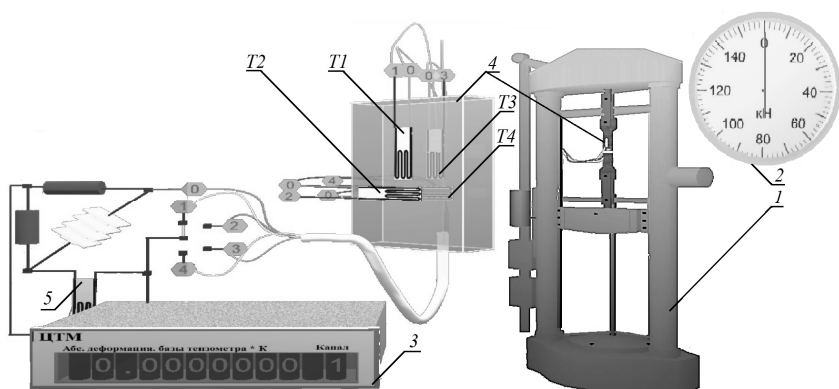


Рис. 3.4. Внешний вид лабораторной установки


Тензодатчики $T1$, $T2$, $T3$ и $T4$ поочередно включаются в одно из плеч моста. Компенсационный тензодатчик 5 наклеен на дополнительную пластину, изготовленную из того же материала, что и образец.

Подготовка к выполнению работы


1. Изучить материалы учебно-методического пособия [2], учебников [3, 4], конспекта лекций по теме «Работоспособность элемента конструкции и ее критерии. Внутренние силовые факторы в сечении» и данные методические указания.


2. Подготовить протокол лабораторной работы, содержащий краткое теоретическое обоснование, описание работы установки, необходимые рисунки и таблицы для записи показаний опытных и расчетных величин.


Порядок проведения работы


1. Произвести настройку лабораторной установки:
– щелкнув по кнопке «Настройки»  панели инструментов, выбрать в диалоговом окне «Настройки» (рис. 3.5) рабочую длину l образца и размеры поперечного сечения (ширину b , высоту h);

– занести значения l , b , h в табл. 3.1.

2. Щелчком по черной кнопке «Запустить стенд»  запустить гидронасос (появляется характерный звук).

3. Нажатием на кнопку «Стрелка вниз»  включить нагружение образца растягивающей силой.

4. Повторным нажатием на кнопку «Стрелка вниз»  остановить стрелку динамометра, когда она достигнет отметки 4 кН (4000 Н).

5. Последовательным нажатием на кнопку «Номер»  вывести на правое табло измерительной тензометрической системы номер канала, соответствующий включенному в одно из плеч моста тензодатчику (1 – продольный $T1$, 2 – поперечный $T2$, 3 – продольный $T3$, 4 – поперечный $T4$). На левом табло измерительной тензометрической системы будут отображаться показания соответствующего тензодатчика, которые следует занести в табл. 3.1.

6. Повторить п. 3–5, последовательно увеличивая силу F на 4 кН (4000 Н) до значения 20 кН (20 000 Н).

Настройки

Образец

Высота сечения, h [м]

0.03

Ширина сечения, b [м]

0.006

Рабочая длина [м]

0.23

Контроль нагрузки

☒ Динамометр

☐ Манометр

Стенд

Объемная постоянная гидромотора [м³/рад]

4e-006

Передаточное число редуктора

2

Радиус винта [м]

0.05

Угол подъема винтовой линии [°]

10

Тензометрический мост

База тензометра [м]

0.02

Коэффициент увеличения абсолютной деформации базы тензодатчика, K

100000

Максимальное давление на гидронасосе нагрузки 32 МПа

Файл настроек по умолчанию

Обзор


OK

Закрыть

Сохранить настройки

Загрузить настройки

Рис. 3.5. Пример окна настройки лабораторной установки

7. Нажатием на кнопку «Стрелка вверх»  разгрузить образец.


8. Щелчком по красной кнопке «Остановить стенд»  выключить гидронасос.

Таблица 3.1

Опытные данные

Показатель	Обозначение	Нагрузка F , Н				
		4000	8000	12 000	16 000	20 000
Показания тензодатчиков	$T1$					
	$T2$					
	$T3$					
	$T4$					
Средние значения показаний тензодатчиков	n'					
	n					
Размеры образца: l = _____ мм; b = _____ мм; h = _____ мм						

Обработка опытных данных

1. Рассчитать средние значения поперечных n' и продольных n показателей на каждой ступени нагружения по следующим уравнениям:

$$n' = \frac{T2 + T4}{2}; \quad n = \frac{T1 + T3}{2}.$$

Полученные значения записать в табл. 3.1.

2. Для каждой ступени нагружения определить изменение поперечного $\Delta l'_i$ и продольного Δl_i размеров образца в пределах базы тензодатчиков:

$$\Delta l'_i = n'_i k; \quad \Delta l_i = n_i k,$$

где k – тарировочный коэффициент, $k = 10^{-2}$ мм/1 ед.

Полученные значения записать в табл. 3.2.

3. Определить для каждой ступени нагружения относительную поперечную ε'_i и относительную продольную ε_i деформации:

$$\varepsilon'_i = \frac{\Delta l'_i}{L}; \quad \varepsilon_i = \frac{\Delta l_i}{L}, \quad (3.14)$$

где L – база тензодатчика, $L = 20$ мм.

Полученные значения записать в табл. 3.2.

4. Вычислить для каждой ступени нагружения по формуле (3.9) значение коэффициента Пуассона и записать в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Результаты вычислений

Параметр	Нагрузка F , Н					Среднее значение
	4000	8000	12 000	16 000	20 000	
$\Delta l'_i$, мм						—
Δl_i , мм						—
ε'_i						—
ε_i						—
μ_i						
σ_i , МПа						—
E_i , МПа						

5. Определить среднее значение коэффициента Пуассона:

$$\mu_{\text{cp}} = \frac{\sum_{i=1}^m \mu_i}{m}, \quad (3.15)$$

где m – число опытов (ступеней), $m = 5$.

6. Определить нормальное напряжение в поперечном сечении образца при заданных нагрузках и записать в табл. 3.2:

$$\sigma_i = \frac{F_i}{A}, \quad (3.16)$$

где A – площадь поперечного сечения образца, $A = hb$.

7. Построить график $\sigma = f(\varepsilon)$ и убедиться в справедливости закона Гука для данного образца.

8. Вычислить по формуле (3.3) значения модуля упругости для каждой ступени нагружения и записать в табл. 3.2.

9. Найти среднее значение модуля упругости по формуле

$$E_{\text{cp}} = \frac{\sum_{i=1}^m E_i}{m}. \quad (3.17)$$

10. Сравнить полученные значения коэффициента Пуассона μ_{cp} и модуля упругости E_{cp} со справочными данными для стали и сделать вывод.

Контрольные вопросы

1. Что такое электротензометрия? В чем заключается сущность тензорезисторного эффекта?

2. Что представляет собой тензорезистор? Какими параметрами он характеризуется?

3. В чем заключается сущность основного уравнения тензометрии?
4. Каков принцип действия компенсационного датчика? Как данный датчик должен располагаться на детали? Почему?
5. Что называется коэффициентом Пуассона?
6. Какие свойства материала характеризуют коэффициент Пуассона?
7. Почему различны знаки поперечной и продольной деформаций при растяжении стержня? Как обнаруживается различие знаков продольной и поперечной деформаций в данной работе?
8. В какой зоне диаграммы растяжения проводится опыт по определению модуля продольной упругости?
9. Как формулируется закон Гука?
10. Для каких материалов закон Гука соблюдается с большой степенью точности?
11. Для каких материалов закон Гука является приближенным?

Лабораторная работа № 4

ИСПЫТАНИЕ СТАЛЬНОЙ БАЛКИ НА ЧИСТЫЙ ИЗГИБ

Цель работы: экспериментально определить нормальные напряжения в пяти точках по высоте сечения двутавровой балки при чистом изгибе и сравнить полученные экспериментальные напряжения, прогибы балки и углы поворота поперечных сечений с их величинами, вычисленными теоретически; построить эпюры поперечной силы и изгибающего момента.

Теоретическое обоснование

Изгиб – вид деформации, при котором происходит искривление (изгиб) продольной оси стержня, а в поперечных сечениях стержня возникают изгибающие моменты M_x и почти всегда поперечные силы Q . В зависимости от наличия в поперечных сечениях внутренних силовых факторов различают изгибы:

- *чистый*, когда в поперечных сечениях действует только один изгибающий момент M_x , а все другие внутренние силовые факторы отсутствуют;

- *поперечный* (прямой), когда в поперечных сечениях наряду с изгибающим моментом M_x действует поперечная сила Q ;

- *продольный* и *продольно-поперечный*, когда одновременно с нормальной N и поперечной Q силами действует изгибающий момент M_x .

Каждый вид изгиба, в свою очередь, может быть *прямым* или *косым*, при этом косой изгиб может быть плоским и пространственным. Нормальные напряжения $\sigma = f(M)$ зависят только от изгибающего момента M , а касательные $\tau = f(Q)$ – от поперечной силы Q . Поэтому вывод расчетной формулы нормальных напряжений для чистого изгиба производится, когда поперечная сила $Q = 0$.

При чистом изгибе:

- справедлива гипотеза плоских сечений, т. е. сечения, будучи плоскими до нагружения, остаются плоскими и после нагружения, лишь поворачиваясь на некоторый угол;

- деформацию балки можно рассматривать как поворот жестких плоских поперечных сечений друг относительно друга, потому что

при $Q = 0$ соседние по высоте волокна не давят друг на друга, а испытывают лишь растяжение или сжатие;

– существует *нейтральный слой*, в котором волокна сохраняют свою длину, т. к. при деформации верхние волокна удлиняются, а нижние укорачиваются.

Если балку рассечь плоскостью, перпендикулярной оси, то в результате пересечения ее с нейтральным слоем в поперечном сечении образуется прямая, которая называется *нейтральной линией*. На нейтральной линии $N-N$ (рис. 4.1) деформации и напряжения равны нулю: $\sigma = E\varepsilon = E \cdot 0 = 0$.

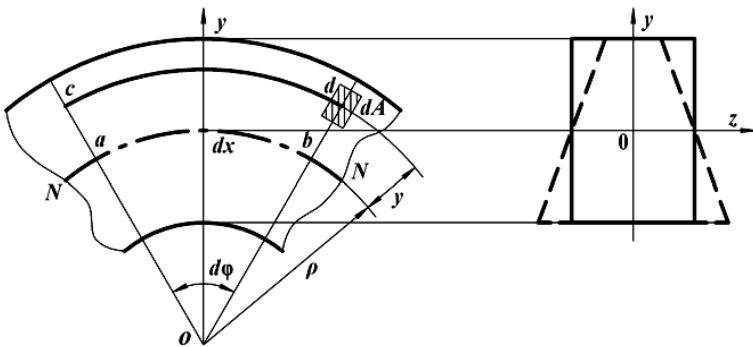


Рис. 4.1. Схема деформации стержня при чистом изгибе

Обозначим бесконечно малый элемент балки после деформации через dx ; $N-N$ – нейтральный слой; O – центр кривизны нейтрального слоя; ρ – радиус кривизны нейтрального слоя; $d\varphi$ – угол между сечениями. Из рис. 4.1 видно, что волокно ab принадлежит нейтральному слою $N-N$ и его длина до и после деформации будет равна dx .

Так как до деформации все волокна имели длину $dx = ab$, то относительная продольная деформация волокна cd , расположенного на расстоянии y от нейтрального слоя, составит

$$\varepsilon = \frac{cd - ab}{ab} = \frac{(\rho + y)d\varphi - \rho d\varphi}{\rho d\varphi} = \frac{y}{\rho}. \quad (4.1)$$

Из полученной зависимости (4.1) следует, что относительные продольные деформации прямо пропорциональны расстоянию y

волокна от нейтрального слоя и обратно пропорциональны его радиусу кривизны ρ . Поскольку линейные деформации ε сопровождаются поперечными $\varepsilon' = -\mu\varepsilon$, при растяжении – сжатием, а при сжатии – расширением в поперечном направлении пропорционально коэффициенту Пуассона μ , то форма поперечного сечения балки при изгибе изменяется. Первоначальное прямоугольное поперечное сечение превращается в сечение трапецеидальной формы (см. рис. 4.1).

Так как при чистом изгибе поперечная сила $Q = 0$ и касательные напряжения $\tau = 0$, то между продольными волокнами отсутствует взаимодействие. Таким образом, при чистом изгибе материал находится в одноосном напряженном состоянии. В одной части сечения он растягивается, в другой – сжимается. Следовательно, в соответствии законом Гука

$$\sigma_x = E\varepsilon_x = E \frac{y}{\rho}. \quad (4.2)$$

Полученное выражение (4.2) показывает, что:

- нормальные напряжения в поперечном сечении балки изменяются по линейному закону;
- напряжения в волокне прямо пропорциональны его расстоянию от нейтральной линии;
- максимальные напряжения возникают в крайних волокнах сечения.

Распределенные по сечению напряжения должны дать пару сил с моментом, равным изгибающему моменту, действующему в данном сечении. Выделим элементарную площадку dA (см. рис. 4.1) на расстоянии y от нейтральной линии. Элементарный изгибающий момент, создаваемый элементарной силой, действующей на площадку относительно нейтральной линии:

$$dM = \sigma_x y dA. \quad (4.3)$$

Полный изгибающий момент в сечении равен интегралу по всей площади сечения:

$$M = \int_A \sigma_x y dA = \int_A \frac{E y}{\rho} y dA; \quad M = \frac{E}{\rho} \int_A y^2 dA = \frac{E}{\rho} I_z, \quad \text{или} \quad \frac{1}{\rho} = \frac{M}{EI_z}, \quad (4.4)$$

где $\int_A y^2 dA = I_z$ – осевой момент инерции сечения относительно нейтральной оси.

Так как в поперечном сечении отсутствует нормальная сила N , то интеграл от элементарной силы σdA на площадке dA , взятый по всей площади сечения, должен быть равен нулю:

$$N = \int_A \sigma_x dA = \int_A \frac{E y}{\rho} dA = \frac{E}{\rho} \int_A y dA = 0.$$

Так как $\frac{E}{\rho} \neq 0$, то $\int_A y dA = S_z = 0$.

Интеграл $\int_A y dA = S_z$ – статический момент площади поперечного сечения относительно нейтральной оси. Так как значение S_z равно нулю, то нейтральная линия проходит через центр тяжести сечения и является главной центральной осью.

Подставив выражение (4.4) в (4.2), получим расчетную формулу, позволяющую определить напряжения в любой точке поперечного сечения балки. Наибольшие растягивающие и сжимающие напряжения в сечении возникают в точках, наиболее удаленных от нейтральной оси y_{\max} , и определяют условие прочности балки:

$$\sigma_x = \frac{M y}{I_z}; \quad \sigma_{\max} = \frac{M_{\max} y_{\max}}{I_z} = \frac{m_{\max}}{W_z}, \quad \text{или} \quad \sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma], \quad (4.5)$$

где $W_z = \frac{I_z}{y_{\max}}$ – осевой момент сопротивления:

– для круглого поперечного сечения:

$$W_z = \frac{\pi d^3}{32}; \quad I_z = \frac{\pi d^4}{64}; \quad (4.6)$$

– для кольцевого поперечного сечения:

$$W_z = \frac{\pi D^3}{32}(1 - c^4); \quad c = \frac{d}{D}; \quad I_z = \frac{\pi D^4}{64}(1 - c^4); \quad (4.7)$$

– для прямоугольного поперечного сечения:

$$W_z = \frac{bh^2}{6}, \text{ или } W_z = \frac{b(cb)^2}{6} = \frac{c^2 b^2}{6}; \quad c = \frac{h}{b}; \quad I_z = \frac{bh^3}{12}. \quad (4.8)$$

Описание установки

Лабораторная установка (рис. 4.2) состоит из специального стэнда 1 с установленной на него двутавровой балкой 2.

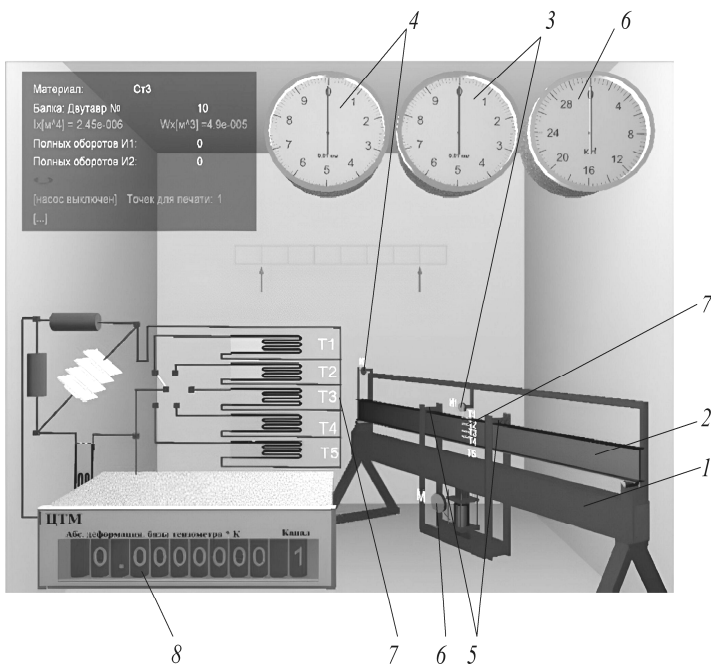


Рис. 4.2. Общий вид виртуальной лабораторной установки

Данная установка позволяет осуществлять пошаговое нагружение и разгрузку балки с контролем нагрузки динамометром, контролем прогибов в месте приложения нагрузки и на конце балки по индикаторам часового типа и контролем напряжений по высоте балки с помощью тензодатчиков и цифрового тензометрического моста. За деформацией балки можно наблюдать по ее каркасной модели.

В середине балки установлен индикатор часового типа 3 для измерения прогиба, а в торце балки на приваренной консоли в горизонтальном направлении на расстоянии $b = 500$ мм от оси опоры – индикатор 4 для определения угла поворота опорного сечения (см. рис. 4.2).

Чистый изгиб создается на среднем участке шарнирно опертой балки 2, нагруженной двумя равными силами 5, приложенными на равных расстояниях от опор – симметричное нагружение, контролируемое динамометром 6. В сечениях этого участка изгибающий момент M_x имеет постоянное значение – поперечная сила Q равна нулю.

При чистом изгибе на ненагруженных поверхностях, как отмечалось, имеет место линейное напряженное состояние и напряжения σ связаны с относительными деформациями в соответствии законом Гука $\sigma = E\varepsilon$. Таким образом, зная экспериментально величину относительной деформации ε , можно вычислить напряжение по тому же направлению. Относительная деформация в исследуемых точках балки определяется тензометрическим методом. Тензодатчики 7 наклеены в пяти точках на разной высоте y от нейтральной линии поперечного сечения с высотой $h = 100$ мм:

$$y_1 = -\frac{h}{2}; \quad y_2 = -\frac{h}{4}; \quad y_3 = 0; \quad y_4 = \frac{h}{4}; \quad y_5 = \frac{h}{2}. \quad (4.9)$$

Величины абсолютных деформаций баз тензодатчиков, увеличенные в 10^5 раз, отображаются в окне цифрового индикатора деформаций 8. Размерность – в метрах. Имеется возможность просмотра показаний каждого тензодатчика.


Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материалы учебно-методического пособия [2], учебников [3, 4], конспекта лекций по теме «Расчеты на прочность при изгибе» и данные методические указания.

2. Подготовить протокол лабораторной работы, содержащий краткое теоретическое обоснование, описание работы установки, необходимые рисунки и таблицы для записи показаний опытных и расчетных величин.

Порядок выполнения работы

1. Произвести настройку лабораторной установки:

– щелкнув по кнопке «Настройки»  панели инструментов, выбрать в диалоговом окне «Настройки» (рис. 4.3) номер двутавра и размеры поперечного сечения, материал образца из предлагаемого перечня, расстояние между опорами l (пролет балки), расстояние l_p между точками приложения сил F , расстояние от левой опоры a , расстояние между продольной осью балки и осью индикатора № 2 b , базу тензометра L ;


– занести значения l , l_p , a , b , L в табл. 4.1.


Рис. 4.3. Пример настройки параметров эксперимента


Таблица 4.1


Параметры эксперимента

Параметр	Обозначение	Значение
Балка	—	Двутавр № _____
Высота балки, мм	h	
Материал балки	—	Сталь
Осевой момент инерции сечения, мм ⁴	I_z	
Модуль упругости материала балки (модуль Юнга), МПа	E	$2,1 \cdot 10^5$
Расстояние между опорами (пролет балки), мм	l	
Расстояние между точками приложения сил F , мм	l_p	
Расстояние от оси левой опоры до сечения с тензодатчиками, мм	a	
Расстояние между продольной осью балки и осью индикатора № 2, мм	b	
База тензометра, мм	L	
Цена деления индикаторов часового типа, мм	$k_{\text{и}}$	0,01

2. Щелчком по черной кнопке «Запустить стенд»  запустить гидронасос.

3. Нажатием на кнопку «Стрелка вниз»  включить нагружение образца изгибающими силами.

4. Повторным нажатием на кнопку «Стрелка вниз»  остановить стрелку динамометра, когда она достигнет отметки, указанной преподавателем.

5. Последовательным нажатием на кнопку «Номер»  вывести на правое табло измерительной тензометрической системы номер канала, соответствующий включенному в одно из плеч моста тензодатчику. На левом табло измерительной тензометрической системы будут отображаться показания соответствующего тензодатчика, которые следует занести в табл. 4.2.

6. Снять показания с индикаторов № 1 и № 2 и занести их в табл. 4.2.



7. Нажатием на кнопку «Стрелка вверх»  разгрузить балку.
8. Щелчком по красной кнопке «Остановить стенд»  выключить гидронасос.

Таблица 4.2

Экспериментальные параметры

Показатель	Обозначение	Тензодатчики				
		1	2	3	4	5
Нагрузка на динамометре, кН	$F_{\text{дин}}$					
Показания тензодатчиков, ед.	N					
Нормальные напряжения, МПа	σ					

Окончание таблицы 4.2

Показатель	Обозначение	Индикаторы часового типа	
		№ 1 (правый)	№ 2 (левый)
Показания индикаторов часового типа, ед.	N_y		
Прогиб, мм	f_D		—
Угол поворота сечения, рад	φ_C	—	

Обработка опытных данных

1. На основании экспериментальных показателей, полученных при испытании двутавровой балки на чистый изгиб, определить:

– нормальные напряжения, МПа:

$$\sigma_i = \frac{E}{Lk_T} N_i = \frac{2 \cdot 10^5}{20 \cdot 10^5} N_i = 0,1 N_i; \quad (4.10)$$

– прогиб середины балки в точке D , мм:

$$f_D^3 = -k_n N_{y1}, \quad (4.11)$$

где N_{y1} – отсчет по шкале индикатора часового типа;

– угол поворота сечения в точке C , рад:

$$\varphi_C^3 = k_{\text{и}} \frac{N_{y2}}{b}, \quad (4.12)$$

где N_{y2} – отсчет перемещения конца консоли по шкале индикатора;
 b – расстояние от опоры B до индикатора № 2.

Расчетные данные занести в табл. 4.2.

2. Используя расчетную схему балки (рис. 4.4), определить теоретически:

- значение расчетной нагрузки $F = 0,5F_{\text{дин}}$, кН;
- изгибающий момент в сечении D , Н·мм:

$$M_D = \frac{R_{By}(l - l_p)}{2}; \quad (4.13)$$

– нормальные напряжения, МПа:

$$\sigma_i = \frac{M_D}{I_z} y_i; \quad (4.14)$$

$$\sigma_1 = \text{___ МПа}; \quad \sigma_2 = \text{___ МПа};$$

$$\sigma_3 = \text{___ МПа}; \quad \sigma_4 = \text{___ МПа};$$

$$\sigma_5 = \text{___ МПа};$$

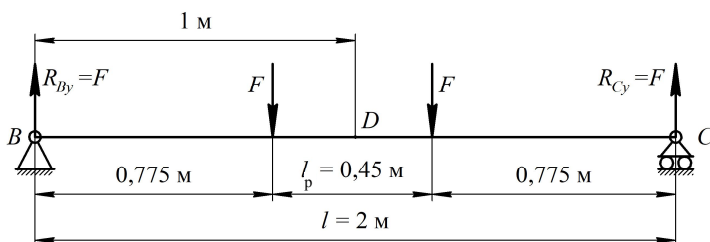


Рис. 4.4. Схема нагружения балки

– угол поворота сечения C при $y_0 = y_C = 0$ и $\theta_0 = \varphi_C = \varphi_B = \varphi$, рад:

$$EI_z \theta_0 l = -\frac{Fl^3}{6} + \frac{F}{6 \cdot 8} (l^3 + 3l^2 l_p + 3ll_p^2 + l_p^3 + l^3 - 3l^2 l_p + 3ll_p^2 - l_p^3) =$$

$$= -\frac{Fl(l^2 - l_p^2)}{8};$$

$$\varphi_C = \theta_0 = -\frac{F(l^2 - l_p^2)}{8EI_z}; \quad (4.15)$$

– прогиб f , мм, в точке D при $y_0 = y_C = 0$ и $\theta_0 = \varphi_C = \varphi_B = \varphi$:

$$f = \frac{1}{EI_z} \left[-\frac{F}{8} (l^2 - l_p^2) \frac{l}{2} + \frac{F}{6} \left(\frac{l}{2} \right)^3 - \frac{F}{6} \left(\frac{l_p}{2} \right)^3 \right] = -\frac{F(2l^3 - 3ll_p^2 + l_p^3)}{48EI_z};$$

$$f_D = -\frac{F(2l^3 - 3ll_p^2 + l_p^3)}{48EI_z}; \quad (4.16)$$

– относительную ошибку прогибов f_D^3 от f_D и углов поворота φ_C^3 от φ_C :

$$\Delta f = \frac{f_D^3 - f_D}{f_D} \cdot 100 \%;$$

$$\Delta \varphi = \frac{\varphi_C^3 - \varphi_C}{\varphi_C} \cdot 100 \%. \quad (4.17)$$

3. Построить эпюры поперечной силы Q и изгибающего момента M_x .

4. На основании экспериментальных показателей, полученных при испытании двутавровой балки, и теоретически определенных значений (расчетной нагрузки, изгибающего момента и др.) сделать вывод о напряженном состоянии стальной балки при чистом изгибе.

Контрольные вопросы

1. Что такое изгиб? Как классифицируются изгибы по видам нагрузений?
2. Какой вид изгиба может быть прямым или косым?
3. Чем определяется нейтральный слой? Что такое нейтральная линия?
4. Какие гипотезы применяются в расчетах параметров изгибов?
5. Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечных сечениях балки при чистом изгибе?
6. Как используются дифференциальные зависимости q , Q и M для построения эпюр?
7. Чем определяется экстремум эпюры изгибающего момента?
8. Как формулируется условие прочности при изгибе?
9. Как изменяются нормальные напряжения в поперечном сечении балки?
10. Чему равны касательные напряжения в поперечном сечении балки при чистом изгибе?

Лабораторная работа № 5

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЯ СДВИГА СТАЛИ

Цель работы: экспериментально проверить закон Гука при кручении стального стержня круглого поперечного сечения; определить модуль сдвига стали.

Теоретическое обоснование

Опыты показывают, что для многих материалов при чистом сдвиге в пределах малых углов закручивания наблюдается линейная зависимость между касательным напряжением и углом сдвига:

$$\tau = \gamma G, \quad (5.1)$$

где γ – угол сдвига.

Эта зависимость называется законом Гука при сдвиге и формулируется следующим образом: касательные напряжения прямо пропорциональны углу сдвига.

В формуле (5.1) коэффициент пропорциональности G называется модулем сдвига. Модуль сдвига является физической постоянной материала, характеризующей его способность сопротивляться упругим деформациям при сдвиге. Из выражения (5.1) следует, что модуль сдвига G имеет размерность напряжений, например МПа, т. к. угол сдвига – величина безразмерная. Модуль сдвига связан с модулем упругости E и коэффициентом Пуассона μ зависимостью

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}. \quad (5.2)$$

Для каждого материала модуль сдвига имеет свое значение. Величина его определяется экспериментально из опытов на кручение цилиндрических образцов.

При кручении стержня круглого поперечного сечения угол закручивания определяется по формуле

$$\varphi = \frac{Tl}{GI_p}, \quad (5.3)$$

где φ – угол закручивания одного сечения относительно другого, рад;
 l – расстояние между сечениями;
 T – крутящий момент;
 I_p – полярный момент инерции для круглого поперечного сечения:

$$I_p = \frac{\pi d^4}{32}.$$

Формула (5.3) справедлива только в области упругих деформаций, когда максимальные напряжения в поперечных сечениях стержня не превышают предела пропорциональности, т. е. $\tau_{\max} \leq \tau_{\text{п}}$.

При постоянных длине l и диаметре d образца модуль сдвига согласно (5.3) будет определяться только крутящим моментом T и углом закручивания φ :

$$G = \frac{Tl}{\varphi I_p}. \quad (5.4)$$

Таким образом, для определения модуля сдвига необходимо из опыта на кручение найти для известного крутящего момента T величину угла закручивания φ на определенной длине l .

Описание установки

Лабораторная установка (рис. 5.1) состоит из станины 1, на которой расположены опоры 2 и 3. Образец 4 жестко закреплен одним концом в неподвижной опоре 2, а другим соединен с валом подшипниковой опоры 3, на котором установлен рычаг 5 с подвесом 6 для грузов. Такая конструкция лабораторной установки позволяет образцу диаметром d после приложения на подвес груза F испытывать только кручение. В двух сечениях образца, отстоящих одно от другого на расстоянии l , закреплены две рамки 7, между

которыми на расстоянии a от оси устанавливается индикатор часового типа 8. Определение угла закручивания φ производится с использованием величины перемещения f , отображаемого индикатором по формуле

$$\varphi = \arctg \frac{f}{a} \approx \frac{f}{a}. \quad (5.5)$$

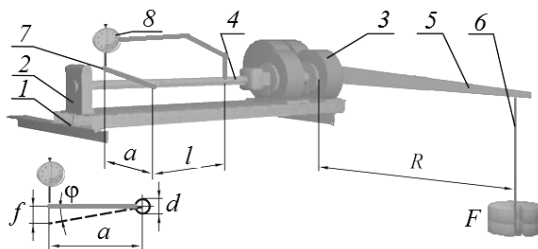


Рис. 5.1. Общий вид лабораторной установки

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материалы учебно-методического пособия [2], учебников [3, 4], конспекта лекций по теме «Сдвиг (срез) и смятие. Кручение» и данные методические указания.

2. Подготовить протокол лабораторной работы, содержащий краткое теоретическое обоснование, описание работы установки, необходимые рисунки и таблицы для записи показаний опытных и расчетных величин.

Порядок выполнения работы

1. Произвести настройку лабораторной установки:

- щелкнув по кнопке «Настройки» панели инструментов, выбрать в диалоговом окне «Настройки» (рис. 5.2) длину исследуемой части l и диаметр d образца, длину рычага нагрузки R , расстояние между осью вала и осью индикатора a ;
- занести значения l , d , R , a в табл. 5.1.

Настройки

Длина $l = \frac{1}{3}$ м Расстояние между осью вала и осью индикатора a м

Диаметр d м Вес одного грузика Н

Длина рычага нагрузки R м Температура K

Расстояния от опор вала до рычагов и длина расчетного участка 1/3 длины.

Материал вала

	E =	Козф. Пуассона
Сталь	$1.90 \cdot 10^{11}$ МПа	0.250 - 0.320
Алюминиевый сплав	$0.70 \cdot 10^{11}$ МПа	0.300 - 0.330
Титан	$1.10 \cdot 10^{11}$ МПа	0.300 - 0.320


Файл настроек по умолчанию

Рис. 5.2. Пример окна настройки лабораторной установки

Таблица 5.1

Экспериментальные параметры

Параметр	Обозначение	Значение
Длина расчетного участка, мм	$\frac{1}{3}l$	
Диаметр вала, мм	d	
Длина рычага нагрузки, мм	R	
Расстояние между осью вала и осью индикатора, мм	a	

2. Нажатием на кнопку «Стрелка вниз»  приложить груз весом $F = 10$ Н.


3. Снять показание индикатора и записать в табл. 5.2.

Таблица 5.2

Опытные данные

Параметр	Обозначение	Нагрузка F_i , Н				
		10	20	30	40	50
Показания индикатора, мм	f					
Крутящий момент, Н·мм	T					

4. Повторить п. 2 и 3, последовательно увеличивая силу F на 10 Н до значения 50 Н.

5. Нажатием на кнопку «Стрелка вверх»  разгрузить образец.

Обработка опытных данных

1. Определить для каждой ступени нагружения крутящий момент, возникающий в сечениях образца, и занести в табл. 5.2:

$$T_i = F_i R. \quad (5.6)$$

2. Вычислить, используя формулу (5.5), для каждой ступени нагружения угол закручивания φ_i образца.

3. Построить график зависимости крутящего момента от угла закручивания $T = f(\varphi)$ и убедиться в его линейности.

4. Вычислить по формуле (5.4) значения модуля сдвига для каждой ступени нагружения и записать в табл. 5.3.

5. Найти среднее значение модуля сдвига:

$$G_{\text{cp}} = \frac{\sum_{i=1}^m G_i}{m}, \quad (5.7)$$

где m – число опытов (ступеней), $m = 5$.

6. Вычислить отклонение ΔG_i частных значений от среднего значения G_{cp} :

$$\Delta G_i = G_{\text{cp}} - G_i. \quad (5.8)$$

7. Определить среднее квадратическое отклонение измерений:

$$S = \sqrt{\frac{\sum (\Delta G_i)^2}{m-1}}. \quad (5.9)$$

8. Вычислить относительную величину среднего квадратического отклонения – коэффициент вариации:

$$v = \frac{S}{G_{\text{cp}}} \cdot 100 \%. \quad (5.10)$$

9. Определить доверительный интервал средней арифметической величины G_{cp} для заданной доверительной вероятности (принять 0,95):

$$t \frac{S}{\sqrt{m}}, \quad (5.11)$$

где t – критерий Стьюдента, равен 2,776 для доверительной вероятности 0,95 и числа степеней свободы $K = m - 1 = 5 - 1 = 4$.

Достоверное значение модуля сдвига определяется доверительным интервалом

$$G = G_{\text{cp}} \pm t \frac{S}{\sqrt{m}}. \quad (5.12)$$

Значения, полученные в п. 2 и 4–10, занести в табл. 5.3.

Таблица 5.3

Вычисление модуля сдвига стали

Показатель	Обозначение	Нагрузка F , Н					Среднее значение
		10	20	30	40	50	
Угол закручивания, рад	φ						–
Модуль сдвига для стали, МПа	G						
Отклонение частных значений от среднего значения, МПа	ΔG						–
Среднее квадратическое отклонение измерений	S						
Коэффициент вариации, %	v						
Доверительный интервал, МПа	$G = G_{\text{cp}} \pm t \frac{S}{\sqrt{m}}$						

10. Сравнить полученные значения модуля сдвига G_{cp} со справочными данными для стали и сделать вывод.

Контрольные вопросы

1. Как формулируется закон Гука при сдвиге?
2. Что такое модуль сдвига?
3. Какая связь установлена между величинами μ , E и G ?
4. Что такое угол закручивания? Как он определяется?
5. Что такое угол сдвига?
6. Как найти жесткость сечения бруса при кручении?
7. Какие напряжения возникают в поперечном сечении круглого бруса при кручении? Чему они равны? Как распределяются по сечению?
8. Как разрушаются при кручении стальные, чугунные и деревянные брусья круглого поперечного сечения? Чем объяснить такой характер их разрушения?

Лабораторная работа № 6

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ЗУБЧАТОГО РЕДУКТОРА

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

Теоретическое обоснование

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

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

Одноступенчатые редукторы (рис. 6.1, а, б) наиболее простые и дешевые в изготовлении, но передаточное число у одноступенчатых цилиндрических редукторов с прямыми зубьями $u \leq 5$, с косыми либо шевронными зубьями $u \leq 6,3$.

Двухступенчатые цилиндрические зубчатые редукторы (рис. 6.1, в) являются наиболее распространенными (потребность в них оценивается в 65 %), для них наиболее характерны передаточные числа $u \leq 8-40$.

На рис. 6.2 представлены кинематические схемы наиболее распространенных двухступенчатых цилиндрических редукторов.

На схемах буквой Б обозначен быстроходный (ведущий) вал редуктора, буквой Т – тихоходный (ведомый) вал.

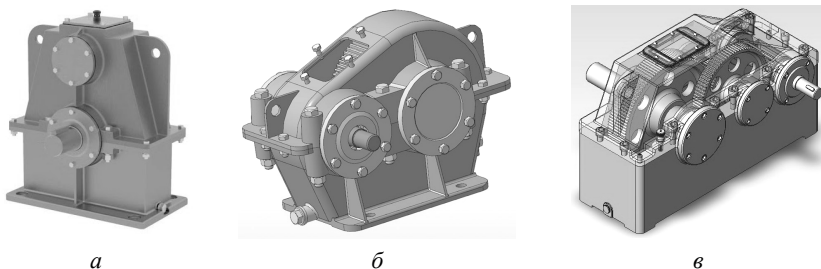


Рис. 6.1. Вертикальный одноступенчатый (а), горизонтальный одноступенчатый (б) и горизонтальный двухступенчатый (в) цилиндрические редукторы

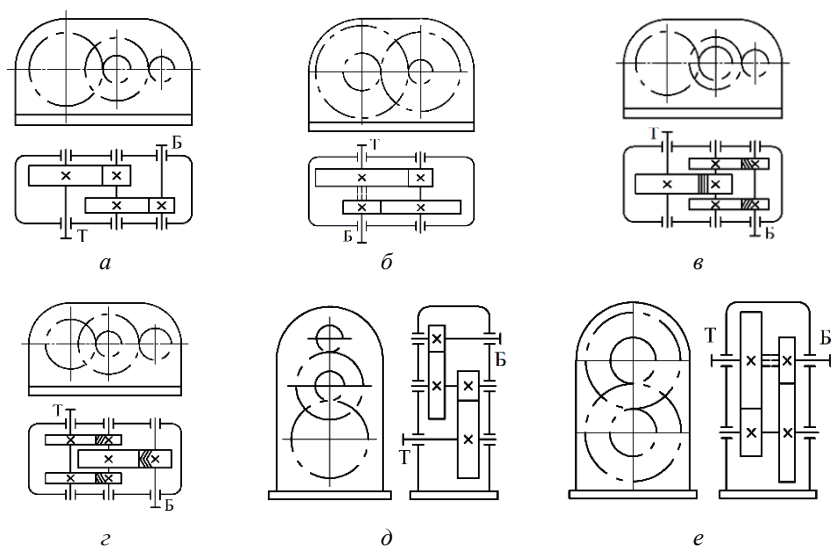


Рис. 6.2. Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов: а – выполненного по развернутой схеме; б – соосного; в – с раздвоенной быстроходной ступенью; г – с раздвоенной тихоходной ступенью; д – вертикального, выполненного по развернутой схеме; е – вертикального соосного

Наиболее распространены двухступенчатые горизонтальные редукторы, выполненные по *развернутой схеме* (см. рис. 6.2, а). Они отличаются простотой конструкции, но из-за несимметричного расположения колес на валах повышается концентрация нагрузки по длине зуба. *Соосная схема* (см. рис. 6.2, б) позволяет получить меньшие габариты по длине, это ее основное преимущество. В со-

осных редукторах быстроходная ступень зачастую недогружена, т. к. силы, возникающие в зацеплении колес тихоходной ступени, значительно больше, чем в быстроходной, а межосевые расстояния ступеней одинаковы. Это один из основных недостатков соосных редукторов. Редуктор с *раздвоенной быстроходной ступенью*, имеющий косозубые колеса, показан на рис. 6.2, в. Тихоходная ступень может иметь или шевронные, или прямозубые колеса. Кинематическая схема редуктора с *раздвоенной тихоходной ступенью* показана на рис. 6.2, г. При раздвоенной быстроходной или тихоходной ступени колёса расположены симметрично относительно опор, что приводит к меньшей концентрации нагрузки по длине зубьев. Быстроходный вал редуктора, показанного на рис. 6.2, б, должен иметь свободу осевого перемещения («плавающий» вал), что обеспечивается соответствующей конструкцией подшипниковых узлов. Схемы *вертикальных цилиндрических двухступенчатых редукторов* (выполненного по развернутой схеме и соосного) приведены на рис. 6.2, д, е соответственно.

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

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

няющими устройствами. Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, контролируют маслоуказателем. Для слива масла из корпуса предусматривается маслосливное отверстие, закрытое специальной резьбовой пробкой и размещаемое в нижней части корпуса. Во время работы внутри корпуса редуктора повышается давление из-за нагрева масла и воздуха, что приводит к выдавливанию масла из корпуса через уплотнения. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость редуктора соединяют с внешней средой отдушиной.

Опорами валов в редукторах являются подшипники качения. Для нормальной работы подшипников необходимо создать зазоры, обеспечивающие свободное, без защемления шариков или роликов вращение подшипников. Различают два вида зазоров – радиальные и осевые (рис. 6.3).

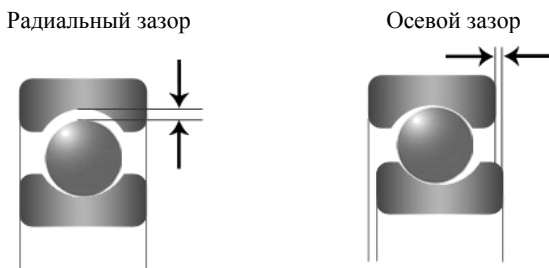


Рис. 6.3. Зазоры в подшипниках качения

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

В радиальных (нерегулируемых) подшипниках принято рассматривать радиальные зазоры, которые устанавливаются при сборке самого подшипника, и во время сборки редуктора его не регулируют. В радиально-упорных подшипниках, где радиальный и осевой зазор регулируются, принято рассматривать только осевой зазор. Радиальные и осевые зазоры в радиально-упорных подшипниках связаны между собой. При изменении зазора в одном направлении изменяется зазор и в другом.

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

На рис. 6.4 показано крепление подшипника торцами врезных крышек. Регулирование осевого зазора производится компенсаторным (регулирующим) кольцом *1*. Предварительно комплект собирают без кольца *1*. После сборки замеряют зазор δ между торцами подшипника и крышки и по его величине подбирают толщину регулировочного кольца *K* так, чтобы выполнялось условие

$$K = \delta - \delta_{\text{ос}}, \quad (6.1)$$

где $\delta_{\text{ос}}$ – осевой зазор в подшипниках (табл. 6.1).

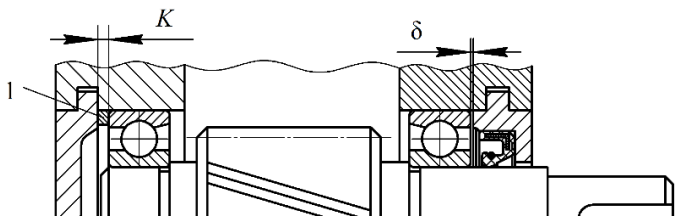


Рис. 6.4. Схема крепления врезной крышки с установкой регулировочного кольца

Таблица 6.1

Значения зазоров в подшипниках

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

На рис. 6.5 показано осевое фиксирование вала с одновременным регулированием осевого зазора установочным винтом *1*, который

через промежуточную шайбу 2 воздействует на наружное кольцо подшипника. Для повышения точности регулирования применяют резьбы с мелким шагом. Чтобы отрегулировать подшипники, достаточно винта и шайбы, установленных на одной крышке. Если необходимо регулировать осевое положение вала, винты и шайбы устанавливаются с двух сторон.

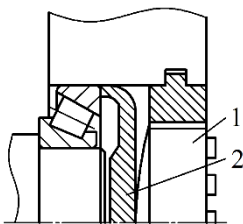


Рис. 6.5. Схема регулирования осевого зазора установочными винтами:
1 – винт; 2 – самоустанавливающаяся шайба

Описание установки

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

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

Ц2У – редуктор цилиндрический двухступенчатый горизонтальный;

100 – межосевое расстояние тихоходной ступени, мм;

20 – передаточное число редуктора;

21 – вариант сборки редуктора (выходные концы валов расположены в соответствии с рис. 6.6);

К – коническая форма исполнения тихоходного вала;

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

В корпусе редуктора 7 (рис. 6.6) размещаются две ступени цилиндрических зубчатых передач. Корпус закрыт крышкой 39 и соединен с крышкой винтами 36. Шестерня 1 быстроходной передачи

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

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

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

Важными параметрами редуктора являются его размеры, которые подразделяются на габаритные (рис. 6.7) и присоединительные (рис. 6.8). *Габаритными* называются наибольшие размеры редуктора по длине, ширине и высоте. *Присоединительными* являются те размеры, которые позволяют выполнить сопряжение редуктора с другими деталями, и размеры, необходимые для установки редуктора на раме или фундаменте.

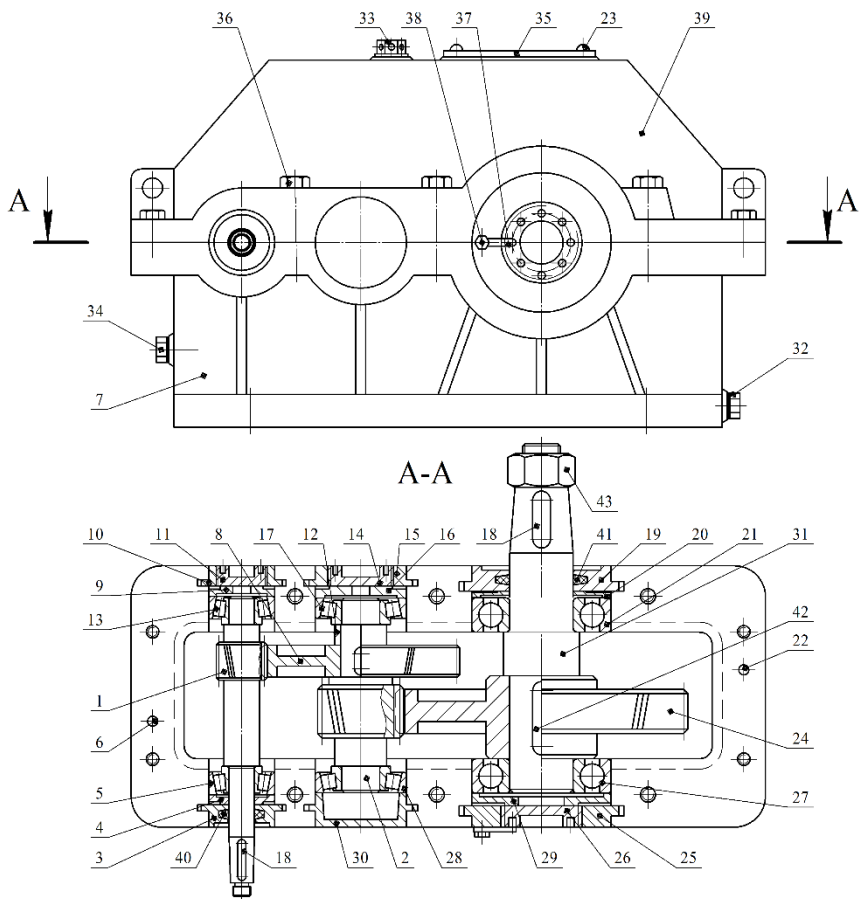


Рис. 6.6. Конструкция двухступенчатого цилиндрического редуктора:

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

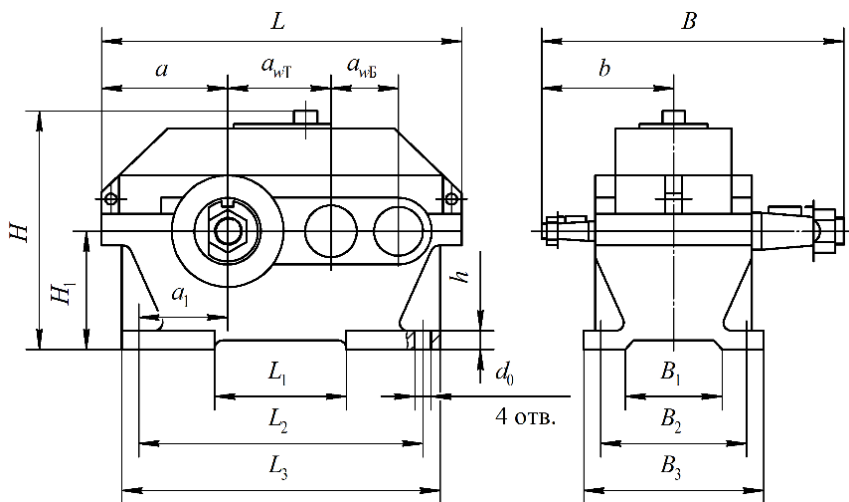


Рис. 6.7. Основные габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора

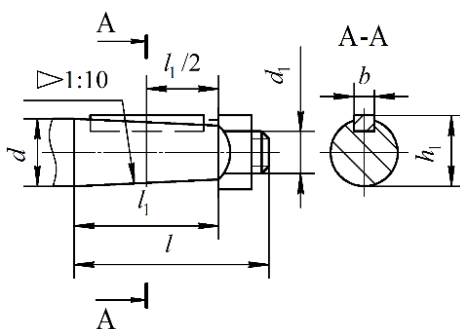


Рис. 6.8. Присоединительные размеры входных и выходных валов

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материалы учебников [3, 6, 7], конспекта лекций по теме «Зубчатые передачи» и данные методические указания.
2. Подготовить протокол лабораторной работы, содержащий краткое теоретическое обоснование, кинематическую схему редуктора и таблицы для записи опытных и расчетных величин.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: горизонтальные двух-ступенчатые редукторы с цилиндрическими косозубыми колесами, выполненные по развернутой схеме, Ц2У-100, Ц2У-160, РМ-250, РЦД-250; набор гаечных ключей; штангенциркуль.

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

2. Замерить межосевые расстояния быстроходной и тихоходной зубчатых передач (результаты замеров внести в табл. 6.2) и согласовать их со стандартными значениями по ГОСТ 2185–86, мм:

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

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

3. Провести обмеры редуктора согласно рис. 6.7, 6.8, результаты занести в табл. 6.2, 6.3.

Таблица 6.2

Размеры редуктора

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

Таблица 6.3

Размеры концов валов редуктора

Вал	d	d_1	l	l_1	b	h_1
Быстроходный						
Тихоходный						

4. Разобрать редуктор, для чего отвернуть винты 36 и снять крышку редуктора 39 (см. рис. 6.6). Визуально изучить устройство редуктора согласно рис. 6.6.

Из корпуса редуктора вынуть валы с находящимися на них изделиями.

По указанию преподавателя определить *параметры одной ступени редуктора*.

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

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

5.1. Валы вместе с находящимися на них подшипниками, зубчатыми колесами, втулками, закладными крышками установить в корпус, также установить в пазы корпуса глухие закладные крышки. После установки валов проверить, чтобы венцы сопряженных шестерни и колеса располагались приблизительно симметрично. Установка зубчатых колес обеспечивается перемещением валов в осевом направлении вместе с подшипниками с помощью упорных шайб 4, 9, 16, 20, 29 и резьбовых пробок 11, 14, 26, которые фиксируются планками с усиками 37. Для перемещения вала в осевом направлении следует освободить винт 38, фиксирующий планку с усиком 37, и, заворачивая или отворачивая специальным ключом резьбовые пробки 11, 14, 26, установить вал в необходимое положение.

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

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

Обработка опытных данных

На основании предварительно полученных данных определить геометрические параметры зубчатой передачи редуктора (рис. 6.9).

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

$$m_n = m_t \cos \beta, \quad (6.2)$$

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

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

Нормальный модуль регламентируется ГОСТ 9563–60.

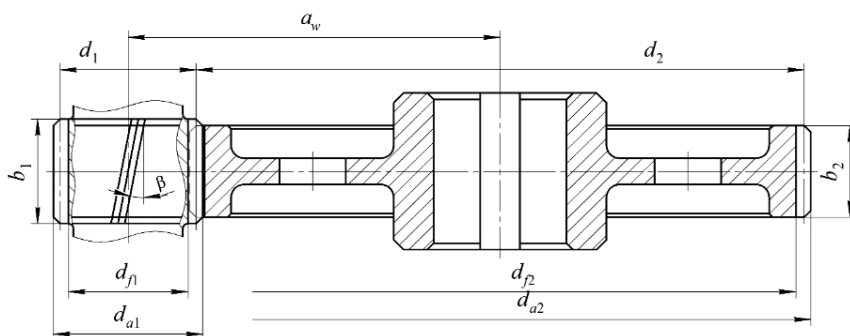


Рис. 6.9. Геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи

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

$$m_t = \frac{a_w^{\text{изм}}}{z_1 + z_2}. \quad (6.3)$$

Учитывая, что обычно $\beta = 8^\circ\text{--}20^\circ$, а $\cos\beta = 0,94\text{--}0,99$, выбирают значение нормального модуля m как ближайшее меньшее к m_t согласно табл. 6.4.

Таблица 6.4

Значения стандартных модулей

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

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

$$\beta = \arccos \frac{m}{m_t}. \quad (6.4)$$

Форма профиля зубьев зависит от их числа. С уменьшением числа зубьев увеличивается кривизна эвольвентного профиля и уменьшается толщина зуба у вершины и основания. При дальнейшем уменьшении числа зубьев шестерни z нарезание зубьев инструментом реечного типа сопровождается *подрезанием ножки зуба колеса*, минимальное допустимое число зубьев без подрезания $z_{\min} = 17$. Для устранения возможности подрезания зубьев нормальный профиль зубчатого зацепления исправляют (корректируют). Наиболее распространенным методом исправления профиля зубьев является *смещение зуборезного инструмента* относительно заготовки нарезаемого колеса. Для обозначения коэффициента смещения используют x . При положительном смещении инструмента происходит утолщение зуба у основания и уменьшение кривизны его профиля, что способствует увеличению изгибной и контактной прочности зубьев. Для передач с передаточным числом одной ступени $u \geq 3,5$, что наблюдается у основной массы двухступенчатых редукторов. Рекомендуется выполнять шестерню с положительным смещением режущего инструмента, а колесо – с таким же отрицательным; в этом случае суммарный коэффициент смещения $x_{\Sigma} = x_1 + x_2 = 0$. Данная конструкция зубчатых колес реализована в редукторах, рассматриваемых в лабораторной работе. Коэффициент уравнивающего смещения $\Delta y = 0$, т. к. делительные диаметры колес совпадают с начальными. Численные значения коэффициентов смещения шестерни x_1 и колеса x_2 принять по указанию преподавателя.

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

$$a_w = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} + x_{\Sigma} - \Delta y \right), \quad (6.5)$$

где z_1, z_2 – количество зубьев шестерни и колеса соответственно;

x_{Σ} – суммарный коэффициент смещения;

Δy – коэффициент уравнивающего смещения.

Диаметры:

– делительных окружностей зубчатых колес, мм:

$$d = m_i z; \quad (6.6)$$

– окружностей выступов, мм:

$$d_a = d + 2m(h_a^* + x - \Delta y); \quad (6.7)$$

– окружностей впадин, мм:

$$d_f = d - 2m(h_a^* + C^* - x), \quad (6.8)$$

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

Результаты расчетов занести в табл. 6.5.

На основании проведенных измерений и полученных расчетных данных сделать вывод об основных параметрах зацепления быстроходной или тихоходной ступени двухступенчатого редуктора соответствующей марки.

Таблица 6.5

Параметры зацепления быстроходной (тихоходной) ступени
редуктора марки _____

Наименование	Обозначение	Расчетная зависимость	Шестерня (1)		Колесо (2)	
			Расчетные параметры	Измеренные параметры	Расчетные параметры	Измеренные параметры
1	2	3	4	5	6	7
Угол профиля зуба рейки	α	—	20°			
Коэффициент высоты головки	h_a^*	—	1			
Коэффициент радиального зазора	C^*	—	0,25			
Степень точности по ГОСТ 1643–81	—	—	8			

1	2	3	4	5	6	7
Коэффициент смещения	x	—		—		—
Рабочая ширина зубчатого венца, мм	b_2	—	—	—	—	
Число зубьев	$z_{1(2)}$	—	—		—	
Передаточное число	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$				
Измеренное межосевое расстояние, мм	$a_w^{\text{изм}}$	—				
Модуль торцовый, мм	m_t	$m_t = \frac{a_w^{\text{изм}}}{z_1 + z_2}$				
Модуль нормальный, мм	m	По табл. 6.4				
Угол наклона зуба, град.	β	$\beta = \arccos \frac{m}{m_t}$				
Направление зуба (правое, левое)	—	—	—		—	
Диаметры делительных окружностей, мм	$d_{1(2)}$	$d_1 = m_t z_1;$ $d_2 = m_t z_2$		—		—
Диаметры окружностей вершин, мм	$d_{a1(2)}$	$d_{a1} = d_1 + 2mh_a^*;$ $d_{a2} = d_2 + 2mh_a^*$				
Диаметр окружностей впадин, мм	d_f	$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a^* + C^*);$ $d_{f2} = d_2 - 2m(h_a^* + C^*)$		—		—
Расчетное межосевое расстояние, мм	a_w	$a_w = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} \right)$				

Контрольные вопросы

1. Что такое редуктор?
2. Какие бывают редукторы в зависимости от числа ступеней? Какие из них наиболее распространены?
3. С какой целью регулируются зазоры в подшипниках? Каким образом?
4. Какие размеры редуктора называются габаритными, какие – присоединительными?
5. Как осуществляется разборка редуктора? Как осуществляется сборка?
6. Что такое модуль зацепления? Какие модули различают в цилиндрических зубчатых передачах?
7. Чем передаточное отношение отличается от передаточного числа?
8. Как определяется передаточное число зубчатой передачи?
9. Чему равно минимальное допустимое количество зубьев шестерни? С чем это связано?
10. Что такое коэффициент смещения?
11. Как определить диаметры зубчатых колес d , d_a , d_f ? Как они называются?
12. Каковы преимущества и недостатки косозубой зубчатой передачи по сравнению с прямозубой?

Лабораторная работа № 7

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ И ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

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

Теоретическое обоснование

Подшипники качения (рис. 7.1) – это опоры вращающихся или качающихся деталей, предназначенные для уменьшения трения между движущимися частями и представляющие собой готовый узел.



Рис. 7.1. Подшипники качения

Основными элементами подшипников качения являются тела качения 2 – шарики или ролики, установленные между кольцами 1 и 3 и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга сепаратором 4 (рис. 7.2).

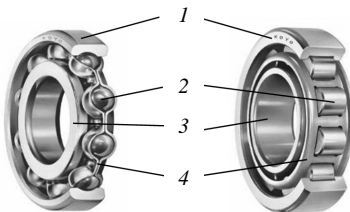


Рис. 7.2. Устройство однорядного радиального шарикоподшипника:
1 – наружное кольцо; 2 – тела качения; 3 – внутреннее кольцо; 4 – сепаратор

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

Классификация и условные обозначения подшипников качения

Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

- *по форме тел качения* (рис. 7.3) – шариковые (*а*) и роликовые, причем последние могут быть с цилиндрическими (*б, в*), коническими (*г, д*), бочкообразными (*е*), игольчатыми (*ж*) и витыми (*з*) роликами;
- *по направлению действия воспринимаемой нагрузки* – радиальные, радиально-упорные, упорные и упорно-радиальные;
- *по числу рядов тел качения* – однорядные, двухрядные, четырехрядные и многорядные;
- *по основным конструктивным признакам* – самоустанавливающиеся (например, сферические самоустанавливающиеся при угловом смещении осей вала и отверстия в корпусе) и несамоустанавливающиеся; с цилиндрическим или конусным отверстием внутреннего кольца; сдвоенные и др.

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

Условное обозначение подшипника наносят на торцы колец (рис. 7.4).

Основное условное обозначение может быть составлено из *семи цифр*, условно обозначающих внутренний диаметр подшипника, размерную серию, тип, конструктивные особенности и др. *Нули*, стоящие

левее последней значащей цифры, не проставляют. В этом случае число цифр в условном обозначении меньше семи, например 7606 (рис. 7.4).

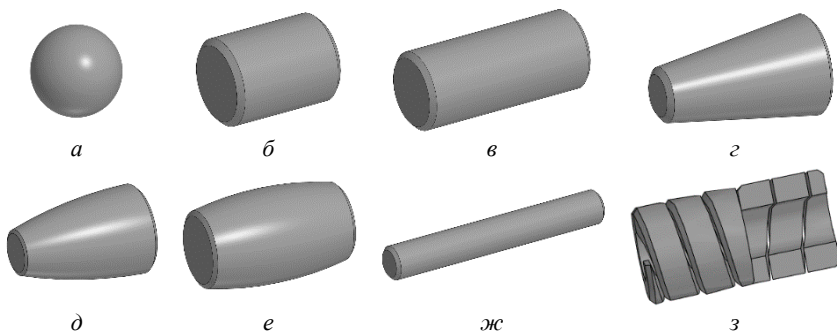


Рис. 7.3. Тела качения подшипников:

а – шарик; *б* – ролик цилиндрический короткий;
в – ролик цилиндрический длинный; *г* – ролик конический;
д – ролик сфероконический; *е* – ролик бочкообразный;
ж – игла; *з* – ролик витой



Рис. 7.4. Маркировка подшипника

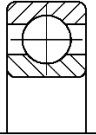
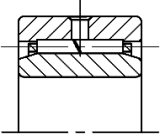
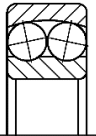
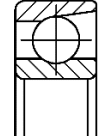
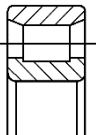
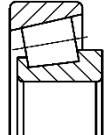
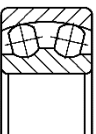
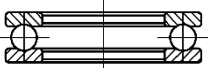
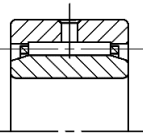

Две первые цифры справа обозначают диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника. Для подшипников со значением $d = 20\text{--}495$ мм размер внутреннего диаметра определяют умножением указанных двух цифр на 5. Например, подшипник 7208 имеет $d = (08) \cdot 5 = 40$ мм.

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

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника (табл. 7.1).

Таблица 7.1

Типы подшипников качения

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Н – обозначение подшипника;

А – подшипники повышенной грузоподъемности;

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

К – конструктивные изменения;

М – роликовые подшипники с модифицированным контактом;

У – специальные технические требования;
Т, Т1, ..., Т5 – требования к температуре отпуска;
С1, С2, ..., С27 – виды смазочных материалов (для подшипников закрытого типа);

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

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

Примеры обозначений подшипников:

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

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

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

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

Подбор подшипников качения

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

Подшипники подбирают:

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

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

Условие подбора по динамической грузоподъемности:

$$C_{\text{расч}} \leq C, \quad (7.1)$$

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

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

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

$$C_{\text{расч}} = P^p \sqrt[p]{L}, \quad (7.2)$$

где P – эквивалентная динамическая нагрузка, H ;

p – показатель степени, $p = 3$ для шариковых подшипников, $p = 10/3$ для роликовых;

L – ресурс подшипника, млн оборотов:

$$L = \frac{60nL_h}{10^6}, \quad (7.3)$$

где L_h – ресурс подшипника, ч;

n – частота вращения вала, мин^{-1} .

Если в формулу (7.2) вместо требуемой динамической грузоподъемности $C_{\text{расч}}$ подставить паспортную (каталожную) C , можно определить ресурс подшипника, млн оборотов:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p. \quad (7.4)$$

Ресурс, ч:

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60n}. \quad (7.5)$$

Определение эквивалентной динамической нагрузки

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

$$P = (XVF_R + YF_{a\Sigma})K_6K_T, \quad (7.6)$$

где X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (табл. 7.2, 7.3);

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

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

$F_{a\Sigma}$ – суммарная осевая нагрузка, действующая на подшипник, Н;

K_6 – коэффициент безопасности (нагружения), учитывающий характер внешней нагрузки (табл. 7.5);

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

Для нахождения конкретных значений X и Y необходимо предварительно определить параметр осевого нагружения e , указанный в табл. 7.2, 7.3. Этот параметр зависит от отношения $\frac{F_a}{C_0}$, где C_0 –

статическая грузоподъемность, Н, указываемая в каталоге на подшипники (табл. 7.3, 7.4); F_a – осевая нагрузка на подшипник, Н (например, усилие в зацеплении).

Далее сопоставляют величину отношения $\frac{F_{a\Sigma}}{VF_R}$ с найденным ра-

нее параметром e $\left(\frac{F_{a\Sigma}}{VF_R} \leq e \text{ или } \frac{F_{a\Sigma}}{VF_R} > e \right)$ и в зависимости от этого

находят конкретные значения X и Y . Для радиальных подшипников осевая нагрузка на подшипник $F_{a\Sigma} = F_a$ (например, усилие в зацеплении), а для радиально-упорных подшипников это суммарная осевая нагрузка, которую определяют в зависимости от расположения подшипников (табл. 7.6).

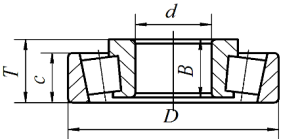
Таблица 7.2

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

$\frac{F_a}{C_0}$	e	$\frac{F_a}{VF_R} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_R} > e$	
		X	Y	X	Y
$\alpha = 12^\circ$					
0,014	0,30	1	0	0,45	1,81
0,029	0,34				1,62
0,057	0,37				1,46
0,086	0,41				1,34
0,110	0,45				1,22
0,170	0,48				1,13
0,290	0,52				1,04
0,430	0,54				1,01
0,570	0,54				1,00
$\alpha = 26^\circ$					
—	0,68	1	0	0,41	0,87

Таблица 7.3

Подшипники роликовые конические однорядные (ГОСТ 27365–87)

									
Условное обозначение	Размеры, мм					C , Н	C_0 , Н	e	Y
	d	D	T	B	c				
I	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Легкая серия, $\alpha = 12^\circ - 17^\circ$									
7204	20	47	15,25	14	12	26 000	16 600	0,34	1,74
7205	25	52	16,25	15	13	29 200	21 000	0,38	1,60
7206	30	62	17,25	16	14	38 000	25 500	0,38	1,60
7207	35	72	18,25	17	15	48 400	32 500	0,38	1,60
7208	40	80	19,75	18	16	58 300	40 000	0,38	1,60
7209	45	85	20,75	19	16	62 700	50 000	0,41	1,48
7210	50	90	21,75	20	17	70 400	55 000	0,42	1,43

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
7211	55	100	22,75	21	18	84 200	61 000	0,41	1,48
7212	60	110	23,75	22	19	91 300	70 000	0,41	1,48
Легкая широкая серия, $\alpha = 13^{\circ}$ – 16°									
7505	25	52	19,25	18	16	34 100	25 000	0,35	1,73
7506	30	62	21,25	20	17	47 300	37 000	0,38	1,60
7507	35	72	24,25	23	19	61 600	45 000	0,38	1,60
7508	40	80	24,75	23	19	70 400	50 000	0,38	1,60
7509	45	85	24,75	23	19	74 800	60 000	0,41	1,48
7510	50	90	24,75	23	19	76 500	64 000	0,42	1,43
7511	55	100	26,75	25	21	99 000	80 000	0,41	1,48
7512	60	110	29,75	28	24	120 000	100 000	0,41	1,48
Средняя серия, $\alpha = 10^{\circ}$ – 13°									
7304	20	52	16,25	15	13	31 900	20 000	0,30	2,00
7305	25	62	18,25	17	15	41 800	28 000	0,30	2,00
7306	30	72	20,75	19	16	52 800	39 000	0,32	1,90
7307	35	80	22,75	21	18	68 200	50 000	0,32	1,90
7308	40	90	25,25	23	20	80 900	56 000	0,34	1,74
7309	45	100	27,25	25	22	101 000	72 000	0,34	1,74
7310	50	110	29,25	27	23	117 000	90 000	0,34	1,74
7311	55	120	31,50	29	25	134 000	110 000	0,34	1,74
7312	60	130	33,50	31	26	161 000	120 000	0,34	1,74
Средняя широкая серия, $\alpha = 10^{\circ}$ – 13°									
7604	20	52	22,25	21	18	41 300	28 000	0,31	2,00
7605	25	62	25,25	24	20	56 100	39 000	0,31	2,00
7606	30	72	28,75	27	23	72 100	55 000	0,32	1,90
7607	35	80	32,75	31	25	88 000	73 000	0,32	1,90
7608	40	90	35,25	33	27	110 000	85 000	0,34	1,74
7609	45	100	38,25	36	30	132 000	113 000	0,34	1,74
7610	50	110	42,25	40	33	161 000	135 000	0,34	1,74
7611	55	120	45,50	43	35	187 000	153 000	0,34	1,74
7612	60	130	48,50	46	37	216 000	178 000	0,34	1,74

Примечание: при $\frac{F_a}{VF_R} \leq e$ значения $X = 1$, $Y = 0$; при $\frac{F_a}{VF_R} > e$ значения $X = 0,4$,

Y – см. настоящую таблицу.

Таблица 7.4

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

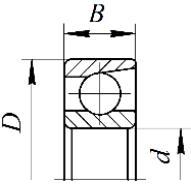
								
Обозначение подшипника типа		Размеры, мм			Базовая грузоподъемность, Н			
36000, $\alpha = 12^\circ$	46000, $\alpha = 26^\circ$	d	D	B	при $\alpha = 12^\circ$		при $\alpha = 26^\circ$	
					динамическая C	статическая C_0	динамическая C	статическая C_0
1	2	3	4	5	6	7	8	9
Оособо легкая серия								
36104	—	20	42	12	10 600	5300	—	—
36105	—	25	47	12	11 800	6300	—	—
36106	46106	30	55	13	15 300	8500	14 500	7800
36107	—	35	62	14	19 100	11 300	—	—
—	46108	40	68	15	—	—	18 900	11 400
—	46109	45	75	16	—	—	22 500	13 400
—	46111	55	90	18	—	—	32 600	21 100
—	46112	60	95	18	—	—	37 400	24 500
Легкая узкая серия								
36205	46205	25	52	15	16 700	9100	15 700	8300
36206	46206	30	62	16	22 000	12 000	21 900	12 000
36207	46207	35	72	17	30 800	17 800	29 000	16 400
36208	46208	40	80	18	38 900	23 200	36 800	21 300
36209	46209	45	85	19	41 200	25 100	38 700	23 100
36210	46210	50	90	20	43 200	27 000	40 600	24 900
36211	46211	55	100	21	58 400	34 200	50 300	31 500
36212	46212	60	110	22	61 500	32 300	60 800	38 800
Средняя узкая серия								
—	46306	30	72	19	—	—	32 600	18 300
—	46307	35	80	21	—	—	42 600	24 700
36308	46308	40	90	23	53 900	32 800	50 800	30 100
—	46309	45	100	25	—	—	61 400	37 000
—	46310	50	110	27	—	—	71 800	44 000

Таблица 7.5

Значения коэффициента безопасности K_6
в зависимости от характера нагрузки

Характер нагрузки	Значение K_6	Примеры
Спокойная без толчков	1,0	Ролики ленточных транспортеров
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 % от расчетной нагрузки	1,1–1,2	Прецизионные зубчатые передачи, блоки, легкие вентиляторы, воздуходувки
Умеренные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 150 % от расчетной нагрузки	1,3–1,5	Редукторы всех конструкций
То же в условиях повышенной надежности	1,6–1,8	Центрифуги и сепараторы, энергетическое оборудование
Значительные толчки и вибрации. Кратковременные перегрузки до 200 % от расчетной нагрузки	1,9–2,4	Валики среднесортных прокатных станов, дробилки, ковочные машины
Сильные удары и кратковременные перегрузки, достигающие 300 % от расчетной нагрузки	2,5–3,0	Тяжелые ковочные машины, валки крупносортовых прокатных станов, лесопильные рамы

Таблица 7.6

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

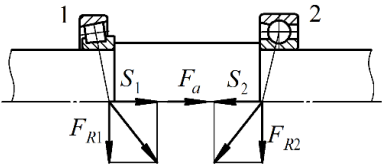
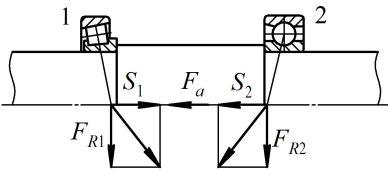
Схемы нагружения враспор	Соотношение сил	Суммарная осевая нагрузка $F_{a\Sigma}$
	$S_1 > S_2;$ $F_a \geq 0$	$F_{a\Sigma 1} = S_1;$ $F_{a\Sigma 2} = S_1 + F_a$
	$S_1 < S_2;$ $F_a \geq S_2 - S_1$	
	$S_1 < S_2;$ $F_a \leq S_2 - S_1$	$F_{a\Sigma 1} = S_2 - F_a;$ $F_{a\Sigma 2} = S_2$

Схема нагружения враспор	Соотношение сил	Суммарная осевая нагрузка $F_{a\Sigma}$
	$S_1 < S_2;$ $F_a \geq 0$	$F_{a\Sigma 1} = S_2 + F_a;$ $F_{a\Sigma 2} = S_2$
	$S_1 > S_2;$ $F_a \geq S_1 - S_2$	
	$S_1 > S_2;$ $F_a \leq S_1 - S_2$	$F_{a\Sigma 1} = S_1;$ $F_{a\Sigma 2} = S_1 - F_a$

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

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

Описание установки

Объектом лабораторных исследований являются комплекты подшипников качения.

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материалы учебников [3, 7, 8], конспекта лекций по теме «Подшипники скольжения и качения» и данные методические указания.

2. Подготовить протокол лабораторной работы, содержащий краткое теоретическое обоснование, необходимые рисунки и таблицы для записи опытных и расчетных величин.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: комплект подшипников качения, штангенциркуль.

1. Для изучения конструкции предлагается набор (комплект) различных подшипников. Из этого набора по указанию преподавателя необходимо в табл. 7.7 выполнить эскизы двух подшипников и указать их обозначение.

2. Определить размеры подшипников путем измерения основных параметров, а значения динамической C и статической C_0 грузоподъемности – по справочной литературе. Параметры занести в табл. 7.7.

3. Проверить заданный подшипник (табл. 7.8) по динамической грузоподъемности, заполнив табл. 7.9, 7.10.

Таблица 7.7

Показатели подшипников качения

Показатель	Эскизы подшипников	
Условное обозначение подшипника		
Внутренний диаметр d , мм		
Наружный диаметр D , мм		
Ширина B (T), мм		
Динамическая грузоподъемность, кН		
Статическая грузоподъемность, кН		

Таблица 7.8

Исходные данные для расчета подшипников

Номер варианта	Номер подшипника	n , мин ⁻¹	L_h , ч	F_a , Н	R_{1y} , Н	R_{1z} , Н	R_{2y} , Н	R_{2z} , Н
1	36205	80	5000	290	85	540	490	540
2	7305	60	6000	460	135	855	780	855
3	36206	70	7000	685	200	1280	1170	1280
4	7206	65	8000	975	290	1820	1660	1820
5	36210	80	9000	1340	395	2500	2280	2500
6	7310	50	10 000	280	525	3325	3035	3325
7	46209	60	11 000	2315	685	4320	3940	4320
8	7605	40	12 000	685	200	1280	1170	1280
9	36212	80	13 000	975	290	1820	1660	1820
10	7210	60	14 000	1340	395	2500	2280	2500
11	46211	65	6000	1780	525	3325	3035	3325
12	7509	70	7000	2315	685	4320	3940	4320
13	36104	100	8000	975	290	1820	1660	1820
14	7308	110	9000	1340	395	2500	2280	2500
15	46205	120	10 000	1780	525	3325	3035	3325

Номер варианта	Номер подшипника	n , мин ⁻¹	L_h , ч	F_a , Н	R_{1y} , Н	R_{1z} , Н	R_{2y} , Н	R_{2z} , Н
16	7608	140	5000	402	685	4320	3940	4320
17	46306	160	6000	685	200	1280	1170	1280
18	7608	180	7000	675	290	1820	1660	1820
19	46108	80	8000	1340	395	2500	2280	2500
20	7506	90	9000	780	525	3325	2035	3325
21	36106	100	6000	2315	685	4320	3940	4320
22	7208	110	7000	685	200	1280	1170	1280
23	36308	120	8000	975	290	1820	1660	1820
24	7610	90	9000	340	395	2500	2280	2500
25	46309	100	10 000	1780	525	3325	2035	3325
26	7511	110	8000	315	685	4320	3940	4320
27	46307	120	7000	975	290	1820	1660	1820
28	7307	100	6000	340	395	2500	2280	2500
29	36308	110	5000	1780	525	3325	2035	3825
30	7212	120	7000	715	685	4320	3940	4320

4. Выполнить схему (рис. 7.5) к расчету подшипников номер _____ (подшипники поставлены враспор, см. табл. 7.6).

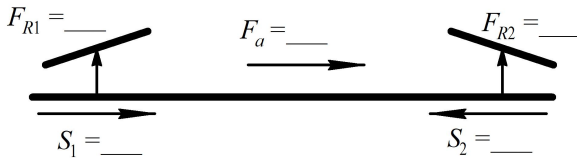


Рис. 7.5. Расчетная схема подшипников

Таблица 7.9

Исходные данные для расчета подшипников
согласно варианту (табл. 7.3, 7.4, 7.8)

Параметр	Обозначение	Значение
Номер подшипника		
Внутренний диаметр, мм	d	
Наружный диаметр, мм	D	
Ширина внутреннего кольца подшипника, мм	B	
Ширина подшипника, мм	T	

Окончание таблицы 7.9

Параметр	Обозначение	Значение
Динамическая грузоподъемность, Н	C	
Статическая грузоподъемность, Н	C_0	
Срок службы, ч	L_h	
Частота вращения, мин ⁻¹	n	
Реакции левой опоры, Н	R_{1y}	
	R_{1z}	
Реакции правой опоры, Н	R_{2y}	
	R_{2z}	
Осевая сила от внешних усилий на вал, Н	F_a	
Коэффициент вращения	V	
Коэффициент безопасности	K_6	
Коэффициент температурный	K_T	

Таблица 7.10

Расчет подшипников

Параметр	Обозначение	Расчетная формула	Численное значение параметра	Результат подсчета
Суммарная реакция, Н:			—	
– левого подшипника	F_{R1}	$F_{R1} = \sqrt{R_{1z}^2 + R_{1y}^2}$		
– правого подшипника	F_{R2}	$F_{R2} = \sqrt{R_{2z}^2 + R_{2y}^2}$		
Параметр осевого нагружения:			—	
– левого подшипника	e_1	Табл. 7.2 или 7.3		—
– правого подшипника	e_2			—
Дополнительные осевые усилия, Н:				
– левого подшипника	S_1	$S = eF_R$ или $S = 0,83eF_R$		
– правого подшипника	S_2			
Суммарная осевая нагрузка, Н:			—	
– левого подшипника	$F_{a\Sigma 1}$	Табл. 7.6		
– правого подшипника	$F_{a\Sigma 2}$			

Окончание таблицы 7.10

Параметр	Обозначение	Расчетная формула	Численное значение параметра	Результат подсчета
Отношение $\frac{F_{a\Sigma}}{VF_R}$:			—	
– левого подшипника	$\frac{F_{a\Sigma 1}}{VF_{R1}}$	—		
– правого подшипника	$\frac{F_{a\Sigma 2}}{VF_{R2}}$	—		
Коэффициент радиальной нагрузки:			—	
– левого подшипника	X_1	Табл. 7.2 или 7.3		—
– правого подшипника	X_2			—
Коэффициент осевой нагрузки:			—	
– левого подшипника	Y_1	Табл. 7.2 или 7.3		—
– правого подшипника	Y_2			—
Приведенная нагрузка, Н:			—	
– левого подшипника	P_1	$P_1 = (X_1 VF_{R1} + Y_1 F_{a\Sigma 1}) K_6 K_T$		
– правого подшипника	P_2	$P_2 = (X_2 VF_{R2} + Y_2 F_{a\Sigma 2}) K_6 K_T$		
Расчетное значение динамической грузоподъемности (для более нагруженной опоры), Н	$C_{\text{расч}}$	$C_{\text{расч}} = P_{\text{max}} \sqrt[p]{\frac{60nL_h}{10^6}}$		
Сравнение $C_{\text{расч}}$ и C				

5. На основании данных табл. 7.10 сделать вывод о пригодности заданного подшипника качения по динамической грузоподъемности с возможностью его замены на подшипник другой серии.

Контрольные вопросы

1. Для чего предназначены подшипники качения? В чем заключается их принцип работы?
2. Как классифицируются подшипники качения?
3. Какую нагрузку воспринимают различные типы подшипников?
4. Какие параметры указываются в условном обозначении подшипника?
5. Что такое динамическая грузоподъемность подшипников?
6. Как подбираются подшипники по динамической грузоподъемности?
7. Как определяется эквивалентная динамическая нагрузка?
8. В каких подшипниках возникают дополнительные внутренние осевые силы? Почему?
9. Как определяется требуемая динамическая грузоподъемность подшипника?
10. Какими достоинствами и недостатками обладают подшипники качения?

Лабораторная работа № 8

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ФРИКЦИОННОЙ МНОГОДИСКОВОЙ МУФТЫ

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

Теоретическое обоснование

Муфта – устройство, предназначенное для соединения концов одинаковых или разных валов в машинах для передачи энергии и движения. Основное назначение муфты – передача крутящего момента между валами без изменения его значения и направления.

Фрикционная многодисковая муфта – разновидность механизмов передачи крутящего момента, состоящая из пакета фрикционных и стальных дисков. Момент передается за счет сил трения, возникающих при сжатии дисков.

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

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

На рис. 8.1, *а* показана простейшая дисковая фрикционная муфта, имеющая одну пару поверхностей трения. Левая полумуфта закреплена на ведущем валу неподвижно, а полумуфта, сидящая на ведомом валу, подвижна в осевом направлении. Подвижная полумуфта может располагаться и на ведущем валу.

Фрикционные муфты не допускают несоосности валов. Центровка полумуфт достигается либо их расположением на одном валу, либо с помощью специальных центрирующих колец (рис. 8.1, *а*). Чтобы соединить валы, к подвижной полумуфте с помощью механизма управления прикладывается осевая сила F_a .

Во время включения фрикционной муфты неизбежно проскальзывание трущихся поверхностей, сопровождающееся выделением теплоты. Поэтому фрикционные материалы, применяемые в муфтах, должны быть износостойкими и теплостойкими. Прочность сцепления в муфте зависит от коэффициента трения и его стабильности при изменении скорости скольжения, давления и температуры.

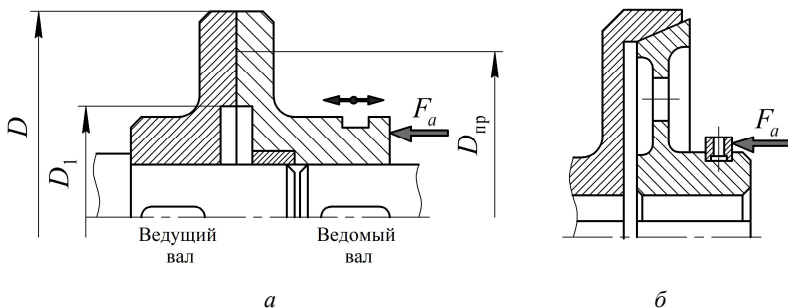


Рис. 8.1. Схемы простейших фрикционных муфт:
а – дисковой; *б* – конусной

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

$$TK \leq T_{тр}, \quad (8.1)$$

где T – крутящий момент, передаваемый муфтой, Н·м (произведение TK называют расчетным крутящим моментом);

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

$T_{тр}$ – момент трения на полумуфтах, Н·м.

Момент трения, Н·м:

$$T_{тр} = fF_a \frac{D_{пр} \cdot 10^{-3}}{2}, \quad (8.2)$$

где f – коэффициент трения скольжения;
 F_a – осевая сила, Н.

Приведенный диаметр пар трения, мм:

$$D_{\text{пр}} = \frac{2}{3} \frac{D^3 - D_1^3}{D^2 - D_1^2}, \quad (8.3)$$

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

Осевая сила, необходимая для включения муфты, Н:

$$F_a \geq \frac{2T_{\text{тр}} \cdot 10^3}{fD_{\text{пр}}}. \quad (8.4)$$

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

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

Диски фрикционных муфт проверяют на износостойкость по условию

$$p = \frac{4F_a}{\pi(D^2 - D_1^2)} \leq [p], \quad (8.5)$$

где $[p]$ – допускаемое давление на рабочей поверхности муфты. Чтобы износ дисков был достаточно равномерным, обычно принимают $D \leq (1,5-2,0)D_1$.

Допускаемые значения $[p]$ и значения коэффициента трения f , установленные на основе опыта эксплуатации, приведены в табл. 8.1.

Таблица 8.1

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

Материал	$[p]$, МПа	f
При смазке		
Закаленная сталь по закаленной стали	0,6–0,8	0,06
Чугун по чугуну или по закаленной стали	0,6–0,8	0,08
Текстолит по стали	0,4–0,6	0,12
Металлокерамика по закаленной стали	0,8	0,10
Без смазки		
Прессованный асбест либо феррадо по стали или чугуну	0,2–0,3	0,30
Металлокерамика по закаленной стали	0,3	0,40
Чугун по чугуну или закаленной стали	0,2–0,3	0,15
Закаленная сталь по закаленной стали	0,2–0,3	0,15

На рис. 8.1, б показана схема конической фрикционной муфты. Конические поверхности трения позволяют создать значительные нормальные давления и силы трения при относительно малых силах нажатия F_a . Угол наклона образующей конуса должен быть больше угла трения покоя во избежание самозахватывания муфты.

Для уменьшения осевой силы нажатия F_a или увеличения передаваемого крутящего момента широко применяют многодисковые фрикционные муфты, имеющие несколько пар поверхностей трения (рис. 8.2). В этих муфтах две группы дисков: наружные, соединенные шлицами или зубьями с полумуфтой 1, и внутренние, соединенные таким же способом с другой полумуфтой. На правый крайний диск действует сила нажатия F_a , передаваемая от механизма управления с помощью отводки 3 и качающегося рычага 2. Муфта на рис. 8.2 имеет шесть пар трущихся поверхностей, поэтому нагрузочная способность в шесть раз больше, чем у муфты на рис. 8.1, а, при одинаковых диаметрах и прочих равных условиях. При этом сила нажатия передается на все поверхности трения, а формула (8.2), Н·м, принимает следующий вид:

$$T_{\text{тр}} = \frac{1}{2} F_a f D_{\text{пр}} Z \cdot 10^{-3}, \quad (8.6)$$

где Z – число пар трущихся поверхностей:

$$Z = n - 1,$$

где n – число дисков (для муфты на рис. 8.1 $n = 2$, а для муфты на рис. 8.2 $n = 7$).

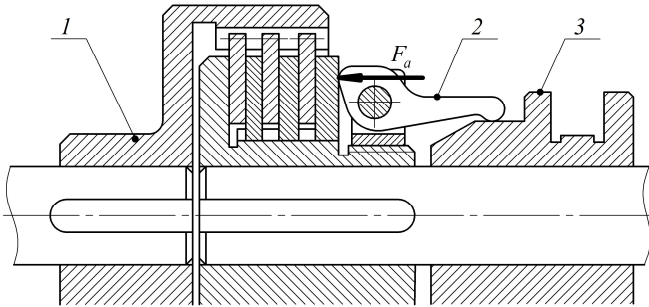


Рис. 8.2. Многодисковая фрикционная муфта

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

Расчет пружины

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

$$\lambda_{\text{вит}} = \frac{8D_{\text{ср}}^3}{Gd_{\text{пр}}^4}, \quad (8.7)$$

где $D_{\text{ср}} = D_{\text{н}} - d_{\text{пр}}$ – средний диаметр витков пружины, мм ($D_{\text{н}}$ – наружный диаметр пружины, мм);

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

$d_{\text{пр}}$ – диаметр прутка пружины, мм.

Тогда податливость всей пружины, мм/Н:

$$\lambda_{\text{пр}} = \lambda_{\text{вит}} n_{\text{расч}} = \frac{8D_{\text{ср}}^3 n_{\text{расч}}}{Gd_{\text{пр}}^4}, \quad (8.8)$$

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

По величине силы сжатия пружины определяется ее деформация, мм:

$$h = F_a \lambda_{\text{пр}} = \frac{8F_a D_{\text{ср}}^3 n_{\text{расч}}}{Gd_{\text{пр}}^4}. \quad (8.9)$$

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

$$F_a = \frac{hGd_{\text{пр}}^4}{8D_{\text{ср}}^3 n_{\text{расч}}}. \quad (8.10)$$

Описание установки

Лабораторная установка (рис. 8.3) состоит из ведущего вала (полумуфты) 1, установленного на двух подшипниках качения 3 в корпусе ведомой полумуфты 2.

Обе полумуфты соединены с помощью шлицев ведущих 4 и ведомых 5 стальных дисков. Осевое усилие F_a сжатия дисков создается сжатием пружины 6, опирающейся на стакан 7 и гайку 8. Величину сжатия пружины, а значит, и величину силы F_a контролируют с помощью стрелки 9 и шкалы 10. Ведомая полумуфта закреплена на столе с помощью болтов. Усилие на рукоятке 11 измеряется с помощью динамометра 12 при вращении ведущего вала. Изменение числа контактирующих поверхностей трения достигается соответствующей установкой ведущих и ведомых дисков после снятия гайки, пружины и стакана.

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

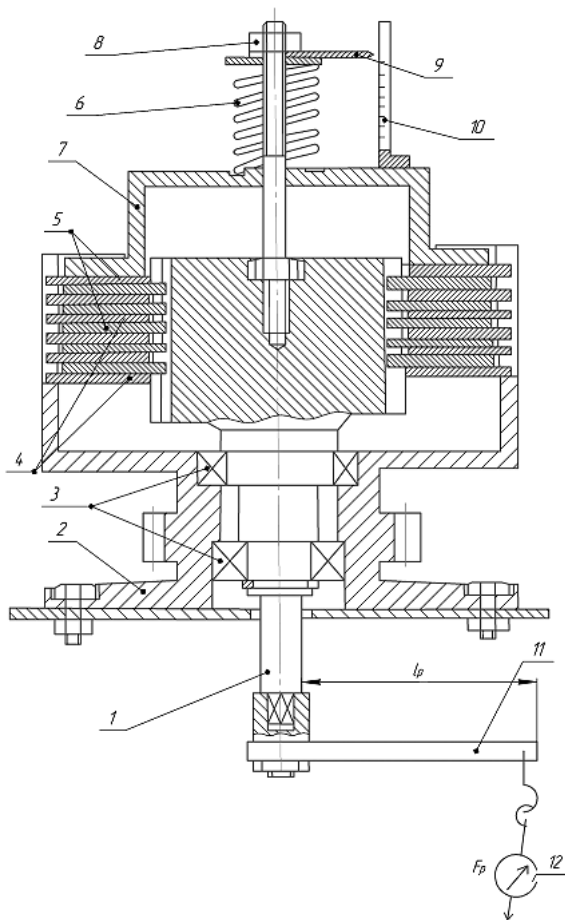


Рис. 8.3. Схема лабораторной установки:

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

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материалы учебников [6, 8], учебно-методического пособия [9], конспекта лекций по теме «Муфты механических приводов» и данные методические указания.

2. Подготовить протокол лабораторной работы, содержащий краткое теоретическое обоснование, описание работы установки, таблицы для записи опытных и расчетных величин.

Порядок выполнения работы

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

1. Определить параметры пружины: $d_{\text{пр}}$, мм; $D_{\text{н}}$, мм; $n_{\text{вит}}$.

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

3. Определить средний диаметр пружины $D_{\text{ср}}$ и расчетное число витков пружины $n_{\text{расч}}$. Используя формулу (8.8), найти значение податливости пружины $\lambda_{\text{пр}}$. Для заданных преподавателем трех значений осевых сил по формуле (8.9) определить деформацию пружины (значение задаваемой силы F_a зависит от числа поверхностей трения, рекомендуется $F_{a\text{min}} = 100$ Н, $F_{a\text{max}} = 600$ Н).

Контактирующие диски в установке будут дополнительно сжаты за счет веса прижимного диска, самой пружины и опорного подшипника со стрелкой, суммарный вес которых составляет $F_{a0} = 27$ Н. Это повлияет на результаты измерений, поэтому следует учитывать осадку пружины h_0 ($h = h_i - h_0$). Данные расчетов занести в табл. 8.2.

Таблица 8.2

Данные расчетов пружины

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

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

5. Последовательно увеличивая деформацию пружины при h_1, h_2, h_3 , произвести замеры значений силы F_p с помощью динамометра при

повороте рукоятки по часовой стрелке и против. Значения F_{p1} , F_{p2} занести в табл. 8.3.

Таблица 8.3

Результаты измерений								
Число контактирующих поверхностей Z_i	Осевая сила F_{ai} , Н		Значения силы на рукоятке F_p , Н			Крутящий момент T_{pi} , Н·м	Расчетный коэффициент трения f_i	Расчетный момент трения T_i , Н·м
	Обозначение	Значение	F_{p1}	F_{p2}	$F_{p_{ср}}$			
$Z_1 = \underline{\hspace{1cm}}$	F_{a1}							
	F_{a2}							
	F_{a3}							
$Z_2 = \underline{\hspace{1cm}}$	F_{a1}							
	F_{a2}							
	F_{a3}							
—							$f_{ср} = \underline{\hspace{1cm}}$	—

6. Собрать установку с заданным преподавателем числом поверхностей трения Z_2 и повторить опыты. Значения занести в табл. 8.3.

7. Для всех опытов определить среднее значения усилий на рукоятке $F_{p_{ср}}$.

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

9. Определить значения коэффициента трения контактирующих поверхностей по формуле

$$f_i = \frac{2T_{pi}}{F_{ai} D_{np} Z_i}, \quad (8.11)$$

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

D_{np} – приведенный диаметр пар трения (см. формулу (8.3)), м.

Определить среднее значение коэффициента трения $f_{ср}$.

10. По формуле (8.6) определить расчетный момент трения при различных значениях F_{ai} и Z_i , приняв коэффициент трения f в соответствии с табл. 8.1.

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

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

Контрольные вопросы

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

2. Как называется момент, противодействующий крутящему моменту?

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

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

5. Как определяется крутящий момент, передаваемый фрикционной муфтой?

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

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

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

9. Какие преимущества имеют многодисковые фрикционные муфты перед однодисковыми?

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

Лабораторная работа № 9

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ И РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

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

Теоретическое обоснование

Сварка является одним из ведущих технологических процессов мирового промышленного комплекса. Доля изделий, изготавливаемых с помощью сварки и родственных технологий, превышает 50 % ВВП с тенденцией постоянного роста. На изготовления сварных конструкций расходуется около 75 % перерабатываемого металла. Расход электроэнергии в сварочном производстве промышленных предприятий достигает 15 % от общего расхода, а все возрастающее применение существующих и внедрение новых технологий сварки, наплавки и резки является одним из важнейших факторов научно-технического прогресса.

Почти исключительно в сварном исполнении изготавливают резервуары, котлы и сосуды высокого давления, металлические конструкции подъемнотранспортных машин, рамы, тележки и части кузовов транспортных машин. Сваркой соединяются рельсы бесстыкового пути, металлическая обшивка вагонов и локомотивов, многооборотные металлические контейнеры. Свариваются крупногабаритные корпуса редукторов, зубчатые колеса, барабаны лебедок.

Сварка – процесс получения неразъемного соединения деталей путем установления межатомных связей между свариваемыми частями при их нагревании и (или) пластическом деформировании. Известно более 150 видов и способов сварки, но на практике чаще всего используют три вида, которые отличаются между собой используемым для выполнения работ типом энергии: термическая (газовая, дуговая, электронно-лучевая, лазерная и др.), механическая (холодная, трением, ультразвуковая, взрывом и др.), термомеханическая (контактная, диффузионная, газо- и дугопрессовая, кузнечная и др.).

В зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей различают следующие *виды сварных соединений* (рис. 9.1, а–г): стыковые (С), угловые (У), нахлесточные (Н), тавровые (Т).

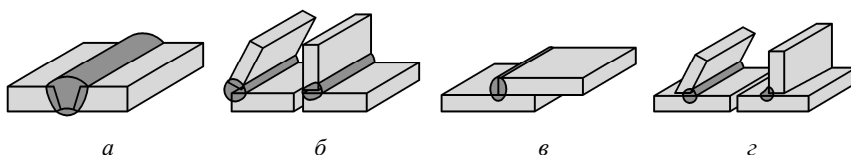


Рис. 9.1. Сварные соединения:

а – стыковое; б – угловое; в – нахлесточное; г – тавровое

Сварной шов – участок сварного соединения, образовавшийся в результате кристаллизации расплавленного металла, или в результате пластической деформации при сварке давлением, или сочетанием кристаллизации и деформации.

В области сварного шва в основном металле возникает *зона термического влияния*, в которой появляются остаточные напряжения и возможно коробление. Одним из способов снижения концентрации напряжений является выбор формы сечения шва. Выпуклые швы повышают концентрацию напряжений, выпуклость рекомендуется удалять механической обработкой; вогнутость обеспечивает плавный переход к основному металлу и снижает напряженность, но требует механической обработки; специальные швы с профилем неравнобедренного треугольника, как и вогнутые, значительно снижают концентрацию напряжений и применяются при переменных нагрузках.

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

- стыковые (см. рис. 9.1, а) – сварные швы стыковых соединений, расчет ведется по нормальным напряжениям;
- угловые (см. рис. 9.1, б–г) – сварные швы угловых, нахлесточных и тавровых соединений, расчет ведется по касательным напряжениям.

Если на стыковые швы воздействуют только растягивающие (сжимающие) силы F (рис. 9.2, а, б), то *расчет стыковых швов* проводится по условию прочности

$$\sigma' = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'], \quad (9.1)$$

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

F – нагрузка на соединение;

δ – толщина деталей;

l – длина шва;

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

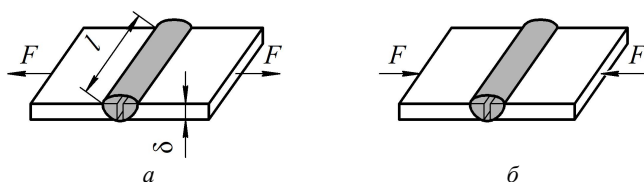


Рис. 9.2. Соединение стыковым швом:

a – действие растягивающей силы; b – действие сжимающей силы

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

$$[F] = [\sigma'] l \delta. \quad (9.2)$$

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

$$\tau'_{\text{ср}} \leq [\tau'_{\text{ср}}], \quad (9.3)$$

где $\tau'_{\text{ср}}$ – действующее касательное напряжения на срез в шве;

$[\tau'_{\text{ср}}]$ – допускаемое касательное напряжения на срез в шве.

Условно считают, что плоскость среза проходит через биссектрису прямого угла плоскости поперечного сечения шва (рис. 9.3), площадь которого

$$A = 0,7kl_{\Sigma}, \quad (9.4)$$

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

l_{Σ} – суммарная длина швов.

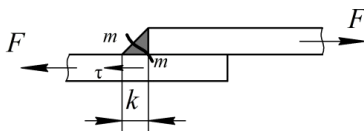


Рис. 9.3. Схема углового шва

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

– для *соединения внахлест* при действии на угловой шов только усилия F (рис. 9.4) касательные напряжения, возникающие в шве, определяют по формуле

$$\tau'_{\text{cp}} = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7kl_{\Sigma}} \leq [\tau'_{\text{cp}}], \quad (9.5)$$

где l_{Σ} – суммарная длина шва;

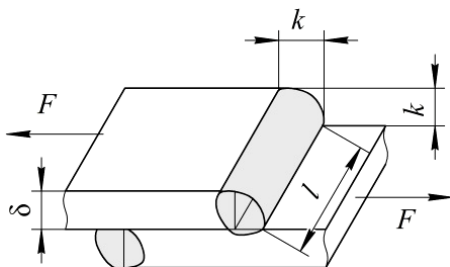


Рис. 9.4. Сварное соединение внахлест

– для *таврового и углового соединений* (рис. 9.5) при действии на угловой шов продольной F и поперечной F' сил расчетное уравнение имеет вид:

$$\tau'_{\text{cp}} = \sqrt{\left(\frac{F}{0,7kl} + \frac{6F'h}{0,7kl^2} \right)^2 + \left(\frac{F'}{0,7kl} \right)^2} \leq [\tau'_{\text{cp}}]. \quad (9.6)$$

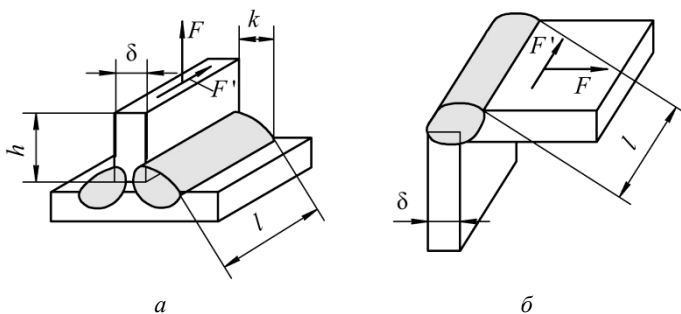


Рис. 9.5. Соединения угловым швом:
а – тавровое; б – угловое

В формуле (9.6) учитываются напряжения, возникающие в шве от действия сил F и F' и от изгибающего момента, создаваемого силой F' при переносе ее на шов (по теореме Пуансо).

Описание установки

В лабораторной работе используются комплекты сварных соединений из различных сталей, выполненные стыковыми и угловыми швами.

На соединениях указаны:

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

Подготовка к выполнению работы

1. Изучить материалы учебно-методического пособия [6, 8], конспекта лекций по теме «Типовые соединения деталей машин. Расчеты на прочность» и данные методические указания.

2. Подготовить протокол лабораторной работы, содержащий краткое теоретическое обоснование, аксонометрические эскизы сварных соединений и таблицу для записи экспериментальных и теоретических (расчетных) величин.

Порядок выполнения работы

Необходимое оборудование и инструмент: комплект сварных соединений, штангенциркуль.

1. Выполнить аксонометрический эскиз сварных соединений (рис. 9.6), произвести необходимые измерения. Результаты занести в табл. 9.1.

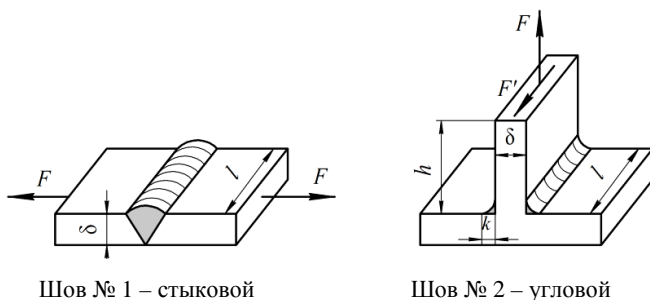


Рис. 9.6. Примеры аксонометрических эскизов сварных соединений

Таблица 9.1

Результаты измерений и расчетов

Расчетный параметр сварных соединений	Обозначение	Пояснение	Шов	
			стыковой	угловой
Вид деформации шва – растяжение, сжатие или срез				
Толщина свариваемых деталей, мм	δ	Измерить на шве		
Общая длина швов, мм	l_{Σ}			
Катет шва, мм	k		—	
Плечо силы F' , мм	h		—	
Материал свариваемых деталей – марка стали		Информационная табличка		
Марка электрода				
Характер нагрузки				
Предел текучести для материала, МПа	σ_T	Табл. 9.3		

Расчетный параметр сварных соединений	Обозначение	Пояснение	Шов	
			стыковой	угловой
Коэффициент запаса прочности	S	Информационная табличка		
Допускаемое напряжение для материала деталей, МПа	$[\sigma_p]$	Формула (9.7)		
Коэффициент асимметрии цикла	R	Информационная табличка		—
Эффективный коэффициент концентрации напряжений	K_σ	Табл. 9.4		
Коэффициент влияния переменной нагрузки	γ	Формула (9.8)		—
Допускаемые напряжения при постоянной нагрузке, МПа:				
– для стыкового шва	$[\sigma']_{\text{пост}}$	Формула (9.9)		—
– для углового шва	$[\tau'_{\text{ср}}]_{\text{пост}}$	Формула (9.12)	—	
Допускаемое напряжение для стыкового шва при переменной нагрузке, МПа	$[\sigma']_{\text{перем}}$	Формула (9.10)		—
Допускаемая растягивающая сила, кН	$[F]$	Формула (9.11)		—
Действующие усилия, Н	F	Табл. 9.2		
	F'	$F' = 0,6F$	—	
Расчетное касательное напряжение среза, МПа	$\tau'_{\text{ср}}$	Формула (9.6)	—	

2. Определить условия нагружения и напряженные состояния сварных швов.

3. По указанию преподавателя выбрать значения действующих усилий F и F' из табл. 9.2, приняв $F' = 0,6F$.

Таблица 9.2

Значения действующих силовых факторов

Номер варианта	Действующее усилие F , кН	Номер варианта	Действующее усилие F , кН
1	72	16	65
2	80	17	115
3	56	18	20
4	60	19	75
5	44	20	105
6	30	21	40
7	90	22	54
8	35	23	70
9	45	24	82
10	55	25	42
11	85	26	68
12	102	27	100
13	95	28	50
14	25	29	42
15	110	30	75

Обработка опытных данных

Расчет соединения № 1 (выполненного стыковым швом)

1. Определить допускаемое напряжение для свариваемого материала при растяжении:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_t}{S}, \quad (9.7)$$

где σ_t – предел текучести свариваемого материала (табл. 9.3);

S – коэффициент запаса прочности.

Таблица 9.3

Механические характеристики сталей

Марка стали	Предел текучести свариваемого материала σ_T , МПа	Марка стали	Предел текучести свариваемого материала σ_T , МПа
Сталь Ст3	220	Сталь 25Л	250
Сталь 20	240	Сталь 35Л	280
Сталь 25	260	Сталь 15ХА	500
Сталь 30	290	Сталь 15Г	250
Сталь 35	310	Сталь 20Г	280

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

$$\gamma = \frac{1}{(0,6K_{\sigma} + 0,2) - (0,6K_{\sigma} - 0,2)R} \leq 1, \quad (9.8)$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 9.4);

R – коэффициент асимметрии циклов напряжения.

Если вычисленное значение $\gamma > 1$, его следует *принять равным единице*.

Таблица 9.4

Коэффициент концентрации напряжений K_{σ}

Характеристика шва	Сталь	
	углеродистая	низколегированная
Стыковой при сварке:		
– автоматической	1,0	1,0
– ручной	1,2	1,4
Угловой лобовой при сварке:		
– автоматической	1,7	2,4
– ручной	2,3	3,2
Угловой фланговый	3,5	4,5

Примечание:

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

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

$$[\sigma']_{\text{пост}} = [\sigma_p] \phi, \quad (9.9)$$

где ϕ – коэффициент, учитывающий вид технологического процесса (способ сварки и марку электрода) (табл. 9.5).

Таблица 9.5

Коэффициент ϕ , учитывающий вид технологического процесса

Технология сварки	Вид деформации		
	Растяжение	Сжатие	Срез
Автоматическая, полуавтоматическая, ручная дуговая электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	1,00	1,00	0,65
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая	0,90	1,00	0,60
Контактная точечная и роликовая	–	–	0,60

4. Определить допускаемое напряжение для шва при переменном нагружении:

$$[\sigma']_{\text{перем}} = [\sigma']_{\text{пост}} \gamma. \quad (9.10)$$

5. Определить значение допускаемой растягивающей силы:

$$[F] = [\sigma']_{\text{перем}} \delta l_{\Sigma}. \quad (9.11)$$

6. Сделать вывод о выполнении условия $F \leq [F]$ для стыкового шва.

Расчет соединения № 2 (выполненного угловым швом)

1. По формуле (9.7) определить допускаемое напряжение для свариваемого материала при растяжении.

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

$$[\tau'_{\text{ср}}]_{\text{пост}} = [\sigma_p] \phi. \quad (9.12)$$

3. Проверить прочность соединения угловым швом по формуле (9.6) в зависимости от условий нагружения соединения.

4. Сделать вывод о выполнении условия прочности по формуле (9.3) для углового (валикового) шва.

Контрольные вопросы

1. Как охарактеризовать процесс сварки и его разновидности?
2. Какие бывают виды сварных соединений?
3. Что такое сварной шов? Как зона термического влияния воздействует на работоспособность сварных соединений?
4. Как классифицируются сварные швы и действующие в них напряжения?
5. Как зависят условия прочности от вида нагружения?
6. Как влияет технология сварки на допускаемые напряжения?
7. Как записываются формулы определения допускаемых напряжений в сварных швах при переменной нагрузке?
8. Как проводят расчет углового таврового шва на прочность, если имеет место неполный провар?
9. Применяют ли угловые швы в рабочих соединениях?

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Прикладная механика : учебно-методическое пособие : в 2 ч. / сост.: В. Н. Основин, Л. С. Жаркова, О. В. Сокол, Е. С. Купрацевич. – Минск : БГАТУ, 2011. – Ч. 1. – 228 с.

2. Прикладная механика. Механика материалов : учебно-методическое пособие / сост.: В. Н. Основин, Е. В. Афанасенко, О. В. Сокол [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2018. – 356 с.

3. Смиловенко, О. О. Техническая механика : учебник / О. О. Смиловенко, Т. М. Мартыненко, С. А. Лосик. – Минск : РИВШ, 2021. – 517 с.

4. Подскребко, М. Д. Сопротивление материалов : учебник / М. Д. Подскребко. – Минск : Вышэйшая школа, 2007. – 797 с.

5. Прикладная механика. Лабораторный практикум : учебно-методическое пособие / сост.: В. Н. Основин, В. А. Агейчик, Д. Н. Колоско [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2022. – 228 с.

6. Иванов, М. Н. Детали машин : учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 15-е изд., испр. и доп. – М. : Юрайт, 2017. – 408 с.

7. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Т. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик. – 2-е изд., перераб. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. – 560 с.

8. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Теория и расчет : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович. – Минск : БГАТУ, 2014. – 372 с.

9. Муфты механических приводов. Расчет и проектирование : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда, В. А. Агейчик, И. Н. Кононович, В. В. Михалков ; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : ИВЦ Минфина, 2019. – 268 с.

Учебное издание

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА.
ЛАБОРАТОРНЫЙ ПРАКТИКУМ**

Учебно-методическое пособие

Составители:

Основин Виктор Николаевич,
Сергеев Кирилл Леонидович,
Сокол Ольга Васильевна

Ответственный за выпуск *Н. Л. Ракова*

Редактор *Д. А. Значёнок*

Корректор *Д. А. Значёнок*

Компьютерная верстка *Д. А. Значёнок*

Дизайн обложки *Д. О. Михеевой*

Подписано в печать 17.11.2025. Формат 60×84¹/₁₆.

Бумага офсетная. Ризография.

Усл. печ. л. 6,97. Уч.-изд. л. 5,45. Тираж 99 экз. Заказ 360.

Издатель и полиграфическое исполнение:
учреждение образования

«Белорусский государственный аграрный технический университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий

№ 1/359 от 09.06.2014.

№ 2/151 от 11.06.2014.

Пр-т Независимости, 99–1, 220012, Минск.