

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА  
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ  
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра сопротивления материалов и деталей машин

## ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

*Рекомендовано Учебно-методическим объединением высших  
учебных заведений Республики Беларусь в области сельского  
хозяйства в качестве лабораторного практикума  
для студентов высших учебных заведений группы  
специальностей 74 06 Агроинженерия*

Минск  
БГАТУ  
2010

УДК 621.01 (07)  
ББК 22.2я 7  
П 75

Составители:

кандидат технических наук, доцент *В. Н. Основин*  
(предисловие, введение, работы 1, 2),  
старший преподаватель *Л. С. Жаркова* (работы 3, 5),  
старший преподаватель *П. В. Клавсуть* (работа 4),  
кандидат технических наук, доцент *Д. Н. Колоско* (работа 6),  
старший преподаватель *С. А. Легенький* (работы 7, 8, 9),  
кандидат технических наук, доцент *О. И. Мисуно* (работы 10, 11),  
кандидат технических наук, доцент *С. Е. Бельский* (работа 12),  
кандидат технических наук, доцент *А. Ф. Дулевич* (работа 13),  
кандидат технических наук, доцент *Н. С. Примаков* (работа 14),  
кандидат технических наук, доцент *В. А. Агейчик* (работа 15)

Рецензенты:

доктор технических наук, доцент, заведующий кафедрой  
механики материалов и конструкций БГТУ *А. Э. Левданский*;  
кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой сопротивления  
материалов и теории упругости БНТУ *П. В. Шишлаков*

П 75 **Прикладная механика** : лабораторный практикум / сост. :  
В. Н. Основин [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2010. – 192 с.  
ISBN 978-985-519-207-8.

Лабораторный практикум содержит методические указания к лабораторным занятиям по всем разделам курса «Прикладная механика». В нем содержится краткое теоретическое обоснование, описание лабораторных установок, порядок выполнения работ, контрольные вопросы и темы для самостоятельного проведения студентами научных исследований.

Предназначен для студентов специальностей 1-74 06 06 «Материально-техническое обеспечение АПК», 1-74 06 07 «Управление охраной труда в сельском хозяйстве».

УДК 621.01 (07)  
ББК 22.2я 7

ISBN 978-985-519-207-8

© БГАТУ, 2010

## СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ .....	5
1. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ И ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ В ЛАБОРАТОРИИ	
1.1. Общие указания по выполнению лабораторных работ .....	7
1.2. Общие требования безопасности при выполнении лабораторных работ .....	8
1.3. Точность проведения испытаний и обработка данных .....	10
1.4. Оформление отчета .....	13
РАЗДЕЛ 1. СТАТИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ, ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ	
Лабораторная работа №1. Исследование связей и их реакций (определение реакций опор балочных систем).....	14
Лабораторная работа №2. Определение центра тяжести плоских фигур .....	22
Лабораторная работа №3. Структурный анализ механизмов и построение кинематических схем .....	31
Лабораторная работа №4. Определение моментов инерции звеньев механизма .....	43
Лабораторная работа №5. Исследование эвольвентных профилей зубчатых колес .....	54
РАЗДЕЛ 2. МЕХАНИКА МАТЕРИАЛОВ	
Лабораторная работа №6. Испытание материалов на растяжение.....	67
Лабораторная работа №7. Определение коэффициента Пуассона для стали .....	79
Лабораторная работа №8. Определение модуля продольной упругости стали.....	96
Лабораторная работа № 9. Определение модуля сдвига стали .....	100
Лабораторная работа №10. Исследование явления потери устойчивости сжатых стержней.....	106
Лабораторная работа №11. Определение динамического коэффициента, напряжений и перемещений при вертикальном изгибающем ударе .....	115

## РАЗДЕЛ 3. РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Лабораторная работа №12. Изучение конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора и определение параметров зацепления .....	124
Лабораторная работа №13. Изучение конструкции червячного редуктора и определение параметров зацепления .....	135
Лабораторная работа №14. Изучение конструкции и определение долговечности подшипников качения .....	148
Лабораторная работа №15. Исследование работы и расчет сварных соединений .....	176

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Прикладная механика – комплексная дисциплина, являющаяся основой общетехнической подготовки инженеров специальностей 1-74 06 06 «Материально-техническое обеспечение АПК» и 1-74 06 07 «Управление охраной труда в сельском хозяйстве». Эта дисциплина занимает особое место в системе подготовки инженеров, поскольку является завершающей в группе естественнонаучных дисциплин (математика, физика) и связующей со специальными дисциплинами. Она включает в себя основные разделы теоретической механики, теории механизмов и машин, механики материалов, деталей машин и основ конструирования.

Основное назначение дисциплины состоит в том, чтобы расширить фундамент общей инженерной подготовки и тем самым оградить будущего специалиста от чрезмерной профессиональной узости представлений и технических идей. Каждый инженер, специализирующийся в какой-либо узкой области, должен знать о возможностях, достоинствах и недостатках механической техники, которая занимает почетное место в современной сельскохозяйственной отрасли.

Место и назначение объединенного учебного курса прикладной механики предопределяет приоритет в нем задач анализа, имеющих большую познавательную ценность. Задачи синтеза рассматриваются конспективно, в большинстве случаев просто опускаются, так как проектирование механических устройств неспециалистами маловероятно.

Изучение курса прикладной механики по вышеуказанным специальностям реализуется в форме лекций, практических и лабораторных занятий, курсового проектирования.

Одной из важнейших составных частей учебного процесса при изучении указанной дисциплины являются лабораторные занятия. Они развивают навыки самостоятельной работы; закрепляют в сознании связи между теорией и практикой; способствуют более глубокому раскрытию физической сущности вопросов теории механизмов механики (сопротивления) материалов и их усвоению. В разделе «Механика материалов» лабораторные работы имеют особое значение потому, что сама теория механики материалов в значительной степени основывается на экспериментальных данных.

Практикум по выполнению лабораторных работ по курсу «Прикладная механика» разработан на основе опыта работы кафедры «Сопротивление материалов и детали машин» БГАТУ.

Он включает в себя лабораторные работы по трем разделам курса прикладной механики, а именно: раздел 1 «Статическое взаимодействие элементов конструкций, основы построения и исследования механизмов»; раздел 2 «Механика материалов»; раздел 3 «Расчет и конструирование деталей машин».

В каждой лабораторной работе указанных разделов дается краткое теоретическое обоснование, необходимое для понимания изучаемых вопросов, описание лабораторной установки, порядок выполнения работы, методика обработки опытных данных, а также контрольные вопросы, ответы на которые способствуют более глубокому усвоению и закреплению изучаемого материала. В конце лабораторных работ приводятся темы для самостоятельного проведения студентами научных исследований.

# 1. ТЕХНИКА БЕЗОПАСНОСТИ И ОРГАНИЗАЦИЯ РАБОТЫ СТУДЕНТОВ В ЛАБОРАТОРИИ

## 1.1. Общие указания по выполнению лабораторных работ

Правильное проведение лабораторных работ требует, прежде всего, осуществления максимально возможной самостоятельности их выполнения.

Для этого, во-первых, студентам надо готовиться к каждому лабораторному занятию и, во-вторых, необходима надлежащая организация выполнения самих лабораторных работ.

Из календарно-тематического плана проведения лабораторно-практических занятий, а также из плана-графика проведения лабораторных работ можно определить, какие работы на каждом занятии будут выполняться. План-график составляется на учебный семестр и не менее, чем на цикл работ.

Каждое лабораторное занятие, как правило, начинается с опроса студентов с целью выявления их подготовленности. Студенты, обнаружившие недостаточную подготовленность, к занятиям не допускаются.

По расписанию на занятия в лабораторию является группа, которая заранее разбита на бригады. Состав каждой бригады постоянный и студентам известен, поскольку план-график лабораторных работ составляется по бригадам. В соответствии с этим планом-графиком бригады выполняют все работы цикла (разными бригадами в разной последовательности). После выполнения всей группой работ первого цикла назначаются дополнительные занятия для выполнения отдельными студентами работ этого цикла, пропущенных ими по тем или иным причинам, и начинаются работы второго цикла и т. д.

Следует заметить, что самостоятельное выполнение лабораторных работ не обязательно означает, что студент сам лично должен запускать каждую испытательную машину. Главной задачей лабораторных работ, в частности по механике материалов, является их выполнение, а не доскональное освоение машин и приборов.

Оформление работы и зачет по каждой отдельной работе (прием работы) осуществляется во время, отведенное на ее выполнение. Зачет по лабораторным работам за семестр выставляется после приема последней работы (без опроса по всем работам, выполненным в течение семестра).

До выполнения самой лабораторной работы необходимо:

- а) знать соответствующий теоретический и расчетный материал, цель работы и методику ее выполнения;
- б) ясно представлять себе необходимую и достаточную в данной работе точность измерений и подсчетов;
- в) знать устройство применяемых машин и приборов.

В процессе выполнения работы и обработки ее результатов студенту необходимо:

- а) точно соблюдать требования техники безопасности и правила использования применяемых машин и приборов;
- б) внимательно относиться к проведению работы в точном соответствии с методикой и указаниями;
- в) тщательно и аккуратно производить необходимые наблюдения, замеры и записи;
- г) тщательно делать все необходимые чертежи, схемы и расчеты;
- д) уметь анализировать и критически оценивать полученные результаты опытов и знать область их применения.

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

## 1.2. Общие требования безопасности при выполнении лабораторных работ

1. К работе в лаборатории допускаются студенты, прошедшие теоретическую подготовку и получившие инструктаж по данной инструкции.

2. Находясь в лаборатории, студенты обязаны соблюдать все правила внутреннего распорядка университета.

3. Не допускается студентам находиться в лаборатории в верхней одежде, приносить и хранить легковоспламеняющиеся вещества.

4. При работе в лаборатории студенты должны выполнять только то задание, которое получено. Категорически воспрещается производить другие работы.

5. При обнаружении неисправности используемого лабораторного оборудования, приборов и инструментов студент должен пре-

кратить выполнение работ и сообщить об этом преподавателю. Дальнейшее включение приборов и работа на оборудовании происходит только с разрешения преподавателя.

6. Студентам запрещается:

- оставлять даже на непродолжительное время в неустойчивом положении приборы, макеты, огнетушители и другое оборудование;

- оставлять без наблюдения лабораторную установку под напряжением, при исчезновении напряжения в сети оставлять установку включенной;

- изменять режим работы установок и оборудования без разрешения преподавателя или лаборанта;

- облокачиваться на установку и элементы схемы, производить любые исправления и ремонт в электрических сетях, включать другие установки и оборудование, ходить по лаборатории во время занятий;

- производить включение лабораторных установок, имеющих предупредительные плакаты «Установка под напряжением», «Установка на ремонте», «Не включать, работают люди», а также снимать эти плакаты;

- во время установленных перерывов производить какие-либо работы и оставаться в лаборатории одному;

- самовольно устранять неисправности оборудования в лаборатории, в частности, отодвигать с этой целью лабораторные столы, стенды, просовывать за стенды руки, т. к. там имеются элементы оборудования, которые находятся под напряжением;

- включенное электрооборудование, приборы оставлять без присмотра даже на короткое время, не только после полного окончания работы, но и при выходе из лаборатории во время короткого перерыва.

7. Обо всех неисправностях оборудования, приборов, инструментов, замеченных во время лабораторной работы, даже если они не помешали ее выполнению, старший бригады должен известить преподавателя или лаборанта.

8. По окончании работы необходимо отключить питающую сеть, привести в порядок рабочее место (сложить кабели, провода, поставить приборы в места хранения, расставить стулья на свои места), показать результаты замеров и сдать лабораторную установку преподавателю.

9. В процессе лабораторных занятий студенты обязаны строго соблюдать правила безопасной работы при выполнении предусмотренных учебной программой операций, содержать в порядке и чистоте рабочие места в лаборатории.

10. За нарушение данных требований студент отстраняется от занятий и направляется в распоряжение деканата соответствующего факультета для принятия к нему мер административного воздействия.

### 1.3. Точность проведения испытаний и обработки данных

При тщательно подготовленной работе точность полученных результатов зависит от внимательного отношения студента к проведению измерений (измерение поперечных размеров образца, отсчеты по шкалам измерительных приборов и т. д.). Поэтому в каждой лабораторной работе следует добиваться той точности, которая может быть достигнута на применяемом оборудовании и приборах.

Все определяемые в процессе выполнения лабораторных работ величины или изучаемые зависимости устанавливаются не абсолютно точно, а с какой-то степенью погрешности.

Чем совершеннее схема испытаний, точнее используемая аппаратура и выше квалификация исполнителей, тем более достоверными являются результаты опыта, тем меньше погрешности определения опытных величин. Условием высокого качества выполнения работы является соблюдение методических и организационных указаний, изложенных выше.

Для повышения точности эксперимента необходимо иметь ясное представление о характере возможных погрешностей, их источниках и путях их снижения, а также уметь оценивать точность полученных результатов.

Далее приводятся краткие сведения из теории ошибок, с которыми необходимо ознакомиться прежде, чем приступить к работе в лаборатории.

Погрешности, с которыми приходится встречаться при выполнении лабораторных работ, разделяются на два вида: 1) погрешности проведения опыта, 2) погрешности вычислений.

**Погрешности проведения опыта.** Возможные погрешности опыта можно разделить на три группы: систематические, случайные и грубые ошибки.

**Систематические ошибки** действуют постоянно в одну сторону — с постоянной величиной и постоянным знаком. Примером систематических ошибок являются неправильная градуировка шкалы, неточная установка приборов на нуль и др. Эти ошибки должны быть предотвращены (например, периодической тарировкой приборов и пр.) или учтены введением специальных поправок в полу-

ченные данные. Например, при записи диаграммы растяжения образца величина деформации включает также упругие деформации частей машины. Они могут быть исключены путем специального испытания образца большой жесткости на той же машине и вычитания полученных при этом деформаций при обработке диаграммы растяжения образца.

**Случайные ошибки** — непостоянные по величине и по знаку, они неустранимы из опыта, однако могут быть выявлены и оценены количественно статистическими методами. Эти ошибки определяют собой точность опыта.

Величина случайной ошибки определяется, прежде всего, выбранной принципиальной схемой проведения исследования. Выше уже говорилось, что постановка двух приборов для замеров деформации на противоположных сторонах образца позволяет снизить ошибки из-за неточной установки образца в захватах машины.

При использовании проволоочных датчиков для измерения деформаций вследствие разброса чувствительности датчиков и невозможности индивидуальной тарировки их погрешность достигает 1...2 %.

Второй причиной случайных ошибок являются неточности приборов. Например, точность измерения длины образца с помощью миллиметровой линейки равна половине деления, т. е. 0,5 мм, с помощью штангенциркуля — 0,1 мм, с помощью микрометра — 0,01 мм. Однако из этого не следует, что неограниченное увеличение точности измерительных приборов может привести к неограниченному увеличению точности опыта. Предположим, что точность изготовления образцов на станке 0,2 мм. Измерение размера с помощью масштабной линейки (с ошибкой до 0,5 мм) не позволяет использовать достаточную точность обработки, измерение с помощью штангенциркуля (ошибка 0,1 мм) в этом случае является достаточно точным. Применение же микрометра не приведет к существенному увеличению точности опыта, которая определяется в данном случае ошибкой изготовления образцов. Рекомендуется точность измерений всех величин, входящих в формулу, выбирать одинаковой; однако, если величина входит во вторую и выше степени (например, диаметр в формуле площади), ошибка влияет значительно больше. В этом случае точность измерения такой величины должна быть соответственно выше.

Наконец, источниками случайных ошибок могут быть неоднородности материала, неодинаковость условий изготовления образцов, изменения внешних условий опыта (температуры) и т. д.

**Грубые ошибки** (неверная запись показаний, искажения показаний приборов от неаккуратного обращения с ними, ошибки в прочтении отсчетов по шкалам) явно искажают результаты измерений.

Отметим, что точность проведения опыта определяется величиной случайных ошибок. Для повышения точности результатов опыт обычно повторяют несколько раз и вычисляют среднеарифметическое  $A$  всех полученных данных:

$$A = \frac{\sum A_i}{n}.$$

Оценка точности (качества проведения) опыта может быть определена по величине среднеарифметического отклонения:

$$\zeta = \frac{\sum_{i=1}^n (A_i - A)}{n}.$$

Малый разброс значений, а, следовательно, и меньшая величина среднеарифметического отклонения говорит о хорошем качестве опыта.

**Погрешности вычислений.** Так как все величины, с которыми приходится иметь дело, получены в результате опыта или непосредственного измерения, то они представляют приближенные числа. Погрешности, которые они содержат, отражаются и на результатах вычислений. Поэтому точность вычислений определяется не числом полученных в расчете цифр, а точностью величин, с которыми оперирует вычислитель.

В технических расчетах допустимо производить вычисления с точностью до трех значащих цифр (например,  $2,15 \times 10^6$ ; 308; 0,0208 и т. д.).

Такая точность достигается при использовании калькулятора, который сочетает достаточную точность с быстротой и удобством вычислений, соблюдая при этом правила приближенных вычислений. Некоторые из этих правил приведены ниже.

**При сложении и вычитании** приближенных чисел можно считать, что сумма имеет столько же значащих цифр, как и слагаемое, у которого число знаков наименьшее.

Например, находится сумма чисел  $31,262 + 4,58 + 30,5$ ; наименьшее число знаков после запятой у последнего слагаемого равно одному, поэтому все эти слагаемые округляются до одного знака после запятой, т. е.

$$31,3 + 4,6 + 30,5 = 66,4.$$

При умножении и делении можно считать, что в результате сохраняется столько же значащих цифр, сколько их имеет число, наименьшее по количеству значащих цифр (кроме нулей).

При возведении в *квадрат* и *куб* надо сохранять столько же значащих цифр, сколько их имеет основание, а при извлечении корня — столько, сколько их имеет подкоренное выражение.

Следует заметить, что все вычисления необходимо производить и записывать аккуратно. Как правило, в тетрадь записывается формула в буквенном выражении, подставляются числовые величины с соблюдением размерности и приводится окончательный результат.

#### 1.4. Оформление отчета

После выполнения лабораторной работы студент оформляет отчет по следующей схеме.

1. Указать название и цель работы.
2. Изложить кратко основные теоретические положения и расчетные формулы.
3. Изобразить аккуратно конструктивную схему установки, дать чертежи испытываемых деталей, привести таблицы, графики.
4. Привести результаты вычислений, при этом обязательно указывать единицы величин.
5. Сопоставить результаты экспериментов с расчетными или справочными данными, дать их анализ и объяснение возможных отклонений.
6. Сделать выводы.

## РАЗДЕЛ 1

### СТАТИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ, ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ

#### Лабораторная работа №1

#### Исследование связей и их реакций (определение реакций опор балочных систем)

**Цель работы:** теоретически и экспериментально научиться определять реакции в опорах, изучить методику тарировки измерительных приборов.

#### Теоретическое обоснование

В большинстве задач механики имеют дело с несвободными телами, которые тем или иным способом соединены с другими телами, ограничивающими свободу их перемещения. Тела, ограничивающие свободу перемещения рассматриваемого тела, называются связями. Если данное тело под действием приложенных к нему силовых факторов будет давить на связь, то и связь, в свою очередь, будет действовать на тело, препятствуя его движению с силой, которая называется реакцией связи (или просто реакцией). По четвертой аксиоме статики реакция равна по модулю силе давления на связь и направлена в сторону, противоположную этой силе. К несвободному телу можно применять условия равновесия, если в число действующих сил включить и силы реакций связей (по шестой аксиоме статики).

Существующее многообразие опор сводится к трем основным типам (рисунок 1.1).

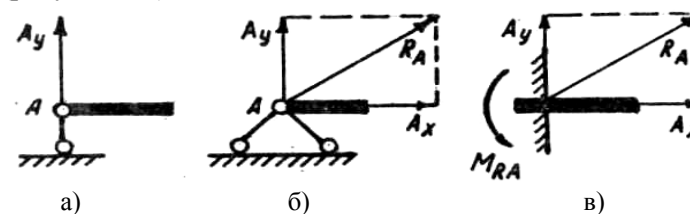


Рисунок 1.1. Основные типы опор и их реакции

В шарнирно-подвижной опоре, где связь не препятствует горизонтальному перемещению, возникает только нормальная реакция связи  $A_y$  (рисунок 1.1, а).

В шарнирно-неподвижной опоре, препятствующей горизонтальному и вертикальному перемещениям, реакция связи неизвестна ни по модулю, ни по направлению. В этом случае применяют разложение неизвестной реакции на горизонтальную  $A_x$  и вертикальную  $A_y$  составляющие (рисунок 1.1, б). Составляющие реакции 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.

В защемлении (заделке), препятствующем любому перемещению и вращению, кроме неизвестной в общем случае по модулю и направлению реакции, возникает также реактивный момент  $M = R_A$  (рисунок 1.1, в), направление вращательного действия которого также определяется полученным при вычислениях положительным или отрицательным значениями.

Действие активных сил на элемент конструкции (балку) представлено на рисунке 1.2.

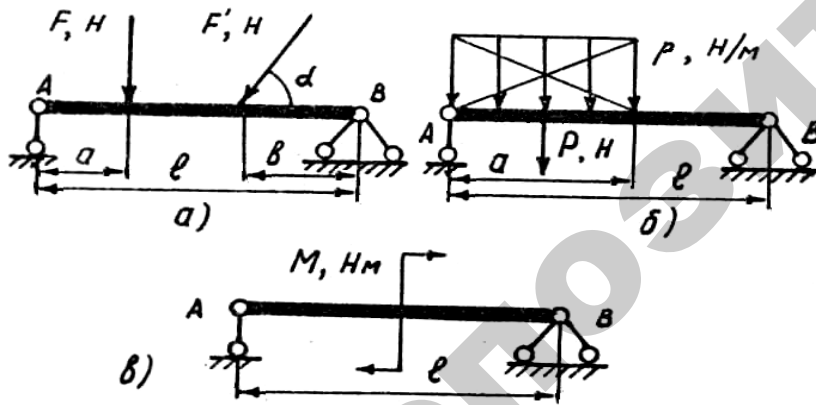


Рисунок 1.2. Действие активных сил на элемент балки

Вертикальная сосредоточенная сила  $F$  вызывает в опорах только вертикальные реакции; наклонная сила  $F$  в шарнирно-неподвижной опоре и защемлении вызовет наклонные реакции (рисунок 1.2, а). Для их определения следует применить разложение сил и реакций на составляющие по горизонтальной ( $F_x$ ) и вертикальной ( $F_y$ ) осям.

Распределенная нагрузка интенсивностью  $p$  сводится к равнодействующей сосредоточенной силе  $P = p \cdot a$  – для случая равномерно распределенной нагрузки; линия действия равнодействующей  $P$  будет проходить через центр тяжести той фигуры, которую образует на чертеже распределенная нагрузка (рисунок 1.2, б), – в указанном случае это прямоугольник. Действие вращающего момента  $M$  (рисунок 1.2, в) полностью определяется его модулем и направлением (знаком момента) и учитывается только в уравнениях моментов.

Уравнения равновесия для плоской системы сил:

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 вокруг какой-либо точки равна нулю:

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

Уравнения косинусов для определения направления равнодействующей  $R_B$  при разложении сил или реакций на составляющие равны:

$$\cos(x \wedge R_B) = \frac{B_x}{R_{B_x}}; \quad \cos(y \wedge R_B) = \frac{B_y}{R_{B_y}} \quad (1.4)$$

$$\text{Тогда } R_{B_x} = \frac{B_x}{\cos(x \wedge R_B)}, \quad R_{B_y} = \frac{B_y}{\cos(y \wedge R_B)}.$$



Полная реакция  $R_B$  определяется по правилу Пифагора:

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} . \quad (1.5)$$

### Описание установки

Работа выполняется на лабораторной установке (рисунок 1.3), представляющей собой балку  $l$  с равномерно распределенной нагрузкой по всей длине. В опорах  $A$  и  $B$  балки установлены измерительные устройства – индикаторы  $2, 3, 4$ . Балка  $l$  может дополнительно нагружаться грузами  $5, 6, 7$ , создающими сосредоточенные силы в вертикальной плоскости, а также грузом  $8$ , создающим сосредоточенную силу в наклонной плоскости.

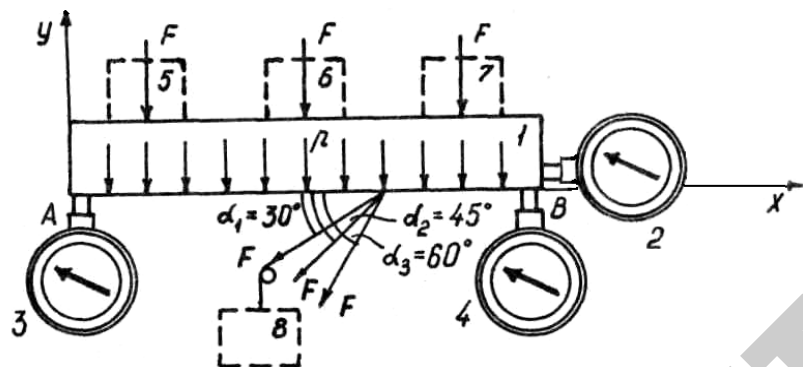


Рисунок 1.3. Схема лабораторной установки

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Исследование связей и их реакций» по литературе [1, 4, 10].
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.
3. Подготовить необходимые таблицы, схемы и расчетные формулы.
4. Ответить на контрольные вопросы.

### Порядок проведения работы

#### Тарировка измерительных индикаторов

1. Определить интенсивность распределения нагрузки балки в Н/мм, для чего перевести единицы веса балки в единицы силы и разделить их на длину балки.

2. Теоретически определить реакции  $A_y, B_y$ , в опорах  $A$  и  $B$ , рассчитав их по формулам (1.1), (1.2) и (1.3), используя для определения равнодействующей распределенной нагрузки  $P$  (рисунки 1.2, б и 1.4). Результаты внести в таблицу 1.1.

3. Поместить балку на основание установки и произвести замеры на индикаторах  $3$  и  $4$ . Повторить измерения три раза, результаты внести в таблицу 1.1; определить тарировочные коэффициенты  $\mu_{F3}$  и  $\mu_{F4}$ . Тарировочные коэффициенты определяются отношением теоретически рассчитанных реакций к числу делений соответствующего индикатора (Н/дел).

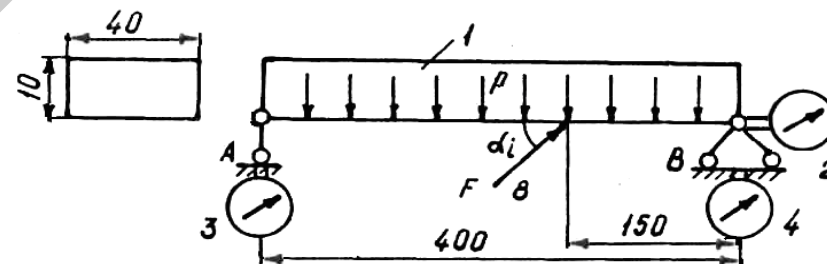


Рисунок 1.4. Схема действия равномерно распределённой нагрузки на элемент балки

4. Теоретически определить реакции  $A_y, B_x$  и  $B_y$  в опорах  $A$  и  $B$  при добавлении наклонной нагрузки (груз  $8$ ), используя формулы (1.1), (1.2), (1.3). Результаты внести в таблицу 1.1.

5. Экспериментально определить число делений индикаторов  $2, 3$  и  $4$  при добавлении наклонного груза  $8$ . Рассчитать тарировочные коэффициенты  $\mu_{F_2}, \mu_{F_3}$  и  $\mu_{F_4}$ , результаты внести в таблицу 1.1. Значения углов наклона линии действия силы, создаваемой грузом  $8$ , составляют  $30^\circ, 45^\circ$  и  $60^\circ$ .

Таблица 1.1 – Определение тарировочных коэффициентов

Реакции	Расчет, Н	Измерение, дел.		Тарировочные коэффициенты, Н/дел
		повторность	среднее	
$A_y$				$\mu_{F_3} =$
$B_y$				$\mu_{F_4} =$
$A_y$				$\mu_{F_3} =$
$B_y$				$\mu_{F_4} =$
$B_x$				$\mu_{F_2} =$

### Определение реакций

6. По указанию преподавателя нагрузить балку сосредоточенной нагрузкой, определить реакции по индикаторам. Результаты записать в таблицу 1.2. По рисунку 1.5, *a* составить схему нагружения балки.

7. Повторить п. 6, дополнительно нагрузив балку наклонной силой; определить реакции по индикаторам. Результаты внести в таблицу 1.2. По рисунку 1.5, *b* составить схему нагружения балки.

Таблица 1.2 – Определение реакций в опорах

Нагрузки		Реакции	Измерение, дел		Величина реакций, Н
$P$ , Н/м	$F_p$ , Н		Повторность	Среднее	
1	2	3	4	5	6

Окончание таблицы 1.2

1	2	3	4	5	6
		$A_y$			
		$B_y$			
		$A_y$			
		$B_y$			
		$B_x$			

### Обработка опытных данных

1. По результатам, полученным при нагружения балки с распределенной нагрузкой и сосредоточенной силой, определить величины реакций в опорах с помощью тарировочных коэффициентов по уравнениям:

$$A_y = n_{cp} \cdot \mu_{F_3} ; \quad (1.6)$$

$$B_y = n_{cp} \cdot \mu_{F_4} , \quad (1.7)$$

где  $n_{cp}$  – среднее показание значений соответствующего индикатора.

2. По результатам, полученным при нагружении балки наклонной силой, определить реакции в опорах по уравнениям (1.6) и (1.7) и составляющую реакции  $B_x$  по уравнению:

$$B_x = n_{cp} \cdot \mu_{F_2} . \quad (1.8)$$

3. Определить полную реакцию в опоре  $B$  по уравнению (1.5) и ее направление по уравнениям (1.4).

4. Составить уравнения равновесия и определить опорные реакции балочных систем по схемам, выдаваемым преподавателем согласно варианта исходных данных.

## Контрольные вопросы

1. Приведите понятие связи.
2. Что называется реакцией связи?
3. Перечислите виды опор.
4. Какие реакции возникают в опорах?
5. Приведите правила проецирования вектора силы на оси координат.
6. Перечислите виды внешних силовых факторов.
7. Как определяется равнодействующая от равномерно распределенной нагрузки?
8. Как определить модуль и линию действия равнодействующей от неравномерно распределенной нагрузки?
9. Запишите уравнения равновесия для плоской системы сил.
10. Как определяется полная реакция связи и ее направление?

## Темы для учебно-исследовательской работы студентов (УИРС)

1. Тарировка измерительных приборов.
2. Определение погрешности практических результатов по сравнению с расчетными.

## Лабораторная работа №2

### Определение центра тяжести плоских фигур

**Цель работы:** определить экспериментально положение центра тяжести и главных центральных осей инерции плоских сечений.

### Теоретическое обоснование

В расчетах элементов конструкций на прочность и жесткость требуется знать положение центра тяжести поперечного сечения и положение осей, проходящих через центр тяжести, относительно которых осевые моменты инерции имеют экстремальные значения, а центробежный момент инерции равен нулю. Эти оси называются главными центральными осями инерции, а осевые моменты инерции — главными центральными моментами инерции. Положение центра тяжести, главных центральных осей инерции и величины главных моментов инерции зависят от формы сечения.

Центром тяжести твердого тела называется точка, к которой приложена равнодействующая сил тяжести его частиц. Так как силы тяжести представляют систему параллельных сил, то центром тяжести тела будет центр параллельных сил тяжести, действующих на частицы тела. Из теоретической механики известно, что центр параллельных сил (точка, через которую проходит равнодействующая системы параллельных сил) не изменяется при повороте параллельных сил в плоскости их действия на любой угол, т. е. центр параллельных сил не зависит от направления действия сил.

Для системы сил  $F_i$ , расположенных в одной плоскости параллельно оси  $y$ , координата  $X_c$  центра параллельных сил системы относительно оси  $y$  равна:

$$X_c = \frac{\sum F_i x_i}{F_i}, \quad (2.1)$$

где  $x_i$  — координаты точек приложения параллельных сил относительно оси  $y$ .

Если силы повернуть параллельно оси  $x$ , то координата центра параллельных сил системы относительно оси  $Y_c$  будет:

$$Y_c = \frac{\sum F_i y_i}{\sum F_i}, \quad (2.2)$$

где  $y_i$  — координаты точек приложения параллельных сил относительно оси  $x$ .

Так как геометрическая площадь не обладает весом, поэтому представим площадь плоского сечения в виде очень тонкой однородной пластинки постоянной толщины, частицы которой будем считать расположенными в одной плоскости. Мысленно разделим пластинку на малые элементарные площади  $\Delta A_i$ . Пусть вес единицы площади равен  $p$ , Н/см<sup>2</sup>. Тогда сила тяжести элемента пластинки будет:

$$q_i = p \cdot \Delta A_i. \quad (2.3)$$

Расположив оси координат  $OX$  и  $OY$  в плоскости пластинки (рисунок 2.1) и подставив в формулы (2.1), (2.2) силы тяжести элементов пластинки, получим значения координат  $x_c$  и  $y_c$  центра тяжести плоского сечения:

$$X_c = \frac{\sum p \Delta A_i x_i}{\sum p \Delta A_i} = \frac{\sum \Delta A_i x_i}{\sum \Delta A_i}; \quad (2.4)$$

$$Y_c = \frac{\sum p \Delta A_i y_i}{\sum p \Delta A_i} = \frac{\sum \Delta A_i y_i}{\sum \Delta A_i}, \quad (2.5)$$

где  $\sum \Delta A_i = A$  — площадь плоского сечения.

Величины  $\sum \Delta A_i x_i$ ;  $\sum \Delta A_i y_i$  называются статическими моментами площади относительно осей  $x$  и  $y$ . Сложные сечения разбиваются на простейшие геометрические фигуры, площади и центры тяжести которых известны. В этом случае координаты центра тяжести сложного сечения определяются по формулам:

$$X_c = \frac{\sum_{i=1}^n A_i x_{ic}}{\sum_{i=1}^n A_i}; \quad Y_c = \frac{\sum_{i=1}^n A_i y_{ic}}{\sum_{i=1}^n A_i}, \quad (2.6)$$

где  $A_i$  — площадь  $i$ -й составляющей части сечения;  $x_{ic}, y_{ic}$  — координаты центра тяжести  $i$ -й составляющей части сечения относительно исходных произвольно выбранных координатных осей  $x, y$ .

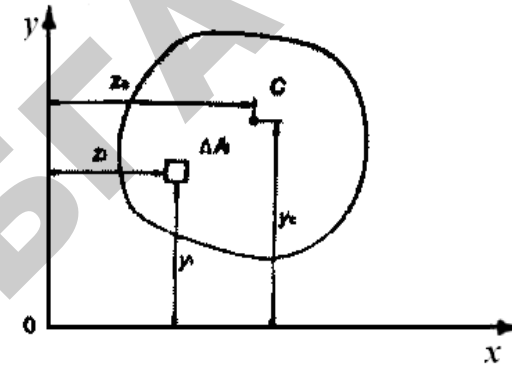


Рисунок 2.1. Расположение координатных осей в плоскости пластинки

Положение главных осей инерции сечения относительно центральных осей  $x_c, y_c$ , проведенных через центр тяжести параллельно исходным, определяется углом

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{x_c y_c}}{I_{x_c} - I_{y_c}}, \quad (2.7)$$

где  $I_{x_c y_c}$  — центробежный момент инерции относительно осей  $x_c$  и  $y_c$ ;  $I_{x_c}, I_{y_c}$  — осевые моменты инерции относительно осей  $x_c, y_c$ .

Положительный угол  $\alpha_0$  откладывается от оси  $x_c$  против хода часовой стрелки, отрицательный — по ходу часовой стрелки. Формула (2.7) дает два значения угла  $\alpha_1 = \alpha_0$  и  $\alpha_2 = \alpha_0 + 90^\circ$ , которые определяют положение двух взаимно перпендикулярных главных осей.

Когда  $I_{x_c} > I_{y_c}$ , то положение главной оси, относительно которой осевой момент инерции сечения имеет максимальное значение, определяется углом  $\alpha_1 = \alpha_0$ ; когда  $I_{x_c} < I_{y_c}$  — углом  $\alpha_2 = \alpha_0 + 90^\circ$ .

Величины осевых и центробежного моментов инерции сечения относительно осей  $x_c y_c$  вычисляются по формулам:

$$I_{x_c} = \sum (I_{ix_c} + b_i^2 A_i); \quad I_{y_c} = \sum (I_{iy_c} + a_i^2 A_i); \quad I_{x_c y_c} = \sum (I_{ix_c y_c} + a_i b_i A_i), \quad (2.8)$$

где  $I_{x_c}$ ;  $I_{y_c}$ ;  $I_{x_c y_c}$  – осевые и центробежный моменты инерции и составляющей части сечения относительно собственных центральных осей, параллельных  $x_c$ ,  $y_c$ ;  $a_i$ ,  $b_i$  — расстояние между осями  $y_{ic}$  и  $y_c$ ;  $z_{ic}$  и  $z_c$ .

Значения главных моментов инерции равны:

$$I_{\max(\min)} = \frac{I_{z_c} + I_{y_c}}{2} \pm \frac{1}{2} \sqrt{(I_{z_c} - I_{y_c})^2 + 4I_{x_c y_c}^2}. \quad (2.9)$$

Главные центральные оси обозначаются следующим образом: ось, относительно которой осевой момент инерции имеет максимальное значение, буквой  $V$ ; ось, относительно которой осевой момент инерции имеет минимальное значение, буквой  $U$ . Верхний знак плюс в формуле (2.9) соответствует максимальному моменту инерции  $I_{\max} = I_V$ , а нижний знак минус — минимальному моменту инерции  $I_{\min} = I_U$ .

Положение главной центральной оси  $V$  связано также со знаком центробежного момента. Если центробежный момент инерции  $I_{x_c y_c} < 0$ , то ось  $V$  проходит через 1-й и 3-й квадранты, а если  $I_{x_c y_c} > 0$  — через 2-й и 4-й квадранты.

Плоское тело произвольной формы, имеющее очень малую толщину, может вращаться вокруг оси  $O' - O'$ , перпендикулярной плоскости фигуры и совпадающей с ее центром тяжести  $O$  (рисунок 2.2).

Выберем систему координатных осей  $x$ ,  $y$ ,  $z$  так, чтобы ось  $x$  лежала в плоскости фигуры и проходила через центр тяжести (точку  $O$ ). Приведем тело вместе с осями  $z$  и  $y$  во вращение относительно оси  $x$ , установленной в опорах  $B$  и  $C$  с постоянной угловой скоростью  $\omega$ . При вращении плоское тело будет поворачиваться относительно собственной оси  $O' - O'$ , проходящей через центр тяжести  $O$ , пока не займет положение устойчивого равновесия, которое затем будет сохраняться после прекращения вращения системы. Для определения положения тела при вращении применим принцип Даламбера. На каждую элементарную массу  $dm_i$ , будет действовать сила тяжести  $dG_i$  и нормальная сила инерции  $dF_u^n$ . Элементарные силы тяжести  $dG_i$  в сумме дадут силу тяжести тела  $G$ , приложенную в центре тяжести — точке  $O$ . Сила  $G$ , воспринимаемая опорами  $B$  и  $C$ , на движение тела вокруг собственной  $O' - O'$  оси влияния не оказывает. Элементарные силы инерции  $dF_u^n$  приводятся к центру тяжести  $O$  в виде главного вектора сил инерции  $dF_u^n$  и главного момента сил инерции  $M_0^n$ .

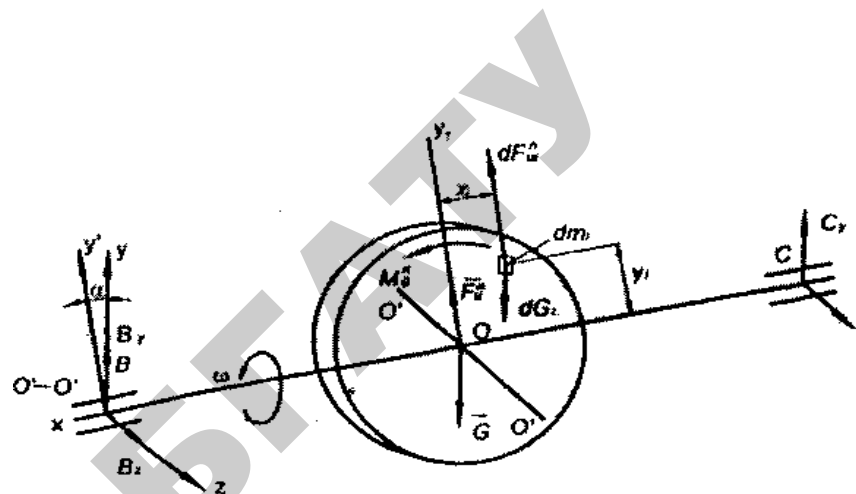


Рисунок 2.2. Расчетная схема к определению центра тяжести плоской фигуры

Так как тело вращается вокруг оси  $x$  с постоянной угловой скоростью  $\omega$ , то сумма моментов всех действующих на тело сил относительно оси вращения равняется нулю. Сила  $F_u^n$  всегда находится в плоскости фигуры и проходит через ось вращения  $x$ . Как и сила тяжести, она воспринимается опорами  $B$  и  $C$  и на вращение тела вокруг оси  $O' - O'$  также не влияет. Положение тела на оси  $O' - O'$  будет определяться только главным моментом сил инерции:

$$M_0^n = \omega^2 I_{xy}, \quad (2.10)$$

где  $I_{xy} = \int_V xy dm$  – центробежный момент инерции тела относительно осей  $x$ ,  $y$ ;  $V$  — объем тела.

Если считать, что трение подшипника на оси  $O' - O'$  отсутствует, то под действием момента  $M_0^n$  тело займет такое положение устойчивого равновесия, при котором этот момент равняется нулю  $M_0^n = 0$ , т. е. суммарные моменты элементарных сил инерции, действующих справа и слева от центра тяжести фигуры, будут уравновешивать друг друга.

Из уравнения (2.10) следует, что в этом положении центробежный момент инерции тела должен равняться нулю, т. е.  $I_{xy} = 0$ .

Это значит, что ось вращения тела  $x$  и перпендикулярная к ней ось  $y'$ , проходящая через центр тяжести тела, являются главными осями инерции тела.

Центробежный момент инерции плоского тела в общем случае равен:

$$I_{xy} = \int_A p \delta x y dA = p \delta \int_A x y dA = p \delta I_{xy}^c \quad (2.11)$$

где  $p$  — плотность материала тела;  $dA$  — элементарная площадка поверхности тела;  $I_{xy}^c = \int_A x y dA$  — центробежный момент инерции плоского сечения относительно осей  $x, y'$ .

Подставляя (2.11) в (8), получим:

Поскольку

$$I_{xy} = p \delta I_{xy}^c = 0, \text{ а } p \delta \neq 0, \text{ тогда } I_{xy}^c = 0, \quad (2.12)$$

Таким образом, при вращении вокруг оси  $x$  с  $\omega = \text{const}$  плоское тело занимает такое положение, при котором центробежный момент инерции равняется нулю. Так как центробежный момент инерции плоского сечения равен нулю только относительно главных осей инерции, то ось вращения  $x$  и ось  $y'$ , лежащие в плоскости сечения и проходящие через его центр тяжести, будут являться главными центральными осями инерции плоского сечения.

### Описание установки

Установка для определения центра тяжести плоского сечения (рисунок 2.3) представляет вертикально закрепленную на стене пластину 1, на которой строго по вертикальной линии укреплены две иглы 2 и 3. На иглу 2 подвешивается заданное плоское сечение, имеющее два отверстия в произвольно расположенных точках (желательно на большем расстоянии друг от друга). Для отметки вертикальной линии служит отвес 4. На иглы 2 и 3 можно надеть планку 5 с прорезью 6 для прочерчивания карандашом вертикальной линии.

Установка для определения положения главных центральных осей инерции плоских сечений представлена на рисунке 2.4.

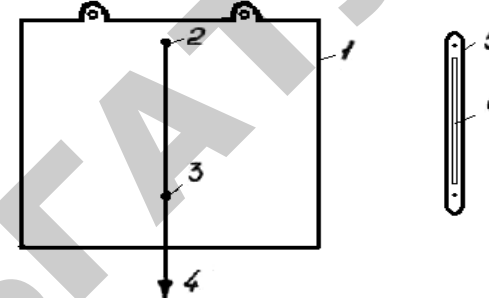


Рисунок 2.3. Установка для определения центра тяжести плоского сечения

На станине 1 закреплены две опоры 2 с подшипниками качения 3, в которых вращается круглый вал 4 с прорезью 5. Вал 4 имеет отверстие, в котором располагается съемный стержень 6, служащий собственной осью вращения для плоского тела 7. Вал приводится во вращение от электродвигателя 5 через клиновой ремень 9. Электродвигатель питается от сети переменного тока через блок питания. Наличие прорези позволяет устанавливать на валу 4 плоские сечения различной формы. Положение главных осей инерции определяется с помощью градусной сетки 11, нанесенной на поверхности сечения, и стрелки-указателя 12, закрепленной на валу 4.

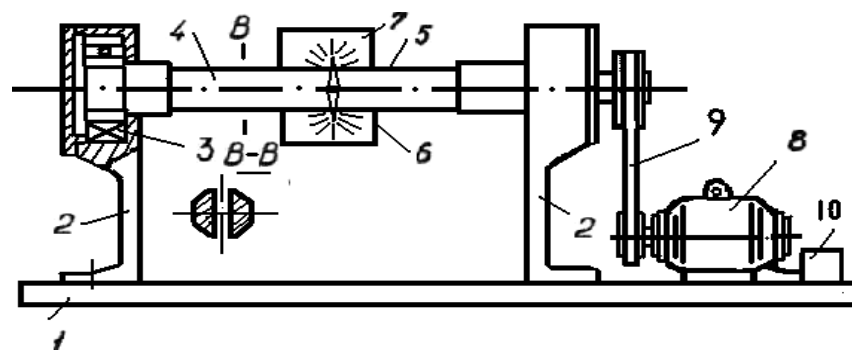


Рисунок 2.4. Установка для определения положения главных центральных осей инерции плоских сечений

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Центр тяжести плоских фигур по литературе [1, 6, 10] и конспекту лекций.
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.
3. Подготовить необходимые схемы и рисунки, расчетные формулы.
4. Ответить на контрольные вопросы.

### Порядок проведения работы

1. Составить эскиз заданного сечения в масштабе 1:1. Размеры измерить с точностью до 0, 1 мм (модель сечения выдается преподавателем из набора).
2. Определить положение главных осей инерции сечения  $U, V$  относительно центральных осей  $x_c, y_c$  и показать их на эскизе.
3. Подвесить заданное сечение на игле 2. Когда оно займет положение равновесия, на иглы 2 и 3 надеть планку 4 и прочертить через прорезь 6 линию карандашом. Аналогично поступить при подвешивании плоского сечения на другое отверстие. При отсутствии планки 5 на пластине с помощью отвеса наносят вертикальную линию. Затем отвес убирается, на иглу 2 навешивается модель и линейкой от иглы 2 по направлению вертикальной линии наносится линия на модели. Для получения четких линий на модель наклеивается кусочек тонкой бумаги.
4. Установить заданное сечение в прорези вала 4 на ось вращения 6.
5. Включить установку в сеть и включить на 7...10 с. электромотор.
6. Выключить электромотор и после остановки вала отметить положение сечения по нанесенной градусной сетке относительно стрелки-указателя 12. Результаты измерений занести в таблицу 2.1.

### Обработка опытных данных

1. Вычислить по формулам (2.4) и (2.5) координаты центра тяжести плоской фигуры и занести их расчетные значения в таблицу 2.1.
2. По формуле (2.1) определить положение главных осей инерции сечения относительно центральных осей  $x_c$  и  $y_c$ , т. е. угол  $\alpha_0$ . Зная угол  $\alpha_0$  можно определить  $\alpha_1 = \alpha_0$  и  $\alpha_2 = \alpha_0 + 90^\circ$ , значения которых занести в таблицу 2.1.

3. Вычислить для заданного сечения осевые моменты  $I_x$  и  $I_y$ , а также центробежный момент инерции  $I_{xy}$  относительно центральных осей  $x_c$  и  $y_c$ .
4. Вычислить величины главных моментов инерции  $I_V$  и  $I_U$ , их значения занести в таблицу 2.1.
5. Определить координаты центра тяжести (координаты точки пересечения вертикальных линий), данные которых занести в таблицу 2.1.
6. Сравнить расчетные положения координат центра тяжести и главных центральных осей с определенными экспериментально.
7. Показать положение центра тяжести и главных центральных осей на чертеже плоского сечения, выполненном в масштабе 1:1.

Таблица 2.1 – Результаты измерений координат центра тяжести

Значение	Расчетное	Экспериментальное	Отклонение
$X_c$			
$Y_c$			
$\alpha_1$			
$\alpha_2$			
$I_V$			
$I_U$			

### Контрольные вопросы

1. Объясните, почему точка пересечения вертикальных линий является центром тяжести плоского сечения?
2. Как в установке будут располагаться плоские фигуры в форме квадрата, равностороннего и равнобедренного треугольников, подвешиваемых за вершины углов.
3. При вращении детали как будут располагаться главные оси инерции  $I_v$  и  $I_u$ ? Объясните, почему?
4. Какие оси называются главными осями инерции?
5. Какие оси называются главными центральными осями инерции?
6. Чему равен центробежный момент инерции относительно главных осей инерции?
7. Какими свойствами обладают сечения, имеющие одну, две или более осей симметрии?

## Лабораторная работа №3

### Структурный анализ механизмов и построение кинематических схем

**Цель работы:** ознакомиться с условными изображениями в кинематических схемах, научиться составлять кинематические схемы механизмов и проводить их структурный анализ.

#### Теоретическое обоснование

**Механизм** – искусственно созданная система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в необходимые движения других тел.

Механизмы создаются из деталей, жестко или подвижно соединенных между собой. Звено – одна или несколько жестко соединенных деталей. Звенья бывают ведущими (входными), положения которых определяются значениями независимых параметров (обобщенных координат); промежуточными, которые осуществляют преобразование движений; ведомыми (выходными), положения и перемещения которых однозначно зависят от положений и перемещений ведущих звеньев.



Кинематическая пара – соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное перемещение. Поверхности, линии, или точки звена, соприкасающиеся с другим звеном, являются элементами кинематической пары. Кинематические пары делятся на пять классов по числу условий связи, наложенных на относительные движения звеньев. Пары первого класса имеют одно условие связи и могут совершать пять движений (пятиподвижные пары), пары второго класса – два условия связи и четыре движения и т. д. Виды кинематических пар и их условные обозначения приведены в таблице 3.1.

Кинематические пары бывают *вышними*, когда звенья соприкасаются по линиям или точкам, и *низшими*, когда звенья соприкасаются по поверхностям.

**Кинематическая цепь** – система звеньев, связанных кинематическими парами. Механизм – это частный случай кинематической цепи.

В плоских механизмах все точки звеньев движутся по траекториям в одной или параллельных плоскостях. Плоские механизмы состоят из кинематических пар 4-го и 5-го классов.

Таблица 3.1 – Виды кинематических пар и их условные обозначения

Класс пары	Количество условий связи	Количество степеней свободы	Название пары	Схема их подвижности	Условное обозначение
1	2	3	4	5	6
I	1	5	Шар-плоскость		
II	2	4	Шар-цилиндр		
III	3	3	Сферическая		
	3	3	Плоскостная		
IV	4	2	Цилиндрическая		
	4	2	Сферическая с пальцем		



Продолжение таблицы 3.1

1	2	3	4	5	6
V	5	1	Поступательная		
	5	1	Вращательная		
	5	1	Винтовая		

Степень подвижности таких механизмов определяется по формуле Чебышева–Грюблера:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (3.1)$$

где  $n$  – количество подвижных звеньев;  $p_5$  – количество пар 5-го класса (низшие пары);  $p_4$  – количество пар 4-го класса (высшие пары).

Если в механизме имеются шарниры, соединяющие более двух звеньев, то шарниры называются сложными, а количество звеньев для подстановки в уравнение (1) определяется по формуле

$$n = k - 1, \quad (3.2)$$

где  $k$  – количество звеньев, входящих в сложный шарнир (рисунок 3.1).

На схемах звенья обозначаются арабскими цифрами, кинематические пары – римскими цифрами или буквами латинского алфавита; неподвижные звенья заштриховываются.

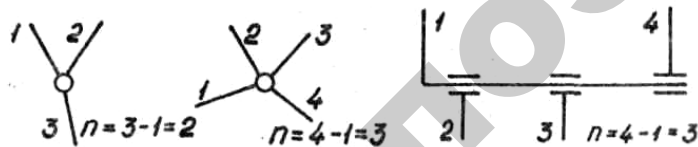


Рисунок 3.1. Схема к определению количества подвижных звеньев

В реальных механизмах могут встречаться такие звенья и пары, которые не влияют на движение остальных звеньев механизма, но создают лишние (пассивные) связи и лишние степени свободы в уравнении Чебышева–Грюблера. Эти звенья и пары при структурном анализе следует удалять из схемы механизма.

Исследование механизма начинают с составления его кинематической схемы – графического изображения с применением условных обозначений звеньев и кинематических пар. Схема строится в определенном масштабе с использованием масштабного коэффициента

$M_l$  – отношения численного значения геометрической величины звена к длине отрезка, изображающего эту величину на схеме.

Структурная классификация механизмов основана на работах Л. В. Ассура и И. И. Артоболевского. Плоские механизмы делятся на классы, порядки и виды (таблица 3.2). По классификации любой механизм может быть образован путем присоединения к начальному звену и стойке структурных групп. Начальное звено называют механизмом I класса (рисунок 3.2). Структурная группа (группа Ассура) – такая кинематическая цепь, у которой после присоединения свободными элементами звеньев к стойке количество степеней свободы будет равно нулю ( $W_{2p} = 0$ ). Если группу Ассура присоединить к механизму, она не изменит его количество степеней свободы.

В плоских механизмах все кинематические пары одноподвижные ( $p_4 = 0$ ), поэтому уравнение (3.1) преобразуется:

$$W_{2p} = 3n - 2p_5. \quad (3.3)$$

Так как  $n$  и  $p_5$  – целые числа, то структурная группа должна состоять из четного количества звеньев, а количество пар определяется из уравнения (3.3):

$$p_5 = \frac{3}{2}n, \quad (3.4)$$

то есть должно быть кратным трем, например, при  $n = 2, p_5 = 3$ ; при  $n = 4, p_5 = 6$ .

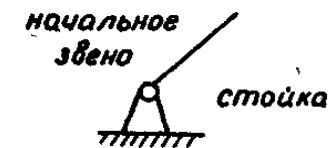


Рисунок 3.2. Схема механизма первого класса

Простейшая группа Ассур, состоящая из двух звеньев и трех пар, относится ко II классу. Группы III класса имеют звенья, входящие в три пары; группы IV и выше классов содержат замкнутые контуры, количество звеньев которых совпадают с номером класса (таблица 3.2).

Порядок группы Ассур определяется количеством внешних элементов кинематических пар, которыми группа может присоединяться к механизму.

Таблица 3.2 – Структурная схема механизмов

Класс	Признак	Схемы структурных групп	Порядок
1	2	3	4
II			2
III	Звено, входящее в 3 пары		3
			4
IV	Замкнутый контур из 4 звеньев		2
			3

1	2	3	4
V	 Замкнутый контур из 5 звеньев и более		3
			4

Структурные группы II класса делятся на 5 видов по сочетанию и взаимному расположению вращательных и поступательных пар (таблица 3.2).

Класс механизма определяется высшим классом структурной группы Ассур, которая входит в состав механизма. Структурный анализ механизмов проводят в следующем порядке:

- 1) определение количества степеней свободы и количества начальных звеньев;
- 2) разложение механизма на структурные группы;
- 3) определение класса, порядка и вида каждой группы;
- 4) определение класса механизма по высшему классу структурной группы;
- 5) составление формулы строения механизма.

### Пример структурного анализа механизмов

На рисунке 3.3, *a* представлен кривошипно-ползунный механизм. Он состоит из начального звена 1, соединенного шарниром *A* со стойкой *O*. Это механизм I класса; затем следует группа Ассур II класса 2-го порядка и 2-го вида (см. таблицу 3.2), состоящая из звена 2, соединенного с кривошипом 1 шарниром *B*, а со звеном 3 (ползуном) шарнирами *C* и *D*, обеспечивающими два движения – вращательное и поступательное. Количество степеней свободы механизма определяется по уравнению (3.1):

$$W = 3 \times 3 - 2 \times 4 = 1, \quad (p_4 = 0). \quad (3.5)$$

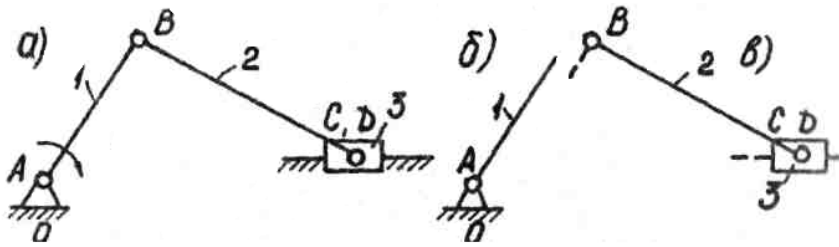


Рисунок 3.3. Схема кривошипно-ползунного механизма

Так как высшим классом группы Ассура является II, то и весь механизм относится ко II классу.

Механизм расчленяется на механизм I класса (рисунок 3, б) и группу Ассура II класса (рисунок 3, в).

Последовательность образования механизма выражается формулой  $1(0,1) \rightarrow II(2, 3)$ , где римскими цифрами обозначен класс, а арабскими – звенья механизма.

### Описание установки

При выполнении лабораторной работы используются реальные механизмы и машины, а также комплект моделей плоских механизмов типа ТММ-5М.

Реальные механизмы и машины подготовлены таким образом, чтобы в них можно было видеть звенья и кинематические пары, а также производить измерения, необходимые для построения кинематических схем. Конструкция кинематических пар моделей позволяет легко производить отсоединение от ведомой части механизма структурных групп или звеньев.

Для выполнения лабораторной работы необходимы также измерительные инструменты и чертежные принадлежности.

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Структурный анализ механизмов» по литературе [2, 5, 10].

2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.

3. Подготовить рисунки, формулы и таблицу 3.4 для записи результатов.

4. Ответить на контрольные вопросы.

### Порядок проведения работы

1. Установить назначение механизма по преобразованию движений.  
2. Составить кинематическую схему механизма, используя условные обозначения, приведенные в таблице 3.3.

3. Пронумеровать звенья арабскими цифрами, кинематические пары – заглавными буквами латинского алфавита. Ведущее звено обозначить стрелкой.

4. Определить количество степеней свободы подвижности по формуле (3.1) и количество начальных звеньев. При необходимости исключить лишние связи.

Таблица 3.3 – Условные обозначения механизмов

Наименование	Обозначение
1	2
Рычаг, стержень и т. д.	
Звено, входящее в две пары	
Звено, входящее в три вращательные пары	
Соединение стержней: а – жесткое; б – шарнирное; в – шаровым шарниром	
Стойка: а – вращательной пары; б – поступательной пары	

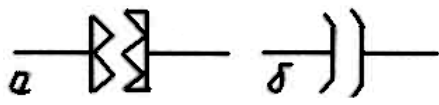

Продолжение таблицы 3.3

1	2
Соединение стержня со стойкой: <i>a</i> – шарнирное; <i>б</i> – шаровым шарниром	
Шатун с поршнем в цилиндре: <i>a</i> – неподвижном; <i>б</i> – подвижном	
Шатун с ползуном в неподвижных направляющих	
Кинематическая пара: <i>a</i> – вращательная; <i>б</i> – поступательная	
Кулачки: <i>a</i> – поступательного движения; <i>б</i> – вращательного движения	
Толкатели для кулачковых механизмов: <i>a</i> – пальцевые; <i>б</i> – тарельчатые; <i>в</i> – роликовые	
Винтовая пара	
Соединение валов: <i>a</i> – эластичное; <i>б</i> – шарнирное; <i>в</i> – телескопическое	
Подшипник скольжения: <i>a</i> – радиальный; <i>б</i> – упорный	

Продолжение таблицы 3.3

1	2
Подшипник качения: <i>a</i> – шариковый; <i>б</i> – роликовый	
Соединение звена с валом: <i>a</i> – глухое (жесткое); <i>б</i> – свободное	
Кривошипно-кулисный механизм: <i>a</i> – с поступательной кулисой; <i>б</i> – с качающейся кулисой	
Цилиндрическая зубчатая передача: <i>a</i> – внешнего зацепления; <i>б</i> – внутреннего зацепления	
Коническая зубчатая передача	
<i>a</i> – червячная передача; <i>б</i> – реечная передача	
Передача плоским ремнем: <i>a</i> – открытая; <i>б</i> – с натяжным роликом	

Окончание таблицы 3.3

1	2
Муфты сцепления односторонние: <i>a</i> – кулачковая; <i>b</i> – фрикционная	
Шкив ступенчатый, закрепленный на валу	

5. Разложить механизм на структурные группы и внести их в таблицу 3.4.

6. Определить класс, порядок и вид каждой группы с помощью таблицы 3.2 и внести результаты в таблицу 3.4.

#### Обработка опытных данных

1. По данным таблицы 3.4 определить класс механизма.
2. По примеру структурного анализа составить формулу строения механизма.

Таблица 3.4 – Определение структурных групп механизмов и их классов

Схемы структурных групп	Класс	Порядок	Вид

#### Контрольные вопросы

1. Дайте определение механизма, звена, кинематической пары.
2. Приведите определения элемента кинематической пары, кинематической цепи.
3. Приведите классификацию кинематических пар по количеству условий связи.

4. Как определить степень подвижности плоских механизмов?
5. Что такое кратный (сложный) шарнир и как это учитывается при определении степени подвижности?
6. Что такое масштабный коэффициент?
7. Объясните сущность структурной классификации механизмов.
8. Дайте определение структурной группы.
9. Как определяется порядок структурных групп?
10. Какие кинематические пары относятся к высшим и какие – к низшим?

#### Темы для УИРС

1. Построение кинематических схем реальных механизмов.
2. Структурный анализ реальных механизмов.

## Лабораторная работа №4

### Определение моментов инерции звеньев механизма

**Цель работы:** изучить методику и определить экспериментально момент инерции звена механизма.

### Теоретическое обоснование

Мерой инертности твердого тела при поступательном движении является его масса  $M$ , равная сумме масс всех точек системы

$$M = \sum_{i=1}^n m_i, \quad (4.1)$$

или при непрерывном распределении массы

$$M = \int dm, \quad (4.2)$$

где  $dm$  – бесконечно малый элемент массы.

При вращательном движении инертность тела зависит не только от массы, но и от ее распределения относительно оси вращения. Мерой инертности тела при вращательном движении вокруг оси является его момент инерции.

Момент инерции тела  $J$  относительно данной оси, например,  $X$  определяется интегралом, составленным из произведений малых элементов массы  $dm$  на квадрат их расстояний  $r$  до оси:

$$J_x = \int r^2 dm. \quad (4.3)$$

Понятие и термин «момент инерции» были введены Леонардом Эйлером в 1749 г.

Момент инерции тела относительно оси всегда положителен. Он имеет размерность массы, умноженной на квадрат длины, в системе СИ измеряется в кг м<sup>2</sup>.

Всякая ось, проходящая через центр масс, называется центральной осью тела.

Рассмотрим тело  $A$  в системе координат  $X, Y, Z$  (рисунок 4.1). Моменты инерции тела относительно центральных осей  $X_c, Y_c, Z_c$ , проходящих через центр тяжести тела  $C$ , равны:

$$\begin{aligned} J_{xc} &= \int (y_A^2 + z_A^2) dm = \int r_{zy}^2 dm \\ J_{yc} &= \int (x_A^2 + z_A^2) dm = \int r_{xz}^2 dm ; \\ J_{zc} &= \int (y_A^2 + x_A^2) dm = \int r_{xy}^2 dm, \end{aligned} \quad (4.4)$$

где  $x_A, y_A, z_A$  – координаты частицы тела  $A$  в системе координат  $X_c, Y_c, Z_c$ .

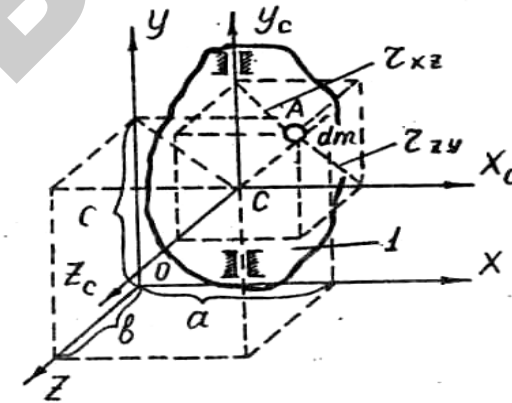


Рисунок 4.1. Твердое тело  $I$  в системе координатных осей

Момент инерции тела относительно любой оси равен моменту инерции этого тела относительно центральной оси, ей параллельной, сложенному с произведением массы тела на квадрат расстояния между осями.

Проведем оси  $X, Y, Z$  параллельно центральным осям  $X_c, Y_c, Z_c$  и обозначим через  $a, b, c$  координаты центра тяжести  $C$  относительно этих осей. Тогда моменты инерции тела относительно осей  $X, Y, Z$  будут равны:

$$\begin{aligned} J_x &= J_{xc} + M(b^2 + c^2) = J_{xc} + Mr^2 ; \\ J_y &= J_{yc} + M(a^2 + b^2) = J_{yc} + Md^2 ; \end{aligned} \quad (4.5)$$

$$J_z = J_{zc} + M(c^2 + a^2) = J_{zc} + Me^2,$$

где  $b^2 + c^2 = r^2$ ,  $a^2 + b^2 = d^2$ ,  $c^2 + a^2 = e^2$ .

В выражениях (4.5) через  $r$ ,  $d$ ,  $e$  обозначены расстояния между параллельными координатными осями (рисунок 4.1).

Формулы (4.5) позволяют находить момент тела  $J_{x_2}$  относительно какой-либо оси  $X_1$ , если известны момент  $J_{x_1}$  относительно другой параллельной оси  $X_2$  и расстояние  $r_1$  и  $r_2$  от осей до центра масс.

$$J_{x_1} = J_{x_2} + M(r_1^2 - r_2^2) \quad (4.6)$$

Определять моменты инерции аналитически по формуле (4.3) целесообразно для однородных тел правильной геометрической формы, а также для сложных тел, которые можно разбить на части простейшей геометрической формы. При этом момент инерции  $J$  сложного тела относительно какой-либо оси равен сумме моментов инерции отдельных частей этого тела относительно той же оси:

$$J = \sum_{i=1}^n J_i. \quad (4.7)$$

При наличии в сложном теле полостей правильной геометрической формы условно считают, что эти полости заполнены материалом. Момент инерции фигур, образованных полостями, рассчитывают по формуле (4.3) и значение моментов инерции подставляют в уравнение (4.7) со знаком минус.

Формулы для расчета момента инерции относительно центральных осей некоторых однородных тел простейшей геометрической формы приведены в справочной литературе.

Реальные звенья механизмов имеют сложную форму. Для таких звеньев момент инерции удобно определять экспериментальным путем. Наиболее широко применяется метод маятниковых колебаний испытуемого тела. Это тело в опытах рассматривается как физический маятник.

**Физическим маятником** называют твердое тело, имеющее неподвижную горизонтальную ось вращения, не проходящую через центр тяжести тела, и находящееся под действием только силы тяжести.

В опытах исследуемое тело 2 (рисунок 4.2) подвешивают на неподвижной призме 1, затем отклоняют его на угол  $\varphi = 5...10^\circ$  и отпускают без начальной скорости, сообщая тем самым телу 2 маятниковые колебания.

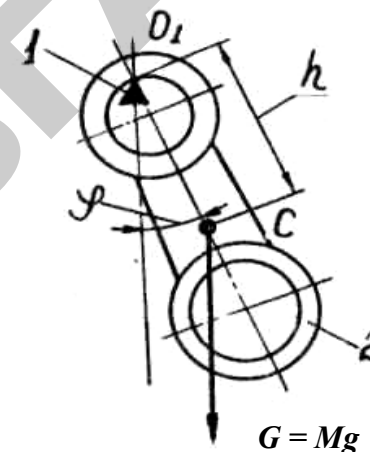


Рисунок 4.2. Схема работы физического маятника

Если пренебречь трением в опоре и сопротивлением воздуха, то дифференциальное уравнение вращательного движения физического маятника будет иметь вид

$$J_{O_1} \ddot{\varphi} + Mgh \sin \varphi = 0, \quad (4.8)$$

где  $J_{O_1}$  – момент инерции тела относительно оси  $O_1$ ;  $\varphi$  – начальный угол отклонения тела;  $M$  и  $g$  – соответственно масса тела и ускорение свободного падения;  $h$  – расстояние от центра масс  $C$  до точки  $O_1$  подвеса маятника.

При малых колебаниях можно принять  $\sin \varphi \approx \varphi$ .

Тогда

$$\varphi = \ddot{\varphi} + Mgh J_{O_1}^{-1} \varphi \approx 0. \quad (4.9)$$

Вводя обозначение  $Mgh J_{O_1}^{-1} = \omega_0^2$ ,

получим уравнение

$$\ddot{\varphi} + \omega_0^2 \varphi \approx 0. \quad (4.10)$$

Это уравнение описывает гармонические колебания с частотой  $\omega_0$  и периодом колебаний

$$T = \frac{2\pi}{\omega_0} = \pi \sqrt{\frac{J_{01}}{Mgh}}. \quad (4.11)$$

Формула (4.11) является приближенной, так как  $\sin \varphi$  в действительности только приблизительно равен  $\varphi$ . Точное интегрирование выражения (4.8) показывает, что физический маятник совершает колебания с периодом  $T$ , зависящим от начальной угловой амплитуды  $\varphi$ .

$$T = 4K \sqrt{\frac{J_{01}}{Mgh}} \quad (4.12)$$

где  $K$  – полный эллиптический интеграл первого рода. Числовые значения  $K$  при различных  $\varphi$  представлены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 – Значения  $K$  при различных  $\varphi$

$\varphi$ , град	2	4	6	8	10	20	30
$K$	1,5709	1,5713	1,5719	1,5727	1,5738	1,5828	1,5981

Из выражения (4.12) получается формула для расчета момента инерции тела относительно оси качения:

$$J_{01} = \frac{T^2}{16K^2} Mgh. \quad (4.13)$$

Период колебаний  $T$  рассчитывается также по формуле:

$$T = \frac{t}{n}, \quad (4.14)$$

где  $t$  – время, за которое тело делает  $n$  колебаний.

Положение центра масс  $C$  тела можно определить аналитическим или экспериментальным методами.

Для аналитического определения центра масс тел сложной формы их мысленно разбивают на такие однородные части простейшей формы, для которых положения центров масс известны или их координаты могут быть рассчитаны по известным формулам.

Затем определяют положение центра масс всего тела из выражений

$$X_c = \frac{\sum \rho_i V_i x_i}{\sum \rho_i V_i}; \quad Y_c = \frac{\sum \rho_i V_i y_i}{\sum \rho_i V_i}; \quad Z_c = \frac{\sum \rho_i V_i z_i}{\sum \rho_i V_i}, \quad (4.15)$$

где  $V_i$  – объемы частей, на которые разбито данное тело;  $x_i, y_i, z_i$  – координаты центров масс этих частей;  $\rho_i$  – плотность материала частей тела.

Центр масс звеньев механизмов, имеющих сравнительно небольшие размеры, в однородном поле земного тяготения геометрически совпадает с их центром тяжести.

Одним из возможных экспериментальных способов определения положения центра тяжести (центра масс) является метод взвешивания.

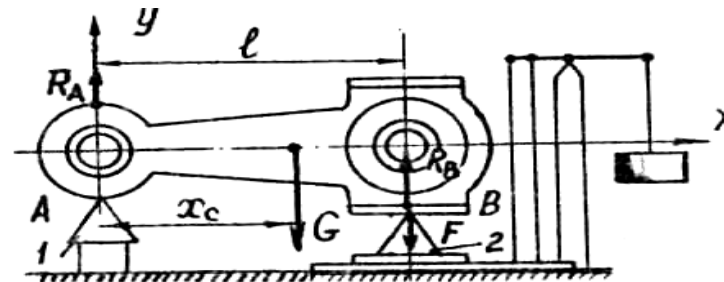


Рисунок 4.3 Схема к определению центра тяжести методом взвешивания

Исследуемое тело, например, шатун, устанавливается горизонтально на опорные призмы 1 и 2 (рисунок 4.3). Призма 2 помещена на платформу весов, и ее вес может быть уравновешен дополнительным грузом. Высота призмы 1 может изменяться подкладыванием под нее брусков. К находящемуся в равновесии телу приложены: сила тяжести  $G$ , вертикальная реакция  $R_B$  платформы весов, равная по модулю силе  $F$  давления тела на платформу; сила реакции  $R_A$  опорной призмы в точке  $A$ .



Зная  $G$  и расстояние  $l$ , можно найти координату  $x_c$  из уравнения равновесия

$$\sum M_A(F_i) = -Gx_c + R_B l = 0;$$

Откуда

$$x_c = \frac{R_B l}{G} = \frac{F l}{G}. \quad (4.16)$$

Координаты  $y_c$  и  $z_c$  равны нулю, так как точка  $C$  лежит на линии пересечения горизонтальной и вертикальной плоскостей симметрии тела, которая геометрически совпадает с осью  $X$ .

### Описание установки

Установка для экспериментального определения момента инерции тела (рисунок 4.4) представляет штатив, который состоит из подставки  $1$  с регулировочными винтами  $2$ , устанавливающими параллельность подставки  $1$  горизонтальной оси, параллельной земной поверхности, стойки  $3$  с призмой  $4$ , на которой подвешивается исследуемое тело  $7$ , шкалы  $5$ , определяющей угол отклонения исследуемого тела от вертикали, отвеса  $6$ .

Исследуемое тело  $7$  подвешивается на призме  $4$ , начальный угол отклонения тела устанавливается по шкале  $5$ . Горизонтальность подставки контролируется отвесом  $6$  и, при необходимости, регулируется винтами  $2$ . Замеры длин производятся с помощью штангенциркуля с минимальной шкалой деления  $0,1$  мм, время  $t$  отсчитывается по секундомеру.

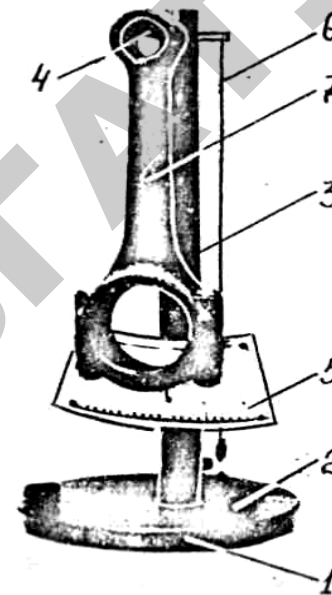


Рисунок 4.4. Установка для экспериментального определения момента инерции тела

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Момент в инерции звеньев механизма» по литературе и конспекту лекций.
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.
3. Подготовить необходимые рисунки, расчетные формулы, таблицы для записи опытных и расчетных данных.
4. Ответить на контрольные вопросы.

### Порядок проведения работы

1. Подвесить исследуемое тело на призме штатива в соответствии с рисунком 4.2. Отклонить его на угол  $\varphi = 5^\circ$  и сообщить колебания, отпустив тело без начальной скорости. Определить время  $t$  двадцати полных колебаний ( $n = 20$ ); опыт повторить три раза. Число колебаний  $n$  подсчитывается, отмечая момент прохождения телом верти-

кального положения в направлении справа– налево. Опыт повторить при  $\varphi = 8^\circ$  и  $\varphi = 10^\circ$ . Значения  $t$ , соответствующие каждому опыту, занести в таблицу 2, вычислить средние значения  $t_{cp}$ .

2. Определить вес исследуемого тела  $G$  с точностью до 1 г, взвесив его на весах. Повторить взвешивание три раза, определить среднее значение  $G_{cp}$ , результаты занести в таблицу 4.2.

3. Подготовить установку для определения положения центра тяжести (см. рисунок 4.3), для чего: установить одну опорную призму на чашку весов и уравновесить ее грузом, вторую неподвижную призму разместить рядом с весами и поместить на призмы исследуемое тело так, чтобы оно контактировало с призмами в точках  $A$  и  $B$  (рисунок 4.3), а положение тела было горизонтальным (горизонтальность тела обеспечивают подкладыванием под неподвижную призму брусков необходимой толщины).

4. Определить силу давления  $F$  исследуемого тела на чашку весов и измерить расстояние  $l$  между точками  $A$  и  $B$ . Повторить выполнение пунктов 3 и 4 три раза. Вычислить средние значения и результаты внести в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Определение параметров исследуемого тела при испытании

Параметр	Опыты		
	5	8	10
Начальный угол отклонения $\varphi$ , град			
Время 20-ти полных колебаний $t$ , с			
	$t_{5cp} =$	$t_{8cp} =$	$t_{10cp} =$
Вес исследуемого звена $G$ , кг			
	$G_{cp} =$		
Сила давления $F$ , Н			
	$F_{cp} =$		
Расстояние между опорами $l$ , м			
	$l_{cp} =$		

## Обработка опытных данных

1. Рассчитать значения периода колебаний  $T$  по выражению (4.14) для каждого опыта, результаты внести в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 – Определение момента инерции

Параметр	Опыты		
	5°	8°	10°
Период колебаний $T$ , с			
Координата $x_c$ , м			
Расстояние $h$ , м			
Момент инерции $J_{0i}$ , кг·м <sup>2</sup>			

2. Для каждого опыта рассчитать по формуле (4.16) координату  $x_c$  центра тяжести  $C$  (центр масс) относительно точки  $A$ , отметить карандашом положение точки  $C$  на продольной оси симметрии исследуемого тела и измерить расстояние  $h$  от  $C_i$  до точки подвеса  $O_i$  по той же оси. Результаты занести в таблицу 4.3.

3. По выражению (4.13) для каждого опыта рассчитать момент инерции исследуемого тела  $J_{0i}$  относительно оси подвеса ( $M=G/9,81$ ).

4. Определить среднее значение момента инерции  $J_{01cp}$  по формуле:

$$J_{01cp} = \frac{\sum_{i=1}^m J_{01i}}{m}, \quad (4.17)$$

где  $m$  – число опытов.

5. Вычислить среднее квадратическое отклонение:

$$\Delta = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^m (J_{01cp} - J_{01i})^2}{m-1}}. \quad (4.18)$$

6. Вычислить доверительный интервал среднего значения момента инерции при доверительной вероятности  $\alpha = 0,90$ :

$$t_{\alpha, m-1} \frac{\Delta}{\sqrt{m}}, \quad (4.19)$$

где  $t_{\alpha, m-1}$  – критерий Стьюдента при числе степеней свободы  $m - 1$ .

Таблица 4.4 – Значение критерия Стьюдента при  $\alpha = 90^\circ$

m-1	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$t_{\alpha, m-1}$	6,31	2,92	2,35	2,13	2,01	1,94	1,89	1,86	1,83	1,81

7. Записать достоверное значение момента инерции исследуемого тела относительно оси подвеса:

$$J_{01} = J_{01cp} \pm t_{\alpha, m-1} \frac{\Delta}{\sqrt{m}}. \quad (4.20)$$

### Контрольные вопросы

1. Приведите понятие меры инертности при вращательном и поступательном движениях тела.
2. Дайте определение осевого момента инерции.
3. Как вычислить момент инерции тела относительно произвольной оси?
4. Как определить момент инерции сложного по геометрической форме тела?
5. Как учитывают частные моменты инерции полостей в сложном теле при определении общего момента инерции тела?
6. Дайте определения центра тяжести и центра масс тела.
7. Что такое физический маятник?
8. Какова связь между периодом колебаний маятника, моментом инерции и положением центра масс тела?
9. Опишите методику теоретического и экспериментального определения центра масс тела.
10. Запишите условие равновесия тела при действии плоской системы параллельных сил.

### Тема для УИРС

Теоретическое и экспериментальное определение моментов инерции реальных изделий.

## Лабораторная работа №5

### Исследование эвольвентных профилей зубчатых колес

**Цель работы:** изучение процесса нарезания и исправления зубчатых колес эвольвентного профиля; выбор оптимального смещения при проектировании механических передач.

### Теоретическое обоснование

Эвольвентные профили зубчатых колес нарезают методом копирования (рисунок 5.1) и методом обкатки (рисунок 5.1, б, в, г), а для мелко модульных колес применяют метод горячей накатки (формообразования).

При методе **копирования** модульная фреза в поперечном сечении заточена по профилю впадины между зубьями. Этот метод малопродуктивен, так как требует набора одно модульных фрез, профиль которых зависит от модуля, числа зубьев и коэффициента смещения. При более прогрессивном методе обкатки режущему инструменту и заготовке сообщают такое относительное движение, какое имели бы зубчатые колеса в зацеплении. Существует несколько способов производства эвольвентных профилей методом обкатки. Зубодолбление (рисунок 5.1, б) – процесс, при котором профиль зуба образуется как огибающая последовательных положений профиля долбяка, которая является эвольвентой. Следовательно, долбяк с эвольвентным зубом нарезает эвольвентный профиль зуба колеса. Зубодолбление является универсальным методом нарезания зубчатых колес, так как пригодно для колес внешнего и внутреннего зацеплений. Зубострогание (рисунок 5.1, в) при помощи инструментальной рейки и зубофрезерование (рисунок 5.1, г) при помощи червячных фрез являются более производительными способами по сравнению с зубодолблением, но пригодны только для колес с внешним зубчатым венцом. Очертание зуба режущего инструмента при  $Z = \infty$  называют исходным контуром. Необходимую точность зубчатым профилям придают с помощью дополнительной обкатки их на шлифовальных или шевинговальных станках.

В процессе нарезания зубчатого колеса без смещения исходного контура инструментом типа рейки или долбяка происходит перека-

тывание по делительной прямой рейки или делительной окружности долбяка делительной окружности заготовки, т. е. делительные окружности инструмента и заготовки будут являться начальными в процессе ее нарезания.

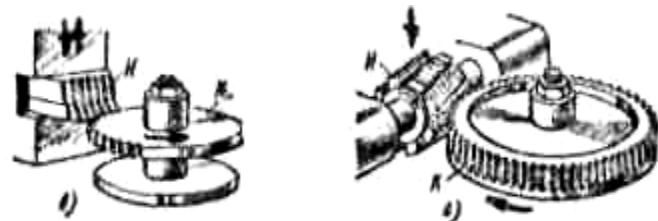


Рисунок 5.1. Способы нарезания зубчатых колес: а – копирование модульной фрезой; б – обкатка долблением; в – обкатка строганием; г – обкатка фрезерованием

Технология изготовления зубчатых колес без смещения исходного контура не позволяет исключить подрезание зуба у ножки при  $z \leq z_{\min}$ , а также получить зубчатую пару с более высокими качественными характеристиками по прочности и жесткости.

Изготовление корригированных зубчатых колес осуществляется смещением инструмента от заготовки (положительное) и к заготовке (отрицательное), т. е. уже делительные окружности заготовки и инструмента в процессе нарезания не будут являться начальными. Расстояние  $\Delta u$  между делительной окружностью нарезаемого колеса и инструмента (рисунок 5.2) называется абсолютным смещением исходного контура:

$$\Delta u = m \cdot x, \quad (5.1)$$

где  $m$  – модуль зацепления;  $x$  – коэффициент смещения исходного контура.

Влияние смещения исходного контура на очертания профиля зуба при  $Z < Z_{\min}$  показано на рисунке 5.3. Оценку эффективности коррекции зубчатой передачи и определение коэффициента уравнительного смещения  $\Delta u$  производят по суммарному смещению:

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2, \quad (5.2)$$

где  $x_1 = \pm \Delta u_1/m$  – коэффициент смещения для шестерни;  
 $x_2 = \pm \Delta u_2/m$  – коэффициент смещения для колеса:

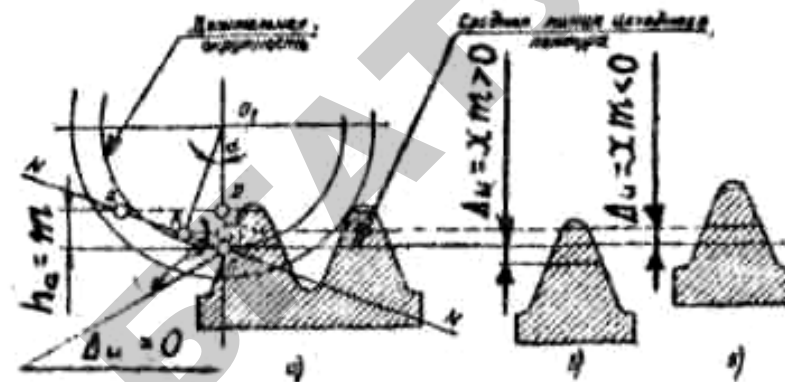


Рисунок 5.2. Смещение исходного контура инструмента: а – нулевое; б – положительное; в – отрицательное

Применяя смещение исходного контура, можно получать у зубчатой передачи следующие эффекты.

1. Положительное смещение повышает прочность зубьев при изгибе и устраняет подрез при малом числе зубьев (понижает  $Z_{\min}$ ). Можно увеличить допустимую нагрузку при изгибе на 100 % и понизить  $Z_{\min}$  с 17 до 7.
2. Увеличение  $\alpha_w$  при  $x_{\Sigma} > 0$  повышает контактную прочность. Можно увеличить  $\alpha_w$  с 20 до 25° и увеличить допустимую нагрузку приблизительно на 20 %.
3. При большом числе зубьев у шестерни и колеса смещение малоэффективно, т. к. профиль зуба даже при значительных смещениях почти не изменяется (у рейки  $z = \infty$  – смещение совершенно не изменяет форму зуба).
4. За счет смещения можно получить заданное межосевое расстояние передачи.
5. Передачи со смещением при  $X_z = 0$  применяют при больших  $U$  и малых  $Z_1$ . В этих условиях смещения  $X_4 > 0$  и  $X_2 < 0$  выравнивают форму зубьев шестерни и колеса и обеспечивают их равнопрочность при изгибе.
6. Смещения при  $X_{\Sigma}$  могут влиять на большое число параметров зацепления.

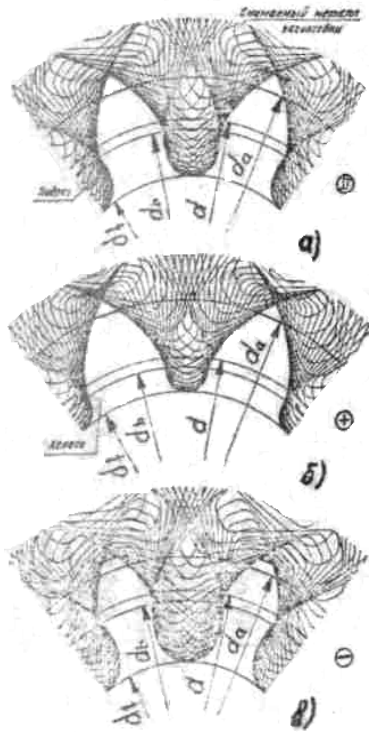


Рисунок 5.3. Влияние смещения исходного контура на очертания профиля зуба при  $Z \leq Z_{\min}$ :  $a$  – нулевое положительное смещение;  $b$  – отрицательное смещение;  $z$  – сравнение профиля зуба подрезанного и исправленного

**Геометрические параметры** нарезаемых зубчатых колес и зубчатого зацепления рассчитывают по следующим выражениям:

$\alpha = 20^\circ = 0,349 p$  – угол профиля главный;

$h_a^* = 1$  – коэффициент высоты головки зуба;

$c^* = 0,25$  – коэффициент радиального зазора;

$Z_u$  – число зубьев долбяка (инструмента).

Число зубьев колес и их делительные диаметры определяются по формулам:

$$z_{1,2} = d_{1,2}/m; \quad d_{1,2} = mz_{1,2} \quad (5.3)$$

Смещение исходного контура для устранения подрезания нарезаемых долбяком колес:

$$X_{1,2} = \frac{\sqrt{[Z_u + 2(h_a^* + c^*)]^2 + Z_{1,2}(2Z_u + Z_{1,2})\cos^2 \alpha}}{2} - \frac{Z_u + Z_{1,2}}{2} = \quad (5.4)$$

$$= \frac{\sqrt{(Z_u + 2,5)^2 + Z_{1,2}(2Z_u + Z_{1,2})\cos^2 \alpha}}{2} - \frac{Z_u + Z_{1,2}}{2}.$$

Делительное межосевое расстояние:

$$a = m \frac{Z_\Sigma}{2}; \quad Z_\Sigma = Z_1 + Z_2. \quad (5.5)$$

Угол зацепления в сборке прямозубых колес

$$\text{inv} \alpha_w = \text{inv} \alpha + 2 \frac{X_\Sigma}{Z_\Sigma} \text{tg} \alpha \quad \text{или} \quad \cos \alpha_w = \frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha, \quad \text{inv} \alpha_w = \text{tg} \alpha_w - \alpha_w. \quad (5.6)$$

Значения инволют угла  $\alpha_w$  – таблица 5.3.

Начальное межосевое расстояние:

$$a_w = a \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad \text{или} \quad a_w = a + m(x_\Sigma - \Delta y). \quad (5.7)$$

Коэффициент уравнивающего смещения:

$$\Delta y = x_\Sigma - \frac{Z_\Sigma}{2} \left( \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right). \quad (5.8)$$

Диаметры выступов (заготовок) зубчатых колес:

$$d_{a1,2} = m[Z_{1,2} + (x_{1,2} - \Delta y + 1)]. \quad (5.9)$$

Диаметры основных окружностей:

$$d_{e1,2} = Z_{1,2} \cdot m \cdot \cos \alpha. \quad (5.10)$$

Толщины зубьев по делительным окружностям:

$$S_{1,2} = m \left( \frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} - \text{tg} \alpha \right). \quad (5.11)$$

Толщины зубьев по головкам (заострение зуба):

$$s_{a1,2} = s_{1,2} \frac{d_{a1,2}}{d_{1,2}} - d_{a1,2} (\operatorname{inv}\alpha_{a1,2} - \operatorname{inv}\alpha);$$

$$\cos \alpha_{a1,2} = \frac{d_{1,2}}{d_{a1,2}} \cos \alpha. \quad (5.12)$$

Смещение исходного контура при нарезании колес рейкой:

$$x_{1,2} = \frac{17 - Z_{1,2}}{17}. \quad (5.13)$$

Алгоритм расчета уравнивающего смещения  $\Delta y$  на ПЭВМ при известном  $x_{\Sigma}$  и  $Z_{\Sigma}$  следующий:

1.  $a'_w = \frac{mz_{\Sigma}}{2} + mx_{\Sigma};$
2.  $\alpha'_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cdot \cos \alpha\right);$
3.  $x'_{\Sigma} = \frac{(\operatorname{inv}\alpha_w - \operatorname{inv}\alpha) \cdot Z_{\Sigma}}{2\operatorname{tg}\alpha};$
4.  $\Delta y = x'_{\Sigma} - x_{\Sigma}.$

Минимальная толщина зуба по окружности выступов (заострение зуба):

$$[S_{a1,2}] = 0,3m. \quad (5.14)$$

**Особенности геометрии косоугобого зацепления:**

$\beta = (8...25)^\circ \approx (0,1..0,4)$  рад – угол наклона зубьев;

– приведенное число зубьев:

$$Z_{v1,2} = \frac{Z_{1,2}}{\cos^3 \beta}; \quad (5.15)$$

– угол зацепления в нормальном сечении:

$$\alpha_w = \arccos \frac{mZ_{\Sigma} \cdot \cos \alpha}{2a_w \cdot \cos \beta}; \quad (5.16)$$

– угол зацепления в торцевом сечении:

$$\alpha_{tw} = \arctg \frac{\operatorname{tg}\alpha_w}{\cos \beta}. \quad (5.17)$$

– суммарное смещение в торцевом сечении:

$$X_{\Sigma t} = \frac{(\operatorname{inv}\alpha_w - \operatorname{inv}\alpha) \cdot Z_{\Sigma}}{2\operatorname{tg}\alpha \cdot \cos^4 \beta}. \quad (5.18)$$

– диаметры выступов (заготовок) зубчатых колес:

$$d_{a1,2} = m \left[ \frac{Z_{1,2}}{\cos \beta} + 2(x_{t1,2} - \Delta y + 1) \right]. \quad (5.19)$$

### Описание установки

Имитация процесса нарезания зубчатых колес выполняется на специальных приборах ТММ-42 (рисунок 5.4) и ТММ-47А (рисунок 5.5).

На прозрачный диск 1 укрепляется бумажная заготовка нарезанного зубчатого колеса; диаметр указан на этом диске. По шкале 8 устанавливается абсолютный сдвиг исходного контура (инструмента)  $\Delta U = x \cdot m$  (мм). Нажатием рычага б передвижения храпового механизма осуществляется относительное взаимовязанное перемещение инструмента 2 и заготовки 1, имитирующее их зацепление в процессе нарезания. После каждого нажатия на рычаг б зубья инструмента 2 обводятся остро отточенным карандашом. На бумажной заготовке 1 получают светлые изображения профилей зубьев. Зарисованная часть заготовки считается ушедшей в стружку (см. рисунок 5.3).

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему по способам нарезания, исправления и измерения геометрических параметров цилиндрических колес эвольвентного профиля, по литературе [2, 5, 10] и конспекту лекций.

2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.

3. Подготовить рисунки и таблицы для опытных и расчетных данных.

4. Ответить на контрольные вопросы.

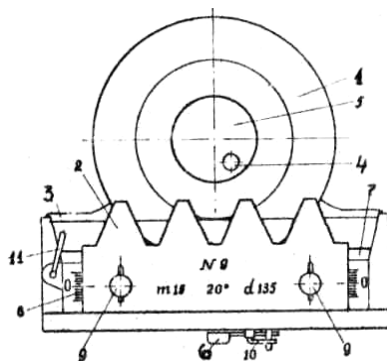


Рисунок 5.4. Принципиальная схема прибора ТММ-42 для нарезания зубчатых колес рейкой: 1 – диск для закрепления заготовки; 2 – инструментальная рейка; 3 – станина; 4, 5 – закрепляющие шайбы; 6 – рычаг храпового механизма; 7 – каретка; 8 – шкала; 9 – фиксаторы сдвига рейки; 10 – рычаг свободного хода рейки; 11 – рычаг свободного хода заготовки

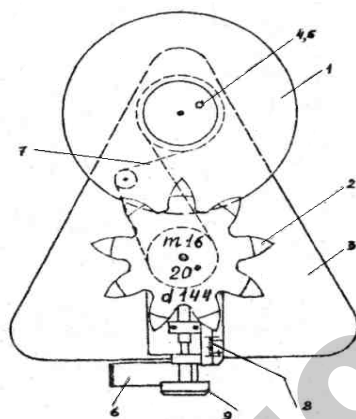


Рисунок 5.5. Принципиальная схема прибора ТММ-47А для нарезания зубчатых колес долбяком: 1 – диск для закрепления заготовки; 2 – долбяк; 3 – станина; 4, 5 – закрепляющие шайбы; 6 – рычаг храпового механизма; 7 – стальная нить; 8 – шкала; 9 – фиксатор сдвига долбяка

## Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с установкой для нарезания зубчатых колес. Опробовать механизм передвижения инструмента рычагом 6. Записать данные прибора и нарезаемых колес в таблице 5.2 с учетом масштаба, указанного на долбяке.

2. Выполнить расчеты геометрических параметров нарезаемых колес и их зацепления для  $X_1 = 0$  и  $X_2 =$  значению, исключающему подрезание зуба (при нарезании долбяком – выражение (5.4); рейкой – (5.13)). Расчеты выполнить, используя выражения (5.1)...(5.14); результаты расчетов и данные занести в таблицу 5.2.

3. Установить бумажную заготовку на прозрачный диск 1, закрепив ее шайбами 4,5.

4. Установив по шкале 8 смещение инструмента  $\Delta U = 0$ , нарезаем на заготовке 2...3 зуба, очерчивая зубья инструмента карандашом после каждого нажатия на рычаг храповика 6.

4.1. Установив по шкале 8 смещение инструмента  $\Delta U = +x_2m$ , нарезаем на этой заготовке рядом еще 2...3 зуба таким же образом.

4.2. Установив по шкале 8 смещение инструмента  $\Delta U = -x_2m$ , нарезаем на этой заготовке еще 2...3 зуба.

5. Сняв бумажную заготовку с прибора и отметив центр карандашом (прокол тонкой иглы), наносим при помощи циркуля на каждую группу зубьев свои диаметры  $d_a, d, d_b$ .

6. Заполнить таблицу 5.2 результатами измеренных и рассчитанных величин (индексы 1 и 2 относятся к параметрам колес с нулевым и положительным смещениями соответственно).

## Обработка опытных данных

1. Проанализировать изменение толщины зуба  $D$  нулевого и корригированного колес по делительной окружности  $d$  при допустимом заострении его по окружности выступов  $[S_a] = 0,3m$ :

$$\Delta S = S_{(+)} - S_{(0)}. \quad (5.20)$$

2. На карандашной кальке построить картину зацепления нулевого и положительно смещенного колеса (рисунок 5.6), для этого:

- на вертикальной линии отложить начальное межосевое расстояние  $O_1O_2 = a_w$ ;

Таблица 5.2 – Расчетные и измеренные параметры

Параметр	Значение	
	Расчетные	Измеренные
$X_1$		
$X_2$		
$d_{a1}$ (мм)		
$d_{a2}$ (мм)		
$S_1$ (мм)		
$S_2$ (мм)		
$S_{a1}$ (мм)		
$S_{a2}$ (мм)		
$d_{b1}$ (мм)		
$d_{b2}$ (мм)		
$a_w$ (мм)		
$\alpha_w$ (мм)		
$[S_a]$ (мм)		
$\Delta S$ (мм)		
$\varepsilon_\alpha$		

- из центров  $O_1$  и  $O_2$  провести основные окружности  $d_b$  и окружности вершин  $d_a$  нулевого и корригированного колес;

- провести линию зацепления  $NN$ , касательную к основным окружностям, отметив на ней точки  $A$  и  $B$  теоретической линии зацепления и полюс зацепления  $P$ ;

- подложив под кальку заготовку, совмещая последовательно ее центр с точкой  $O_1$  и  $O_2$ , очертить на кальке контакт двух зубьев в полюсе зацепления  $P$ : из точки  $O_1$  – нулевого, а из точки  $O_2$  – смещенного положительно;

отметить на линии зацепления  $NN$  точки  $a$  и  $b$  пересечения ее с окружностями вершин колес. Отрезок  $ab$  есть активная линия зацепления двух колес; показать активные профили зубьев, для чего радиусами  $\theta_{1a}$  и  $\theta_{2b}$  провести дуги окружностей до пересечения с контактирующими профилями зубьев.

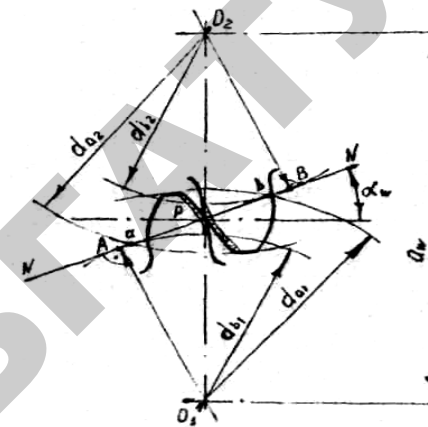


Рисунок 5.6. Картина зацепления зубчатых колес

3. Вычислить коэффициенты перекрытия:  
 экспериментальный – по рисунку 5.6 (записать в таблицу 5.2):

$$\varepsilon_\alpha = \frac{a_w}{\pi m \cos \alpha}; \quad (5.21)$$

теоретический:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{2\pi \cos \alpha} \left[ \sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} - (d_{b1} + d_{b2}) \operatorname{tg} \alpha \right]. \quad (5.22)$$

4. Проанализировать величину коэффициента перекрытия.

### Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте методы изготовления эвольвентных зубчатых колес.
2. В чем заключается явление подрезания зубьев?
3. При каких условиях возникает явление подрезания зубьев?
4. Какие преимущества имеют зубчатые колеса, нарезанные со смещением исходного контура?
5. Дайте определение эвольвенты. Как она образуется?
6. Чем ограничена величина смещения исходного контура?
7. Приведите схему образования положительного и отрицательного смещений.
8. Как влияет смещение исходного контура на профиль зуба?



9. Могут ли отличаться по геометрическим размерам два зубчатых нулевых колеса, имеющих одинаковый модуль, одинаковое число зубьев, одинаковые коэффициенты высоты головок, ножек и радиального зазора, изготовленные из одинакового материала с одинаковой термообработкой, одинаковой степени точности?

10. Объясните причину уменьшения коэффициента перекрытия при корригировании зубчатых колес.

#### Темы для УИРС

1. Модифицировать имеющуюся программу расчетов на ПВЭМ геометрических параметров и качественных показателей зацепления корригированных цилиндрических колес для косозубых передач.

2. Подобрать рациональные коэффициенты смещения исходного контура для передачи с  $m = 5$  мм,  $z_1 = 15$ ,  $z_2 = 34$  и проверить качественные показатели зацепления:

- по условию максимальной контактной выносливости;
- по условию максимальной изгибной выносливости;
- по условию максимальной износостойкости.

Таблица 5.3 – Значения инволют угла  $\alpha_w$ 

Градусы	Порядок	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24336	24660	24936	25214	25495	25778	26063
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31537	31917	32243	12583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	35798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0,0	53751	54238	54728	55221	55716	56217	56720	57226	57736	58249	58765	59285
31	0,0	58809	60335	60856	61400	61937	62478	63022	63570	64122	64677	65236	65798
32	0,0	66364	66934										

## РАЗДЕЛ 2

### МЕХАНИКА МАТЕРИАЛОВ

#### Лабораторная работа №6

#### Испытание материалов на растяжение

**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

Прочностью называется способность материала сопротивляться воздействию внешних сил, не разрушаясь и без появления остаточных деформаций. Пластичность – свойство материала выдерживать не разрушаясь большие остаточные деформации. 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. Основной задачей испытания является построение диаграммы растяжения – графика зависимости между силой  $F$ , действующей на образец, и его удлинением  $\Delta l$ . Типичная диаграмма растяжения малоуглеродистой стали показана на рисунке 6.1. Диаграмма растяжения условно делится на четыре зоны.

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

Участок  $I-II$  называется зоной общей текучести, а горизонтальная часть участка – площадкой текучести. На этом этапе практически при 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  $45^\circ$ . Эти линии Людерса – Чернова представляют собой микроскопические неровности, возникающие вследствие необратимых сдвигов, происходящих в кристаллах материала под действием наибольших касательных напряжений.

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

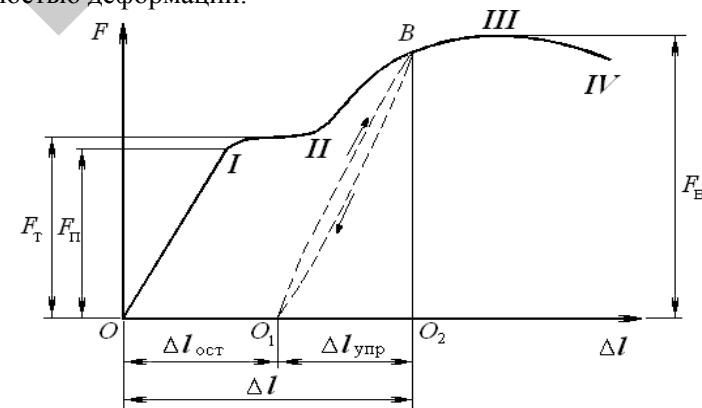


Рисунок 6.1. Диаграмма растяжения малоуглеродистой стали

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. 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<sub>1</sub>**, почти параллельной первоначальному упругому участку диаграммы. Удлинение образца при разгрузке полностью не исчезает, а становится меньше на удлинение упругой части  $\Delta l_{упр}$  (отрезок **O<sub>1</sub>O<sub>2</sub>**). Остаточное удлинение  $\Delta l_{ост}$  (отрезок **OO<sub>1</sub>**) называется также пластической деформацией. Таким образом, полное удлинение образца состоит из двух частей:

$$\Delta l = \Delta l_{упр} + \Delta l_{ост} \quad (6.1)$$

Если после разгрузки образца его тут же снова нагрузить, то процесс повторного нагружения изобразится линией **O<sub>1</sub>B**, которая почти совпадает с линией **BO<sub>1</sub>**. 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, как будто не было промежуточной разгрузки. 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 (например, свинец или олово). 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 того чтобы можно было сравнивать результаты испытаний образцов различных размеров, для получения числовых значений прочностных характеристик материала образца, диаграмму растяжения перестраивают в системе координат:  $\sigma$  – нормальные напряжения;  $\epsilon$  – 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. Учитывая, что  $A_0$  и  $l_0$  – величины постоянные, диаграмма  $\sigma = f(\epsilon)$  имеет тот же вид, что и диаграмма растяжения, но будет характеризовать уже не свойства образца, а свойства (рисунок 6.2) прочностных характеристик материала. К ним относятся:

- предел пропорциональности – наибольшее напряжение, до которого материал образца подчиняется закону Гука,

$$\sigma_{II} = \frac{F_{II}}{A_0}; \quad (6.2)$$

- предел текучести – напряжение, при котором происходит полный переход материала к пластической деформации,

$$\sigma_T = \frac{F_T}{A_0}. \quad (6.3)$$

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

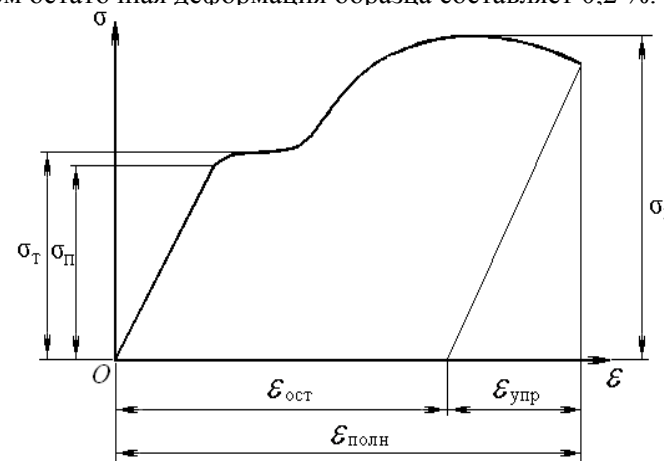


Рисунок 6.2. Диаграмма растяжения в системе координат  $\sigma$  и  $\epsilon$

По результатам испытаний рассчитываются числовые значения

$$\sigma_{0,2} = \frac{F_{0,2}}{A_0} \quad (6.4)$$

Если зона текучести характеризуется скачкообразным изменением нагрузки (рисунок 6.3), то вводятся понятия: верхний предел текучести:

$$\sigma_{ТВ} = \frac{F_{ТВ}}{A_0}, \quad (6.5)$$

где  $F_{ТВ}$  – ордината первого выступа в зоне текучести;  
нижний предел текучести:

$$\sigma_{ТН} = \frac{F_{ТН}}{A_0}, \quad (6.6)$$

где  $F_{ТН}$  – ордината самой низкой точки в зоне текучести.

На величину верхнего предела текучести существенно влияют многие факторы, в том числе условия проведения испытаний, поэтому нижний предел текучести принимается за физический предел текучести. Предел текучести является одной из основных механических характеристик материала.

- предел прочности – отношение наибольшей нагрузки, выдерживаемой образцом, к первоначальной площади его поперечного сечения:

$$\sigma_B = \frac{F_B}{A_0}. \quad (6.7)$$

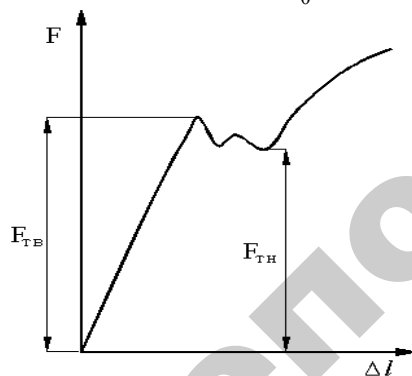


Рисунок 6.3. Скачкообразное изменение зоны текучести

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

Относительное остаточное удлинение при разрыве:

$$\delta = \frac{\Delta l_{\text{ост}}}{l_0} \cdot 100 \% = \frac{l - l_0}{l_0} \cdot 100 \%, \quad (6.8)$$

где  $l_0$  – расчетная длина образца до нагружения;  $l$  – длина после разрыва.

Относительное остаточное сужение при разрыве:

$$\psi = \frac{A_0 - A_{\text{ш}}}{A_0} \cdot 100 \%, \quad (6.9)$$

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

Чем больше  $\delta$  и  $\psi$ , 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 малоуглеродистая сталь и алюминий. Хрупкими называют материалы, разрушающиеся при малых остаточных деформациях, не превышающих 2...5 %. Характерными представителями хрупких материалов являются чугун, инструментальная сталь 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  $45^\circ$  (рисунок 6.4, 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 (рисунок 6.4, б). Явления текучести, упрочнения и образования шейки на образцах из таких материалов перед разрывом не наблюдаются.

Диаграмма растяжения для хрупких материалов представлена на рисунке 6.5.

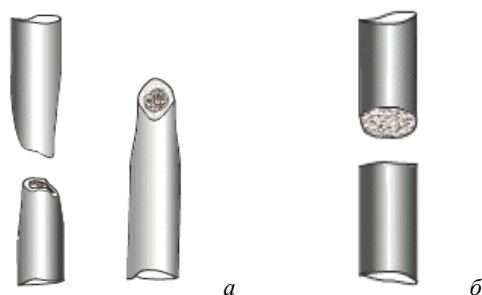


Рисунок 6.4. Место разрушения образца:  
 а – в виде кратера; б – по плоскости поперечного сечения

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

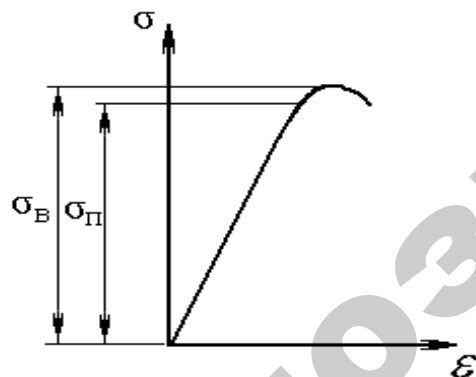


Рисунок 6.5. Диаграмма растяжения хрупких материалов

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

$$\sigma_{\max} \leq [\sigma] = \frac{\sigma_0}{n}, \quad (6.10)$$

где  $\sigma_{\max}$  – наибольшее рабочее напряжение в конструкции;  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение;  $\sigma_0$  – опасное напряжение, при котором происходит разрушение или возникают значительные деформации, т. е. невозможна эксплуатация детали;  $n$  – коэффициент безопасности, который устанавливается техническими условиями и нормами проектирования.

Деление материалов на хрупкие и пластичные является условным, так как 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 сжатии проявляет пластические свойства. Поэтому правильнее говорить о пластичном и хрупком характерах разрушения материала. Первое происходит при больших, а второе – при сравнительно малых остаточных деформациях.

Проведенные испытания показали, что при увеличении скорости деформирования от  $v = 5$  мм/мин до  $v = 10$  мм/мин изменяется вид диаграммы растяжения малоуглеродистой стали. Площадка текучести значительно уменьшается либо исчезает совсем. Вид диаграммы более соответствует виду диаграмм растяжения для хрупких материалов, что свидетельствует об изменении характера разрушения образца. Такое разрушение называется квазихрупким (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:

$$W_{\text{расч}} = F_B \cdot \Delta l_{\text{ост}} \cdot \eta, \quad (6.11)$$

где  $F_B$  – величина наибольшей нагрузки;  $\eta$  – коэффициент полноты диаграммы (для малоуглеродистой стали принимается равным 0,85).

Удельная работа, затраченная на разрушение единицы объема образца:

$$a = \frac{W_{\text{расч}}}{V_0}, \quad (6.12)$$

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

### Описание установки

Работа выполняется на разрывной машине Р-5, автоматически вычерчивающей диаграмму растяжения. Принципиальная схема машины показана на рисунке 6.6. Пульт управления имеет блочную конструкцию и состоит из блоков: блока индикации перемещения активного захвата *А*, блока индикации нагрузки *Б*, блока преобразователя *В*, блока управления *Г* и блока записи диаграммы *Д*.

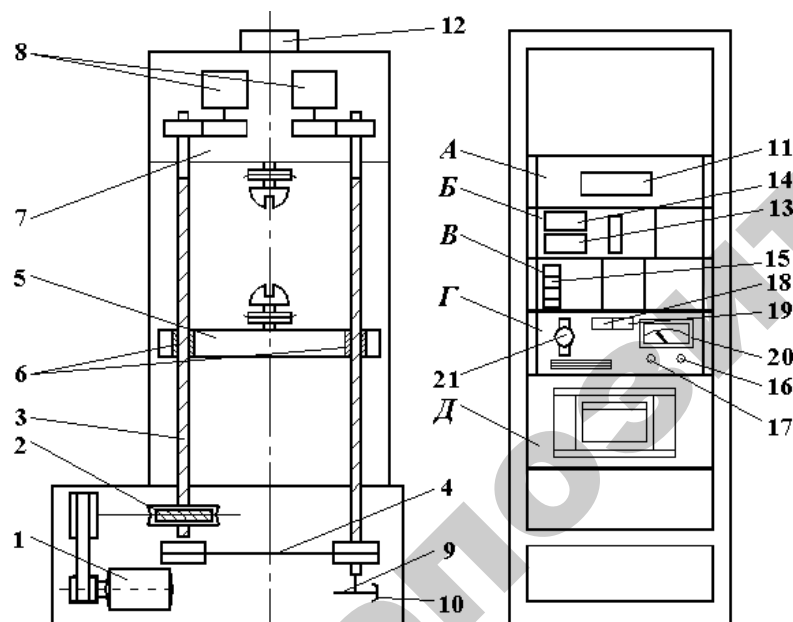


Рисунок 6.6. Схема разрывной машины Р-5

На схеме обозначены: 1 – электродвигатель; 2 – червячный редуктор; 3 – ходовой винт; 4 – плоско-зубчатый 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 и 19 – клавиши диапазона измерителя скорости; 20 – указатель скорости; 21 – тумблер масштаба удлинений.

Для испытания используется стандартный образец диаметром  $d_0 = 10$  мм из малоуглеродистой стали, показанный на рисунке 6.7. По краям образца имеются головки для закрепления его в захватах машины.

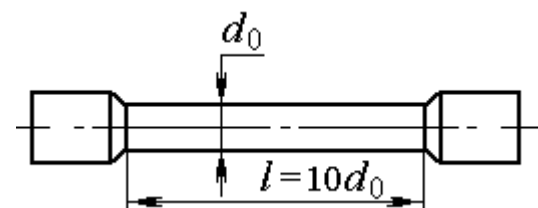


Рисунок 6.7. Образец для испытаний на растяжение

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 15 раз больше диаметра. Существуют короткие образцы, у которых  $L \leq d_0$ . Расчетная длина образца принимается  $l = d_0 10$ , она фиксируется на рабочей части двумя точками с помощью кернов.

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Механические характеристики материалов по литературе [6, 10] и конспекту лекций.
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.

3. Подготовить необходимые таблицы, рисунки, расчетные формулы, а также инструмент – штангенциркуль с пределом измерения до 250 мм.

4. Ответить на контрольные вопросы.

### Порядок проведения работы

1. Измерить диаметр рабочей части образца с точностью до 0,2 мм и расчетную длину с точностью 0,1 мм. Результаты занести в таблицу 6.1. Закрепить образец в захватах разрывной машины.

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

Таблица 6.1 — Опытные данные

Размеры образца						Нагрузки			
До опыта			После опыта			$F_{II}$	$F_{TB}$	$F_{TH}$	$F_B$
$l_0$	$d_0$	$A_0$	$l$	$d_{ш}$	$A_{ш}$				
мм	мм	мм <sup>2</sup>	мм	мм	мм <sup>2</sup>	Н	Н	Н	Н

3. Включить механический привод машины и установить скорость перемещения нижнего захвата. Скорость перемещения нижнего захвата принимается не более  $v = 10$  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, прижав обе части плотно друг к другу, замерить расчетную длину образца после разрыва и диаметр шейки  $d_{ш}$  в месте разрыва. Результаты замеров занести в таблицу 6.1.

### Обработка опытных данных

По полученной диаграмме растяжения определить нагрузки, соответствующие пределу пропорциональности  $F_{II}$ , пределам текучести  $F_{TB}$  и  $F_{TH}$  и пределу прочности  $F_B$ . Масштаб нагрузки диаграммы при работе на диапазоне  $I$  будет равен 500 Н. Значения нагрузок записать в таблицу 6.1.

Рассчитать начальную площадь  $A_0$  поперечного сечения образца и по соответствующим формулам вычислить механические характеристики материала: предел пропорциональности  $\sigma_{II}$ , пределы текучести  $\sigma_{TB}$  и  $\sigma_{TH}$ , предел прочности  $\sigma_B$ , относительное остаточное удлинение  $\delta$ , относительное остаточное сужение  $\psi$  и удельную работу, затраченную на разрушение образца  $a$ . Полученные значения занести в таблицу 6.2.

Таблица 6.2 — Механические характеристики материала

Характеристики прочности				Характеристики пластичности		Характеристика вязкости
$\sigma_{II}$	$\sigma_{TB}$	$\sigma_{TH}$	$\sigma_B$	$\delta$	$\psi$	$a$
МПа	МПа	МПа	МПа	%	%	Н · мм/ мм <sup>3</sup>

### Контрольные вопросы

1. Что называется диаграммой растяжения?
2. Как формулируется закон Гука?
3. Напишите формулы абсолютной и относительной продольных деформаций бруса.
4. Что такое предел пропорциональности, предел текучести, предел прочности?
5. Какие деформации называются упругими, какие остаточными (пластическими)?
6. Какие материалы называются хрупкими, какие пластичными?
7. Чем отличаются диаграммы растяжения для пластичных и хрупких материалов?
8. Что такое наклеп? Как он используется в технике?
9. Что такое относительное остаточное сужение поперечного сечения образца?
10. Какое свойство материала характеризует удельная работа разрыва образца?

### Темы для УИРС

1. Испытание образцов из чугуна и легированной стали на растяжение.
2. Испытание образцов из полимерных и неметаллических материалов.
3. Влияние скорости деформирования на характер разрушения материалов.



## Лабораторная работа №7

### Определение коэффициента Пуассона для стали

**Цель работы:** ознакомиться с электротензометрическим методом определения деформаций и принципами тарировки аппаратуры. Провести тарировку измерительной аппаратуры в единицах деформации. Определить коэффициент Пуассона  $\mu$  (коэффициент поперечной деформации).

#### Теоретическое обоснование

Электротензометрией называется электрический метод измерения малых деформаций в деталях машин и элементах конструкций. По величинам деформаций могут определяться напряжения, действующие нагрузки, перемещения и другие, связанные с задачами исследования, величины. 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 сравнительно просто измеряемые величины. Наиболее совершенным является метод электротензометрии, при котором 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:

$$\frac{\Delta R}{R} = S \frac{\Delta l}{l} = S \varepsilon, \quad (7.1)$$

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

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 проволочные и фольговые тензорезисторы.

Проволочные тензорезисторы (рисунок 7.1) изготавливаются из проволоки диаметром 0,012...0,020 мм, зигзагообразно уложенной между листочками тонкой бумаги.

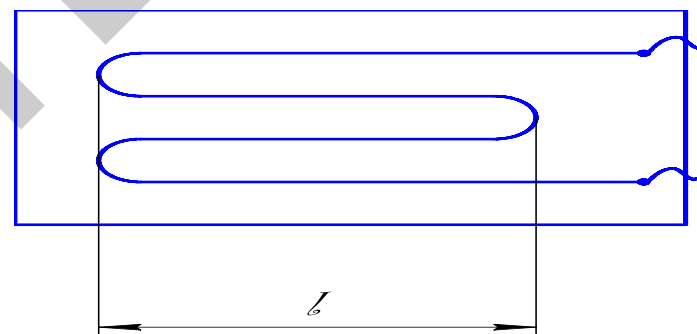


Рисунок 7.1. Схема проволочного тензорезистора

Длина зигзагов (петель) называется базой тензорезистора. Тензорезисторы выпускаются с базой  $L = 5...50$  мм и электрическим сопротивлением  $R = 50; 100; 150; 200$  Ом. Наиболее распространены тензорезисторы с базой  $L = 20$  и  $25$  мм и сопротивлением 100 и 200 Ом. Маркировка тензорезисторов связана с их устройством. Например, маркировка ПКБ-15-100 обозначает проволочный, константановый тензорезистор, на бумажной основе с базой 15 мм и сопротивлением 100 Ом. Обозначение ФКП-15-100 расшифровывается следующим образом: фольговый, константановый, прямоугольный. Бумажная прослойка осуществляет изоляцию проволоки от детали. Выводы служат для подключения датчика в измерительную схему. Тензорезисторы наклеиваются на детали специальными клеями. Для датчиков типа ПКБ можно использовать клей БФ-2 или циакрин. Наклейка тензорезистора представляет ответственную операцию, которая должна

быть выполнена тщательно и настолько прочно, чтобы при последующем нагружении поверхностные волокна детали и проволока датчика деформировались как одно целое. При этом вызываемое изменение сопротивления тензорезистора может быть зарегистрировано с помощью моста сопротивлений как изменение электрического тока. Мост сопротивлений 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, так как 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, служит для балансировки моста. Сопротивление  $R_1$  представляет тензорезистор, наклеенный на исследуемую деталь. До приложения нагрузки производится балансировка моста, означающая выполнение равенства

$$\frac{R_1}{R_4} = \frac{R_2}{R_3}. \quad (7.2)$$

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 на фотобумаге чертить нулевую линию.

При растяжении детали силами  $F$  тензорезистор  $R_1$  получит деформацию и его сопротивление изменится на некоторую величину  $\Delta R_1$ . В результате произойдет разбалансирование моста (нарушится равенство 7.2) и в измерительной диагонали появится ток  $i$  («тензосигнал»), величина которого будет прямо пропорциональна, в общем случае, разности относительных изменений сопротивлений тензорезисторов  $R_1$  и  $R_2$  внешнего полумоста:

$$i = c \left( \frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} \right), \quad (7.3)$$

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

Подставляя в (7.3) выражение (7.1), получим формулу, связывающую ток в измерительной диагонали моста с разностью деформаций, воспринимаемых тензорезисторами:

$$i = cS(\varepsilon_1 - \varepsilon_2). \quad (7.4)$$

Зависимость (7.4) является основным уравнением электротензометрии.

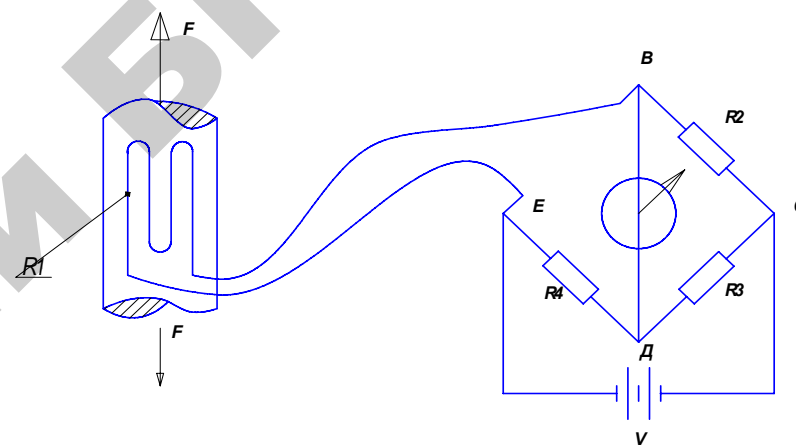


Рисунок 7.2. Принцип работы компенсационного тензорезистора

Уравнением (7.4) пользуются для выбора мест размещения тензорезисторов на детали с целью наилучшего выделения интересных сигналов и автоматической взаимной компенсации ненужных сигналов.

Основной погрешностью датчиков сопротивления является температурная погрешность, так как 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  $1^\circ\text{C}$  сопротивление меняется на такую величину, как при изменении напряжения в детали на  $70 \text{ Н/см}^2$ . Для компенсации температурной погрешности служит тензорезистор  $R_2$ , который включается во внешний полумост

и называется компенсационным (рисунок 7.2). Этот датчик должен иметь одинаковое сопротивление с рабочим датчиком (обычно выбирается из одной партии) и должен наклеиваться на деталь в зоне одинаковой температуры с рабочим, 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, тогда полная деформация рабочего датчика будет включать упругую и тепловую деформации, а компенсационного — только тепловую деформацию, так как оба датчика внешнего полумоста находятся в области одинаковых температур:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_y + \varepsilon_T; \varepsilon_2 = 0 + \varepsilon_T, \quad (7.5)$$

где  $\varepsilon_y$  и  $\varepsilon_T$  — соответственно упругая и тепловая деформации.

Согласно (7.4) будем иметь:

$$i = cS[(\varepsilon_y + \varepsilon_T) - (0 + \varepsilon_T)] = cS\varepsilon_y. \quad (7.6)$$

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  $R_d = 200$  Ом, напряжении  $\sigma = 1000$  Н/см<sup>2</sup>,  $S = 2,0$ , модуле упругости материала  $E = 2 \times 10^5$  МПа сопротивление тензорезистора, согласно формуле (7.1), изменится на величину:

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

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 (рисунок 7.3):

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 будет цена одного деления шкалы, для цифровых тензометрических мостов — цена одной единицы показаний на табло).

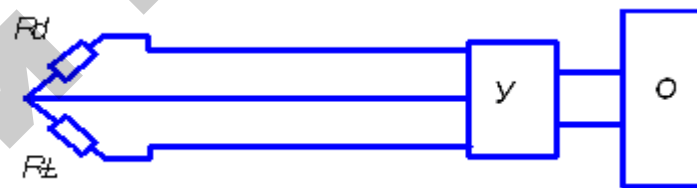


Рисунок 7.3. Схема к определению коэффициента Пуассона электротензометрическим методом:  $R_d$  и  $R_t$  — рабочий и компенсационный датчики;  $Y$  — усилитель;  $O$  — осциллограф

Таким образом, тарировочный коэффициент показывает, какой относительной деформации, какому напряжению или силе соответствует одна единица показаний прибора (один миллиметр ординаты осциллограммы, одно деление шкалы стрелочного прибора, одна единица на табло и т.д.). Относительная деформация ( $\varepsilon$ ), напряжение ( $\sigma$ ), сила ( $F$ ) будут вычисляться по формулам:

$$\varepsilon = \varepsilon^0 n; \sigma = \sigma^0 n; F = F^0 n, \quad (7.7)$$

где  $n$  — величина тензосигнала, т.е. число единиц показаний регистрирующего прибора, соответствующее деформации тензорезистора;  $\varepsilon^0$ ,  $\sigma^0$ ,  $F^0$  — соответствующие тарировочные коэффициенты.

Для определения тарировочных коэффициентов проводят специальные опыты, в которых одновременно с измерением исследуемой величины прибором проводится ее непосредственное измерение в месте наклейки датчика другими средствами, например, измере-

ние деформации рычажным тензометром, измерение силы образцовым динамометром и т.д. Подставляя найденные значения изучаемых величин и число единиц показаний прибора в формулу (7.7), находят искомые значения тарифовочных коэффициентов:

$$\varepsilon^{\circ} = \frac{\varepsilon}{n}, \quad \sigma^{\circ} = \frac{\sigma}{n}, \quad F^{\circ} = \frac{F}{n}. \quad (7.8)$$

На практике стремятся делать тарировку непосредственно на детали с учетом сопротивления и длины присоединительных проводов, с включением всех приборов, входящих в измерительную схему. В случае, если нельзя протарировать датчики непосредственно на детали, то их тарировка проводится на тарировочной балке, представляющей балку равного сопротивления, у которой во всех поперечных сечениях наибольшие нормальные напряжения одинаковы.

При этом является обязательным наклейка на деталь и тарировочную балку тензорезисторов одной партии. Так как датчики в партии имеют разброс значений коэффициента тензочувствительности в пределах 0,2–1,5 % и разброс сопротивлений в пределах 0,1–0,2 %, то рекомендуется тарировку проводить по количеству датчиков, равному не ниже 5 % от числа рабочих датчиков, но не менее 5 штук. Тарировочный коэффициент принимается как среднее по всем тарлируемым тензорезисторам.

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

$$\mu = \left| \frac{\varepsilon_{\text{поп}}}{\varepsilon_{\text{прод}}} \right|. \quad (7.9)$$

Для различных материалов  $\mu$  изменяется в пределах 0...0.5. Для металлов  $\mu = 0,25...0,35$ .

Коэффициент Пуассона удобно находить методом электротензометрии, используя тензорезисторы для измерения поперечной и продольной деформаций.

#### Описание установки

Лабораторная установка включает универсальную разрывную машину 2054P-5 (описание машины см. в лабораторной работе №6), изме-

рительную тензометрическую систему СИИТ-3 и образец, представляющий стальную полосу прямоугольного поперечного сечения. Для закрепления в машине образец имеет утолщенные концы. На плоской поверхности образца наклеены два одинаковых тензодатчика для измерения поперечной и продольной деформаций (рисунок 7.4).

Компенсационные тензорезисторы наклеиваются на отдельную пластину из материала одинакового с образцом и располагаются рядом с рабочими датчиками. Рабочие датчики вместе с компенсационными образуют два отдельных внешних полумоста, которые подсоединяются к двум измерительным каналам СИИТ-3. Всего СИИТ-3 имеет сто измерительных каналов. Однако внутренний полумост у него один, поэтому показания тензорезисторов снимаются последовательно при их подключении с помощью кнопок, расположенных на панели прибора. Назначение кнопок указано на панели. Кроме кнопок, на панели расположены два цифровых табло. Правое табло указывает номер подключенного канала, левое — величину выходного сигнала тензорезистора в цифровом виде. Так как СИИТ-3 не имеет устройства для балансировки мостовой схемы, то при подключении даже ненагруженного тензорезистора на левом табло появляется тензосигнал в виде числа  $n_0$ , не равного нулю, которое необходимо считать «нулевой отметкой». Вычитая  $n_0$  из  $n_i$ , появляющегося на табло при деформации тензорезистора, получим величину, пропорциональную измеряемой деформации (нагрузке):

$$\varepsilon = \varepsilon^{\circ}(n_i - n_0), \quad (7.10)$$

где  $\varepsilon^{\circ}$  – тарировочный коэффициент.

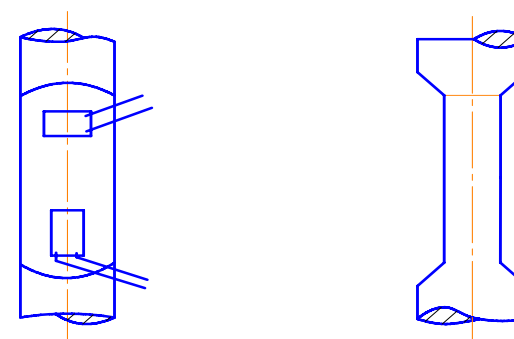


Рисунок 7.4. Форма образцов с наклеенными тензодатчиками

На передней панели тензометрической измерительной системы СИИТ-3 (рисунок 7.5) располагаются блок измерения I для индикации показаний тензорезисторов; блок индикации каналов II, показывающий номер подключенного канала; панель управления III.

Панель управления предназначена для задания режимов работы системы. Она включает следующие кнопки: 1 — кнопка «Аналог» обеспечивает подачу на входы каналов фиксированного сигнала; 2, 3, 4 — кнопки «М», «М/2», «М/4» обеспечивают исходную настройку измерительных и управляющих цепей системы на работу, соответственно с внешними мостами или внешними тензорезисторными полумостами;

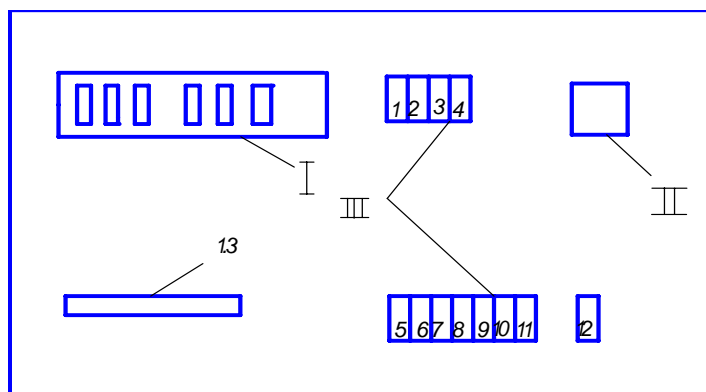


Рисунок 7.5. Панель тензометрической измерительной системы СИИТ-3

5 — кнопка «Авт» служит для задания автоматического режима выбора и измерения показаний тензорезисторов; 6 — кнопка «Ручн» задает режим ручного управления выбором измерительных каналов; 7 — кнопка «Ускор» позволяет менять каналы с частотой 5Гц для ускоренного выбора требуемого канала; 8 — кнопка «Однокр» служит для пошаговой смены каналов; 9 — кнопка «Сброс» производит сброс в нуль счетчика блока индикации каналов; 10 и 11 — кнопки «Начало», «Конец» обеспечивают запоминание установленного в данный момент на счетчике номера канала; 12 — кнопка «Пуск» производит однократное измерение показаний выбранного канала в режиме ручного управления. Для включения прибора в сеть и отключения его от сети служит кнопка 13.

## Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Основные законы и константы упругих свойств материалов» по литературе [6, 10] и конспекту лекций.
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.
3. Подготовить таблицы, схемы, расчетные формулы.
4. Ответить на контрольные вопросы.

## Порядок проведения работы

1. Установить образец в захваты испытательной машины и подсоединить кабели от тензорезисторов к измерительной тензометрической системе СИИТ-3.
2. Установить на образец для измерения продольных деформаций рычажный тензометр Гугенбергера с базой 20 мм. Ознакомиться с работой и ценой деления тензометра, со схемой наклейки датчиков (рисунок 7.4). Измерить с точностью до 0,1 мм размеры поперечного сечения образца ( $a$  — ширина прямоугольника,  $b$  — длина прямоугольника). Данные измерений записать в таблицу 7.1.
3. Включить питание и изучить переднюю панель СИИТ-3. Нажать кнопки «М», «М/2», «М/4», соответствующие заданному режиму работы системы. Записать номера каналов, к которым подключены поперечный и продольный тензорезисторы.
4. Установить на правом табло номер канала поперечного датчика, для чего сначала нажать на кнопки «Сброс», «Ручн», затем кнопкой «Однокр» вывести на табло соответствующий канал.
5. Включить разрывную машину и приложить к образцу предварительную нагрузку  $F_0 = 5000$  Н. Нажать последовательно кнопки «Начало», «Конец», «Пуск» и записать показания поперечного тензорезистора.
6. Установить на правом табло номер канала продольного тензорезистора, для чего нажать кнопку «Сброс», затем кнопкой «Однокр» вывести на табло требуемый канал. Последовательно нажать кнопки «Начало», «Конец», «Пуск» и записать показания продольного датчика. Записать также показания рычажного тензометра.

7. Нагружать образец ступенями через 5000 Н до нагрузки 30000 Н. На каждой ступени записывать показания поперечного и продольного тензорезисторов, а также показания рычажного тензометра.

Данные опытов занести в соответствующие строки таблицы 7.1. Если при повторном нажатии кнопки «Пуск» показания СИИТ-3 несколько отличаются, то следует на каждой степени нагрузки принимать среднее арифметическое из трех показаний.

Таблица 7.1 – Данные показаний датчиков и тензометра

Нагрузка $F$ , Н	5000	10000	15000	20000	25000	30000
Поперечный датчик, $n'_i$						
Продольный датчик, $n_i$						
Рычажный тензометр, $n_{iT}$						
Размеры поперечного сечения образца	$a =$ мм		$b =$ мм		$A =$ мм <sup>2</sup> .	

8. После заполнения таблицы 7.1 машину разгрузить и выключить, тензометрическую систему СИИТ-3 также выключить.

### Обработка опытных данных

1. Полученные опытные данные из таблицы 7.1 внести для продольного тензорезистора и рычажного тензометра в таблицу 7.2, для поперечного тензорезистора – в таблицу 7.3. Для датчиков и тензометра величины  $n'$ ,  $n$ ,  $n_T$  получаются в результате вычитания показаний при начальной нагрузке  $F_0 = 5000$  Н, принимаемой за начало отсчета, из показаний при остальных нагрузках:

$$\begin{aligned} n'_i &= n'_{i-} - n'_{0-}; \\ n &= n_{i-} - n_{0-}; \\ n_T &= n_{iT-} - n_{0T-} \end{aligned} \quad (7.11)$$

где  $n'_0$ ,  $n_0$  – соответственно показания СИИТ-3 при нагрузке  $F_0 = 5000$  Н;  $n_{0T}$  – показания рычажного тензометра при нагрузке  $F_0 = 5000$  Н.

Таблица 7.2 – Показатели для продольного тензорезистора и рычажного тензометра

Нагрузка $F = F_i - F_0$ , Н	5000	10000	15000	20000	25000	25000	Результат
Продольный датчик, $n$							
Рычажный тензометр	$n_T$						
	$\varepsilon_T$						
$\varepsilon_{0i}$							$\varepsilon_0 =$
$\varepsilon_p = \varepsilon_0 n$							
$\Delta \varepsilon_i =  \varepsilon_p - \varepsilon_T $							
$\delta_i = \frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_{пред}} 100\%$							

Вычислить величину относительной продольной деформации, измеренной рычажным тензометром для каждой нагрузки:

$$\varepsilon_T = \frac{1}{K \cdot l_6} n_T, \quad (7.12)$$

где  $K$  – коэффициент увеличения тензометра;  $l_6$  – база тензометра;  $n_T$  – показания шкалы тензометра.

2. Для используемого рычажного тензометра Гугенбергера  $K = 1000$ ;  $l_6 = 20$  мм.

$$\varepsilon_T = \frac{1}{1000 \cdot 20} \cdot n_T = 5 \cdot 10^{-5} n_T. \quad (7.13)$$

3. Построить график изменения деформации (1), замеренной тензомером Гугенберга (рисунок 7.6), как функцию тензосигнала продольного датчика.

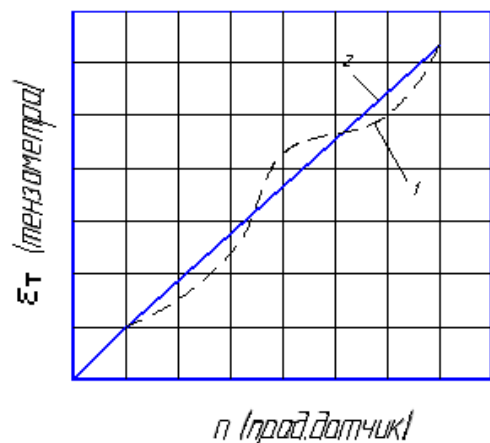


Рисунок 7.6. График изменения деформации

По оси ординат откладываются величины  $\varepsilon_T$  для тензомера, по оси абсцисс – значения  $n$  для продольного датчика  $A$ . Этот график должен достаточно точно изображаться прямой линией (2).

4. Вычислить тарировочный коэффициент  $\varepsilon_i^0$  для каждой ступени нагрузки:

$$\varepsilon_i^0 = \frac{\varepsilon_T}{n} \quad (7.14)$$

Тарировочный коэффициент  $\varepsilon^0$  прибора будет определяться как среднее значение

$$\varepsilon^0 = \frac{\sum_i^m \varepsilon_i^0}{m}, \quad (7.15)$$

где  $m$  – число ступеней (опытов);

5. Вычислить, используя  $\varepsilon^0$ , расчетное значение продольной деформации  $\varepsilon_p$  для каждой ступени и построить тарировочный график (2) (рисунок 7,6):

$$\varepsilon_p = \varepsilon^0 n.$$

6. Вычислить на каждой ступени абсолютную погрешность от нелинейности тарировочной кривой, за которую принимается отклонение экспериментальных точек от расчетного тарировочного графика без учета знака:

$$\Delta \varepsilon_i = \left| \varepsilon^0 n - \varepsilon_T \right|. \quad (7.16)$$

7. Вычислить относительную погрешность прибора от нелинейности для каждой ступени:

$$\delta_i = \frac{\Delta \varepsilon_i}{\varepsilon_{\text{пред}}} 100 \%, \quad (7.17)$$

где  $\varepsilon_{\text{пред}}$  – наибольшее значение деформации по тарировочной кривой (берется значение при наибольшей нагрузке).

За погрешность прибора принимается наибольшее значение  $\delta_{\text{max}}$  из всех относительных погрешностей  $\delta_i$ , полученных на различных ступенях.

8. Внести величины продольной деформации  $\varepsilon'$  из таблицы 7.2 в таблицу 7.3 и вычислить, используя тарировочный коэффициент  $\varepsilon^0$ , расчетные значения поперечной деформации  $\varepsilon'$  для каждой ступени нагрузки:

$$\varepsilon'_p = \varepsilon^0 n'.$$

9. Вычислить для каждой ступени значение коэффициента Пуассона по формуле:

$$\mu_i = \left| \frac{\varepsilon'_p}{\varepsilon} \right|,$$

где отношение берется по абсолютной величине.

10. Произвести анализ полученных значений  $\mu_i$  и при необходимости подвергнуть сомнительные величины отбраковке.

Таблица 7.3 – Вычисление коэффициента Пуассона

Нагрузка $F$	H	0	5000	10000	15000	20000	25000	Результат
Поперечный датчик	$n'$							
	$\varepsilon'_p$							
Продольный датчик	$\varepsilon_p$							
$\mu_i$								$\mu_i =$
$\Delta\mu_i = \mu - \mu_i$								
$(\Delta\mu_i)^2$								$\Sigma\Delta\mu_i =$
$S = \sqrt{\Sigma(\Delta\mu_i)^2 / m - 1}$								
$\gamma = \frac{S}{\mu_{cp}} \cdot 100$								
$\mu = \bar{\mu} \pm t \frac{S}{\sqrt{m}}$								

11. Записать в столбце «Результат» среднее значение коэффициента Пуассона, подсчитанное по формуле

$$\bar{\mu} = \frac{\sum_i^m \mu_i}{m}, \quad (7.18)$$

где  $m$  — число опытов (степеней).

12. Вычислить отклонение частных значений  $\mu_i$  от среднего значения  $\bar{\mu}$  и записать в таблице 7.3:

$$\Delta\mu_i = \bar{\mu} - \mu_i. \quad (7.19)$$

13. Определить среднее квадратическое отклонение измерений:

$$S = \sqrt{\frac{\sum(\Delta\mu_i)^2}{m-1}}, \quad (7.20)$$

14. Вычислить относительную величину среднего квадратического отклонения — коэффициент вариации:

$$v = \frac{S}{\mu} \cdot 100. \quad (7.21)$$

15. Определить доверительный интервал средней арифметической  $\bar{\mu}$  для заданной доверительной вероятности (принять 0,95):

$$t \frac{S}{\sqrt{m}}, \quad (7.22)$$

где  $t$  — критерий Стьюдента, берется из таблицы в зависимости от выбранной доверительной вероятности и числа степеней свободы  $K = T - 1$ .

Достоверное значение коэффициента Пуассона будет определяться доверительным интервалом:

$$\mu = \bar{\mu} \pm t \frac{S}{\sqrt{m}}. \quad (7.23)$$

21. Сравнить полученные значения  $\mu$  с табличными величинами для стали.

### Контрольные вопросы

1. Что называется коэффициентом Пуассона?
2. Какие свойства материала характеризуют коэффициент Пуассона?
3. Почему различны знаки поперечной и продольной деформаций при растяжении стержня? Как обнаруживается различие знаков продольной и поперечной деформаций в данной работе?
4. В чем сущность основного уравнения тензометрии?
5. Объясните действие компенсационного датчика.
6. Что означает тарировочный коэффициент?
7. В чем сущность физического явления, называемого тензореистивным эффектом?
8. Расскажите, как должен располагаться компенсационный датчик на детали и почему?
9. Что представляет собой тензорезистор и какими параметрами он характеризуется?
10. Когда компенсационный датчик называется активным и когда — пассивным?



### Темы для УИРС

1. Исследование влияния базы и сопротивления тензорезисторов на уровень тензосигнала.
2. Определение коэффициента Пуассона для неметаллических материалов (пластмасс), для нелинейно-упругих материалов.
3. Изучить характер изменения тарировочного коэффициента прибора в зависимости от величины сопротивления рабочих датчиков и при использовании активных компенсационных датчиков.

### Лабораторная работа №8

#### Определение модуля продольной упругости стали

**Цель работы:** экспериментально проверить закон Гука при растяжении стального образца и определить модуль продольной упругости стали.

#### Теоретическое обоснование

В пределах малых удлинений для большинства материалов справедлив закон Гука, который утверждает прямую пропорциональность между нормальным напряжением и относительным продольным удлинением.

$$\sigma = \varepsilon \cdot E . \quad (8.1)$$

Величина  $E$  представляет собой коэффициент пропорциональности и называется модулем продольной упругости (модуль Юнга). Коэффициент пропорциональности  $E$  представляет отношение напряжения к деформации и называется модулем упругости или модулем Юнга. В переводе с латинского слово «модуль» означает «малая мера». Модуль упругости является фундаментальным понятием. Для каждого материала модуль упругости – величина постоянная, определяемая экспериментально. Модуль упругости является физической постоянной материала и характеризует его жесткость: чем больше значение  $E$  тем меньше (при прочих равных условиях) продольная деформация ( $\varepsilon$ ). Поскольку  $\varepsilon$  безразмерная величина, то, как видно из выражения (8.1), модуль  $E$  имеет размерность напряжений МПа, Н/см<sup>2</sup>.

Подставляя вместо  $\sigma$  и  $\varepsilon$  их значения, формулу (8.1) можно представить в виде:

$$\Delta l = \frac{F \cdot l}{E \cdot A} , \quad (8.2)$$

где  $\Delta l$  – абсолютное удлинение стержня;  $F$  – нагрузка, приложенная к концам стержня;  $l$  – первоначальная длина стержня;  $A$  – площадь поперечного сечения стержня.

Выражение (8.2) является, по существу, второй формой записи закона Гука и читается так: абсолютное удлинение стержня обратно пропорционально жесткости стержня ( $E \cdot A$ ).

Модуль продольной упругости непосредственно замерами определить невозможно. Его вычисляют по формуле (8.2), определяя из опыта на растяжение величину  $\Delta l$  для разных значений нагрузки  $F$ .

Определив на основании опытных данных абсолютные удлинения стержня  $\Delta l_i$  при равных значениях сил  $F_i$ , приложенных к свободным концам стержня, модуль продольной упругости для каждой ступени нагружения будет равен:

$$E_i = \frac{F_i \cdot l}{A \cdot \Delta l_i} \quad (8.3)$$

Модуль продольной упругости является важнейшей физической характеристикой материала и используется в расчетах на жесткость и устойчивость. Для металлов  $E = (0,8...2,1) 10^5$  МПа.

### Описание установки

Работа выполняется на универсальной разрывной машине. Схема машины и принцип действия ее приведены в указаниях к лабораторной работе №7. В захватах машины закрепляется образец круглого поперечного сечения (рисунок 8.1). Для определения абсолютных удлинений  $\Delta l$  на участке  $l_0$  образца используется рычажный тензометр Гугенбергера с базой  $l$  и ценой деления равной 0,001 мм. Тогда  $\Delta l = n \times 0,001$  мм, где  $n$  – число делений по шкале прибора.

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Механические свойства материалов» по литературе [6, 10] и конспекту лекций.
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.
3. Подготовить рисунки и таблицу для записи результатов опыта.
4. Ответить на контрольные вопросы.

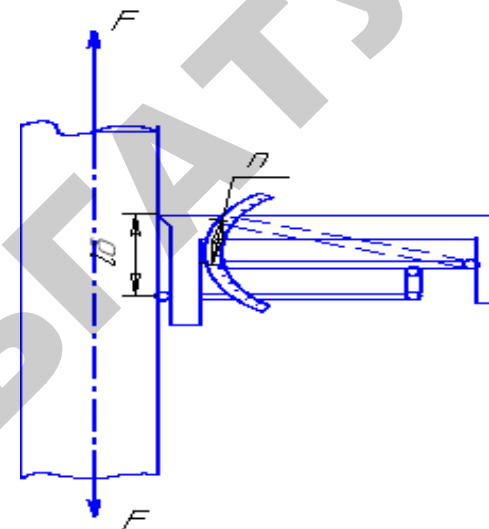


Рисунок 8.1. Закрепление образца круглого поперечного сечения

### Порядок проведения работы

1. Замерить с точностью до 0,02 мм диаметр  $d$  образца, установленного в разрывную машину, и проверить расчетную базу тензометра  $l_0$ .
2. Включить машину и дать предварительную нагрузку  $F_0 = 5000$  Н.
3. Снять показания по шкале рычажного тензометра и записать в таблицу 8.1.
4. Нагрузить образец ступенями через 5000 Н до нагрузки 25000 Н. На каждой ступени записать показания тензометра в таблицу 8.1.
5. После окончания опыта образец разгрузить и машину отключить от сети.

### Обработка опытных данных

1. Определить для каждой ступени приращения нагрузки  $\Delta F$  и приращения показаний  $\Delta n$  по шкале тензометра, приняв за начало отсчета предварительную нагрузку  $F_0 = 5000$  Н.

$$\Delta F = F_i - F_0; \quad (8.4)$$

$$\Delta n = n_i - n_0, \quad (8.5)$$

где  $n_0$  – отсчет по шкале тензометра при нагрузке  $F_0$ .

Полученные данные записать в таблицу 8.1.

Таблица 8.1 – Определение модуля продольной упругости

Нагрузка $F$ , Н	5000	10000	15000	20000	25000
Отсчеты по тензометру, $n_i$					
$\Delta F = F_i - F_0$ , Н	-	5000	10000	15000	20000
$\Delta n = n_i - n_0$ , мм					
Абсолютное удлинение, $\Delta l = \Delta n_i \times 10^{-3}$ , мм					
$E = \frac{\Delta F_i \cdot l}{A \cdot \Delta l}$ , МПа					

2. Определить первоначальную площадь поперечного сечения образца:

$$A = \frac{\pi d^2}{4}. \quad (8.6)$$

3. Вычислить значение абсолютного удлинения  $\Delta l$  и записать в таблице 8.1.

4. Построить график  $F = f(\Delta l)$  и убедиться в справедливости закона Гука для данного образца.

5. Вычислить по формуле (8.3) значения модуля продольной упругости для каждой ступени нагружения и найти его среднее значение:

$$E_{\text{ср}}^{\text{он}} = \frac{\sum E_i}{m}, \quad (8.7)$$

где  $m$  – число опытов.

### Контрольные вопросы

1. В какой зоне диаграммы растяжения проводится опыт по определению модуля продольной упругости?
2. Как формулируется закон Гука?
3. Для каких материалов закон Гука соблюдается с большой степенью точности?
4. Для каких материалов закон Гука является приближенным?

## Лабораторная работа №9

### 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:

$$\tau = \gamma G, \quad (9.1)$$

где  $\gamma$  — угол сдвига.

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

В формуле (9.1) коэффициент пропорциональности  $G$  называется модулем сдвига. Модуль сдвига является физической постоянной материала, характеризующей его способность сопротивляться упругим деформациям при сдвиге. Из выражения (9.1) следует, что модуль сдвига  $G$  имеет размерность напряжений Н/см<sup>2</sup>, МПа, так как угол сдвига — величина безразмерная.

Модуль сдвига связан с модулем продольной упругости  $E$  и коэффициентом Пуассона  $\mu$  зависимостью:

$$G = \frac{E}{2(1 + \mu)}, \quad (9.2)$$

где  $\mu$  — коэффициент Пуассона.

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

$$\varphi = \frac{Tl}{GI_p}, \quad (9.3)$$

где  $\varphi$  — угол закручивания или угол поворота одного сечения относительно другого (рад);  $l$  — расстояние между сечениями;  $T$  — крутящий момент;  $I_p$  — полярный момент инерции для круглого поперечного сечения.

При постоянных длине  $l$  и диаметре  $d$  образца модуль сдвига, согласно (9.3), будет определяться только крутящим моментом  $T$  и углом закручивания  $\varphi$ .

$$G = \frac{Tl}{\varphi l_3} \quad (9.4)$$

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

Формула (9.3) справедлива только в области упругих деформаций, когда максимальные напряжения в поперечных сечениях стержня не превышают предела пропорциональности, т. е.  $\tau_{\max} \leq \tau_n$ .

### Описание установки

Лабораторная установка (рисунок 9.1) имеет две опоры 1 и 2. Опора 1 — неподвижная, опора 2 представляет подшипниковый узел, на консольном валу которого установлен шкив 3. К шкиву с помощью гибкой нити присоединяется гиревой подвес для установки грузов 4, создающих скручивающий момент. Образец 5 закрепляется в опорах 1 и 2. Угол закручивания определяется между двумя сечениями образца, расположенными на расстоянии  $a$ . Определение угла закручивания  $\varphi$  производится по величине прогиба  $f$  измерительной пластинки 6 по формуле:

$$\operatorname{tg} \approx \varphi = \frac{f}{a}, \quad (9.5)$$

где  $a$  — плечо, равное 20 см.

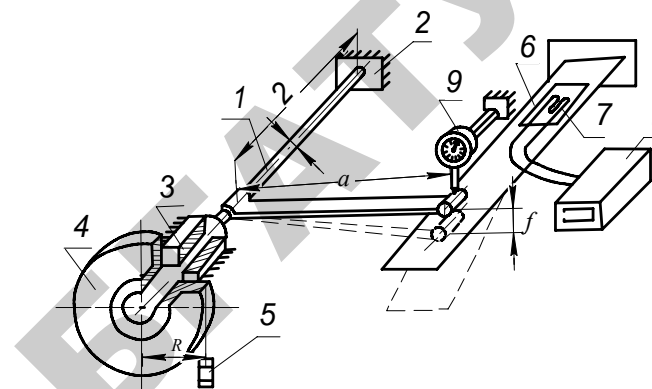


Рисунок 9.1. Схема лабораторной установки

Для определения прогиба  $f$  на измерительной пластинке 6 наклеен тензорезистор 7, тензосигнал с которого регистрируется измерительной тензометрической системой СИИТ-3 (8). При тарировке прибора замер прогиба  $f$  осуществляется индикатором 9 часового типа с ценой деления 0,01 мм.

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Кручение» по литературе [6, 10] и конспекту лекций.
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.
3. Подготовить рисунки, таблицы для записи результатов опыта.
4. Ответить на контрольные вопросы.

### Порядок проведения работы

1. Ознакомиться с установкой, схемой наклейки тензорезисторов, соединением их с прибором СИИТ-3.
2. Измерить диаметр образца с точностью 0,02 мм, диаметр шкива 3 с точностью 0,01 мм, расстояние между исследуемыми сечениями с точностью 0,1 мм.
3. Включить тензометрическую измерительную систему СИИТ-3, записать номер канала, отведенного для работы, с помощью кнопок управления вывести канал на правое табло.

4. Создать предварительный скручивающий момент, приложив к шкиву нагрузку 10 Н. Нажать кнопки «Начало» и «Пуск» на приборе и записать начальное показание. Установить стрелку индикатора  $\delta$  на нулевое деление шкалы.

5. Производить последующие нагружения образца, прикладывая к шкиву нагрузку ступенями через 10 Н до 50 Н. На каждой ступени записать показания прибора и показания индикатора. Данные опытов занести в таблицу 9.1.

6. После окончания опытов прибор отключить от сети, образец разгрузить, сняв грузы с гиревого подвеса.

Таблица 9.1 – Показания приборов в зависимости от нагружения образца

Нагрузка $F_i$ , Н									
Показания тензорезистора $n_i$									
Показания индикатора $f_i$ , мм									

### Обработка опытных данных

1. Перенести опытные данные из таблицы 9.1 в таблицы 9.2 и 9.3. В соответствующие строчки таблиц вписываются значения величин, полученных в результате вычитания показаний при нагрузке  $F_0 = 10$  Н (показание при  $F_0 = 10$  Н принимается за начало отсчета) из показаний при последующих нагрузках:

$$F = F_i - F_0; \quad n = n_i - n_0. \quad (9.6)$$

2. Вычислить по прогибу  $f_i$ , замеренному индикатором, угол закручивания ( $\varphi_i$ ) образца для каждой ступени нагрузки, используя формулу (9.5).

3. Построить график изменения угла закручивания  $\varphi$  в зависимости от показания тензорезистора  $n$ . По оси ординат откладываются величины угла  $\langle \varphi \rangle$ , по оси абсцисс – значения  $n$ . График должен достаточно точно изображаться прямой линией.

$$\varphi = \varphi^0 n, \quad (9.7)$$

где  $\varphi^0$  — тарировочный коэффициент прибора по углу закручивания.

4. Вычислить тарировочный коэффициент  $\varphi_i^0$  для каждой ступени:

$$\varphi_i^0 = \frac{\varphi_i}{n}. \quad (9.8)$$

5. Определить тарировочный коэффициент прибора как среднее значение:

$$\varphi^0 = \frac{\sum_{i=1}^m \varphi_i^0}{m}, \quad (9.9)$$

где  $m$  — число опытов (ступеней).

Таблица 9.2 – Тарировка СИИТ-3 в единицах угла поворота сечения

Показания тензорезистора						
Показания индикатора $f_i$ , мм						
$\varphi_i = \frac{f_i}{a}$ , рад						
$\varphi_{i0}$ , рад						

6. Вычислить, используя  $\varphi^0$  по формуле (9.7), величину угла закручивания для каждого опыта, и построить тарировочный график. Данные записать в таблицу 9.3.

7. Вычислить крутящий момент ( $T$ ) для каждой ступени нагрузки:

$$T_i = R F_i, \quad (9.10)$$

где  $R$  — радиус шкива.

8. Построить график  $T = f(\varphi_p)$  и убедиться в его линейности.

9. Вычислить по формуле (9.4) значения модуля сдвига для каждой ступени нагружения и найти его среднее значение:

$$G_{0n} = \frac{\sum_{i=1}^m G_i}{m}, \quad (9.11)$$

где  $m$  — число опытов (ступеней).

10. Определить доверительный интервал величины  $G_{0n}$  для доверительной вероятности 0,95 и записать достоверное значение модуля сдвига

$$G = G_{0n} \pm t \frac{S}{\sqrt{m}}, \quad (9.12)$$

где  $t$  — критерий Стьюдента;  $S$  — среднее квадратическое отклонение измерений.

Таблица 9.3 – Вычисление модуля сдвига стали

Нагрузка $F$ , Н	0	10	20	30	40	50	Результат
$\varphi$ , рад							
$T_i$ , Н·см							
$G_i$ , Н/см							$G_{0n} =$
$\Delta G_i = G_{0n} - G_i$							
$(\Delta G_i)^2 = (G_{0n} - G_i)^2$							
$S = \frac{\sqrt{\sum G_i^2}}{m - 1}$							

### Контрольные вопросы

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

### Темы для УИРС

1. Построить и сравнить диаграммы  $T - \varphi$  для круглых образцов из чугуна, дерева и стали.
2. Определение влияния «наклепа» на модуль сдвига стали.

## Лабораторная работа №10

### Исследование явления потери устойчивости сжатых стержней

**Цель работы:** определить критическую силу и коэффициент приведения длины стержня большой гибкости при различных способах закрепления концов.

### Теоретическое обоснование

Под устойчивостью понимается способность упругой системы сохранять под нагрузкой свою первоначальную форму равновесия. Если система этой способностью не обладает, то она называется неустойчивой, а ее состояние является неустойчивым. Например, если шарик находится на дне лунки (рисунок 10.1, а), то его состояние устойчивое, а если шарик располагается на вершине выпуклости (рисунок 10.1, б), то его состояние неустойчивое.



Рисунок 10.1. Устойчивое и неустойчивое состояния системы

В реальных условиях эксплуатации конструкции всегда существуют какие-либо причины, из-за которых может произойти отклонение, пускай даже самое незначительное, от исходного состояния равновесия. Следовательно, в неустойчивой системе всегда реализуется возможность перехода в новое состояние равновесия, т. е. происходит потеря устойчивости, что в подавляющем большинстве случаев сопровождается значительными перемещениями, возникновением пластических деформаций или полным разрушением. Явление потери устойчивости для упругих тел можно наблюдать на целом ряде примеров. Наиболее простыми и распространенными случаями являются потеря устойчивости при центральном сжатии длинных (по сравнению с поперечными размерами) стержней, тонкостенных труб, прокатных профилей и т. д.

Проследим явление потери устойчивости стержня центрально приложенной сжимающей силой  $F$ , которая постепенно возрастает (рисунок 10.2, а). Пока сила  $F$  мала, стержень, выведенный из равновесия какой-либо незначительной кратковременно действующей силой  $Q$  (рисунок 10.2, б), совершив возможно несколько колебаний (рисунок 10.2, в) вернется в исходное прямолинейное состояние. По мере роста силы  $F$  стержень будет медленнее и медленнее возвращаться в исходное состояние. И, наконец, при некотором значении силы  $F$  стержень, выведенный из равновесия силой  $Q$ , останется в искривленном состоянии (рисунок 10.2, г). Значит, произошла потеря устойчивости. Наименьшая сжимающая сила, при которой прямолинейная форма равновесия стержня становится неустойчивой, называется критической силой и обозначается  $F_k$ .

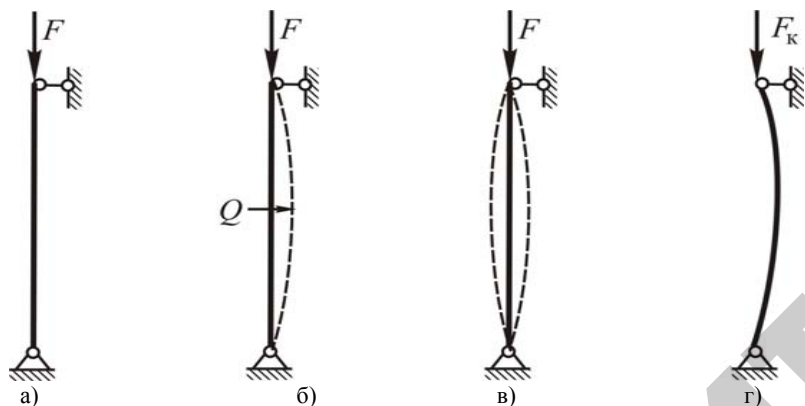


Рисунок 10.2. Нагружение и потеря устойчивости сжатого стержня

Потеря устойчивости прямолинейной формы равновесия стержня под действием осевой сжимающей нагрузки называется продольным изгибом. В этом случае в сечениях стержня наряду с продольной силой действует и изгибающий момент, интенсивно возрастающий при увеличении нагрузки сверх критической. Изгибающий момент вызывает резкое увеличение напряжений и часто является причиной разрушения конструкции.

Впервые задачу о равновесии стержня, сжатого центральными силами, поставил и решил Леонард Эйлер в середине XVIII века.

Формула Эйлера для определения критической силы сжатого стержня имеет вид:

$$F_k = \frac{\pi^2 E I_{\min}}{(\mu l)^2}, \quad (10.1)$$

где  $I_{\min}$  — минимальный момент инерции поперечного сечения стержня;  $l$  — длина стержня;  $\mu$  — коэффициент приведения длины, величина которого зависит от способов закрепления концов стержня.

Коэффициент приведения длины показывает, во сколько раз необходимо изменить длину шарнирно закрепленного и сжатого центрального стержня по концам, чтобы его критическая сила была равна критической силе стержня длиной  $l$  при заданном способе закрепления и нагружения. Для наиболее часто встречающихся на практике случаев закрепления и нагружения стержня коэффициент  $\mu$  имеет следующие значения, представленные на рисунке 10.3.

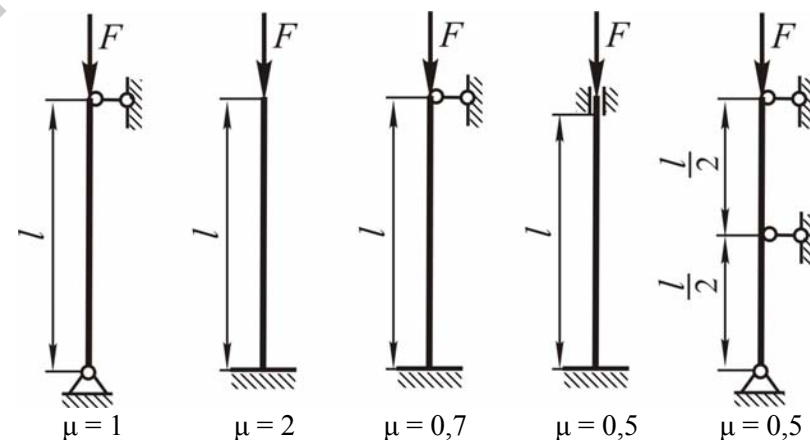


Рисунок 10.3. Значения коэффициента приведения длины стержня

Напряжения, возникающие в поперечном сечении стержня при  $F = F_k$ , называются критическими и определяются по формуле:

$$\sigma_k = \frac{F_k}{A} = \frac{\pi^2 E I_{\min}}{(\mu l)^2 A} = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2}, \quad (10.2)$$

где  $A$  — площадь поперечного сечения стержня;  $E$  — модуль продольной упругости материала стержня;  $\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}}$  — гибкость стержня;  $i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A}}$  — минимальный радиус инерции сечения.

Формула Эйлера применима, когда критические напряжения в стержне  $\sigma_k$  не превышают предела пропорциональности  $\sigma_{\text{п}}$ , т. е.

$$\sigma_k = \frac{\pi^2 E}{\lambda^2} \leq \sigma_{\text{п}}. \quad (10.3)$$

Наименьшая гибкость стержня, при которой еще применима формула Эйлера, называется предельной гибкостью и определяется по формуле:

$$\lambda_{\text{пред}} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\sigma_{\text{п}}}}. \quad (10.4)$$

Тогда формула Эйлера применима к расчету стержней, для которых гибкость больше или равна предельной гибкости. Такие стержни называются стержнями большой гибкости.

Стержни, для которых  $\lambda_{\text{пред}} > \lambda \geq \lambda_0$  относятся к стержням средней гибкости ( $\lambda_0$  — значение гибкости, при котором критические напряжения у стержней из пластичных материалов достигают предела текучести, из хрупких материалов — предела прочности). Расчет стержней средней гибкости ведется с использованием формулы Ясинского

$$\sigma_k = a - b\lambda, \quad (10.5)$$

где  $a, b$  — опытные коэффициенты, зависящие от свойств материала и имеющие размерность напряжения.

Стержни, для которых  $\lambda < \lambda_0$  относятся к стержням малой гибкости. Расчет таких стержней ведется на прочность, поскольку в этом случае потеря устойчивости практически не происходит.

На величину критической силы сжатого стержня существенное влияние оказывает коэффициент приведения длины. Для его определения опытным путем можно использовать экспериментальные значения критической силы для стержня при различных способах

закрепления концов. Пускай критические силы для одного и того же стержня большой гибкости с шарнирно закрепленными концами  $F_{k0}$  и с другими способами закрепления концов  $F_{ki}$  определяются соответственно по формулам:

$$F_{k0} = \frac{\pi^2 E I_{\min}}{(\mu_0 l)^2}; \quad (10.6)$$

$$F_{ki} = \frac{\pi^2 E I_{\min}}{(\mu_i l)^2}. \quad (10.7)$$

Разделив (10.6) на (10.7) получим:

$$\frac{F_{k0}}{F_{ki}} = \frac{\mu_i^2}{\mu_0^2}. \quad (10.8)$$

Подставляя в формулу (10.8)  $\mu_0 = 1$ , получим формулу для определения коэффициента приведения длины стержня большой гибкости при других способах закрепления концов:

$$\mu_i = \sqrt{\frac{F_{k0}}{F_{ki}}}. \quad (10.9)$$

### Описание установки

Лабораторная установка представляет собой жесткую раму 1, которая монтируется на подвижной траверсе 2 разрывной машины Р-0,5 (рисунок 10.4). В нижней поперечине 3 рамы закреплена направляющая, в которой вертикально перемещается шток. Один конец штока посредством тяги 4 связан с силоизмерительным устройством разрывной машины. На другом конце штока установлена нижняя опора 5 исследуемого стержня 6 прямоугольного поперечного сечения. Верхняя опора 7 исследуемого стержня закреплена на верхней поперечине 8 рамы. Опоры 5 и 7 стержня, в которых затягиваются или отпускаются стопорные винты 9, могут быть шарнирными или жесткими. На раме в средней части стержня посредством кронштейнов установлены индикаторы часового типа 10, измеряющие прогиб стержня.



### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Продольный изгиб прямых стержней» по литературе [6] и конспекту лекций.
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.
3. Подготовить таблицы, схемы и расчетные формулы.
4. Ответить на контрольные вопросы.

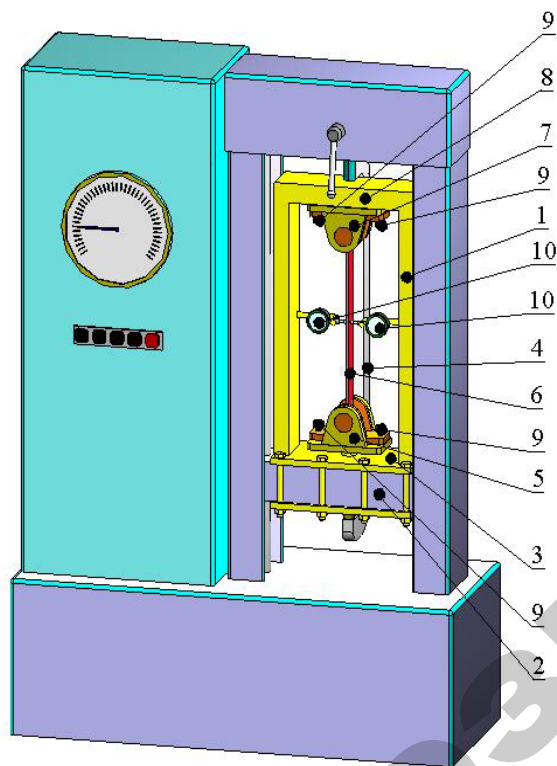


Рисунок 10.4. Лабораторная установка для исследования явления потери устойчивости сжатых стержней

### Порядок проведения работы

1. Замерить длину стержня с точностью до 1 мм и размеры поперечного сечения с точностью до 0,1 мм.

2. Обеспечить шарнирное закрепление стержня по концам. Для этого отпускаются стопорные винты в верхней и нижней опорах стержня.

3. Закрепить индикаторы в кронштейнах, обеспечивая предварительный натяг, чтобы они могли измерять прогиб стержня в любую сторону. Стрелки индикаторов установить на ноль.

4. Медленно нагружать стержень возрастающей силой (скорость перемещения подвижной траверсы разрывной машины 1,0...1,5 мм/мин) до отклонения стрелок индикаторов на 0,10...0,15 мм. Убедиться, что стержень потерял устойчивость и достигнута критическая сила. Отклонить стержень легким нажатием руки посередине его пролета в другую сторону от вертикали и убрать руку. Если после снятия этого воздействия стержень не возвращается в исходное положение, то это значит, что потеряна устойчивость и достигнута критическая сила. Значение критической силы, определяемое по шкале разрывной машины, записать в таблицу 10.1. Если после снятия воздействия стержень возвращается в исходное положение, то его устойчивость не потеряна и требуется увеличить нагрузку.

5. Загрузить стержень. Повторить опыт (пункт 4) еще хотя бы два раза.

6. Загрузить стержень. Создать, затягивая стопорные винты, другую схему закрепления концов стержня, представленную в таблице 10.1. Определить критическую силу сжатого стержня, выполнив пункты 4, 5.

### Обработка опытных данных




1. Вычислить по формуле (10.1) для каждого способа закрепления концов стержня теоретические значения критических сил (предварительно убедиться, что формула Эйлера применима) и занести их в таблицу 10.1.

2. Вычислить для каждого способа закрепления концов стержня экспериментальные значения критических сил как средние арифметические значения из трех опытов и занести их в таблицу 10.1.

3. Определить по формуле (10.9), используя экспериментальные значения критических сил, экспериментальные значения коэффициентов приведения длины для каждого способа закрепления концов стержня, найти их средние значения и занести их в таблицу 10.1.

4. Сравнить экспериментальные значения критических сил, коэффициентов приведения длины стержня с их теоретическими значениями и оценить расхождения.

Таблица 10.1 — Критическая сила и коэффициент приведения длины стержня

Способ закрепления концов стержня	Схема стержня	Критическая сила $F_k$ , Н		Коэффициент приведения длины $\mu$	
		Теоретич.	Экспримент.	Теоретич.	Экспримент.
Оба конца шарнирно закреплены				1	
		Среднее			Среднее
Один конец жестко зашпемлен, другой — шарнирно зашпемлен				0,7	
		Среднее			Среднее
Оба конца зашпемлены				0,5	
		Среднее			Среднее

### Контрольные вопросы

1. В чем заключается сущность явления потери устойчивости сжатого стержня?
2. Что называется критической силой и критическим напряжением?
3. Что такое гибкость стержня?
4. Что такое предельная гибкость стержня?

5. Какие стержни относятся к стержням большой, средней и малой гибкости?

6. Какой вид имеет формула Эйлера для определения критической силы сжатого стержня?

7. Каковы пределы применимости формулы Эйлера?

8. Запишите формулу Ясинского.

9. Что представляет собой коэффициент приведения длины и чему он равен для различных способов закрепления концов сжатого стержня?

10. Как влияет способ закрепления концов сжатого стержня на величину критической силы?

11. Как экспериментально определяется коэффициент приведения длины сжатого стержня большой гибкости?

## Лабораторная работа №11

### Определение динамического коэффициента, напряжений и перемещений при вертикальном изгибающем ударе

**Цель работы:** определить экспериментально и теоретически значения динамического коэффициента, напряжений и перемещений, возникающих в консольной балке при вертикальном изгибающем ударе.

#### Теоретическое обоснование

Ударной называется нагрузка, при которой происходит резкое изменение скоростей соприкоснувшихся тел за очень малый промежуток времени. При ударе происходит быстрое превращение кинетической энергии ударяющего груза в потенциальную энергию ударяемого тела. Ударная нагрузка относится к динамическому виду нагружения. Вызываемые в этом случае напряжения, перемещения в конструкции называются динамическими. Напряжения и перемещения в конструкции при действии ударной нагрузки находятся по формулам:

$$\sigma_d = \sigma_{ст} K_d; \quad (11.1)$$

$$\Delta_d = \Delta_{ст} K_d, \quad (11.2)$$

где  $\sigma_{ст}$ ,  $\Delta_{ст}$  — напряжение и перемещение в конструкции при статическом действии силы тяжести ударяющего груза;  $K_d$  — динамический коэффициент, показывающий во сколько раз перемещение при ударной нагрузке больше перемещения при статическом приложении нагрузки.

Динамический коэффициент при вертикальном ударе с учетом массы ударяемой конструкции определяется из выражения:

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\Delta_{ст} \left(1 + \eta \frac{Q}{F}\right)}}, \quad (11.3)$$

где  $H$  — высота падения груза;  $\Delta_{ст}$  — перемещение в конструкции в месте удара по направлению удара, вызванное статическим действием силы тяжести ударяющего груза;  $\eta$  — коэффициент приведения массы конструкции к точке удара;  $Q$  — вес ударяемой конструкции.

Коэффициент приведения массы для консольной балки постоянного поперечного сечения (рисунок 11.1) можно определить по формуле:

$$\eta = \frac{1}{l} \int_0^l \left( \frac{\Delta_{ст x}}{\Delta_{ст}} \right)^2 dx, \quad (11.4)$$

где  $\Delta_{ст x}$  — перемещение (прогиб) балки в сечении  $x$  при статическом приложении  $F$ .

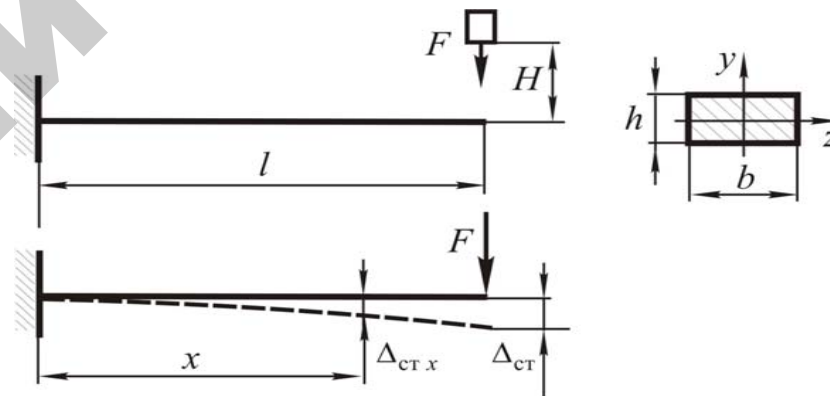


Рисунок 11.1. Консольная балка

Используя метод начальных параметров, находим перемещения для балки на рисунке 11.1.

$$\Delta_{ст x} = \frac{F x^2}{2 E I_z} \left( \frac{x}{3} - l \right); \quad (11.5)$$

$$\Delta_{ст} = \frac{F l^3}{3 E I_z}, \quad (11.6)$$

где  $E I_z$  — жесткость поперечного сечения балки при изгибе.

Подставляя (11.5), (11.6) в (11.4) и интегрируя, получаем:

$$\eta = \frac{1}{l} \int_0^l \left( \frac{3x^2 + \left(l - \frac{x}{3}\right)^2}{2l^3} \right) dx = \frac{33}{140}. \quad (11.7)$$

Заменяя в формуле (11.3)  $\eta$  его значением и  $\Delta_{ст}$  выражением (11.6) получаем формулу для вычисления динамического коэффициента при вертикальном ударе на консольно закрепленную балку, показанную на рисунке 11.1:

$$K_d = 1 + \sqrt{1 + \frac{2H}{\frac{Fl^3}{3EI_z} \left(1 + \frac{33}{140} \frac{Q}{F}\right)}}. \quad (11.8)$$

Опытная величина динамического коэффициента  $K_{д оп}$  находится, используя опытные значения динамического  $\Delta_{д оп}$  и статического  $\Delta_{ст оп}$  перемещений по формуле:

$$K_{д оп} = \frac{\Delta_{д оп}}{\Delta_{ст оп}}. \quad (11.9)$$

Определение  $\Delta_{д оп}$  и  $\Delta_{ст оп}$  производится с использованием метода электротензометрирования.

### Описание установки

Лабораторная установка (рисунок 11.2) состоит из станины 1, на которой жестко закреплены опора 2 и кронштейн 3. На опоре консольно закреплена балка 4 прямоугольного поперечного сечения. На балке сверху и снизу вдоль оси на расстоянии  $l_1 = (0,8...0,9)l$  наклеены тензорезисторы 5. В верхней части на кронштейне 3 закреплена обмотка электромагнита 6, в которую при включении входит сердечник 7 (далее груз  $F_{гр}$ ). При проведении тарировки для возможности нагружения балки к ней крепится подвес 8, а для измерения прогиба балки на кронштейн 3 устанавливается стрелочный индикатор 9.

При проведении опытов на свободный конец консольной балки с высоты  $H$  падает груз  $F_{гр}$  (вес груза состоит из веса сердечника). При включении электромагнита груз  $F_{гр}$  поднимается над балкой; при выключении — происходит падение груза. Для регистрации показаний тензорезисторов используется осциллограф, сигнал на который поступает через усилитель. Монтажная схема электрооборудования представлена на рисунке 11.3.

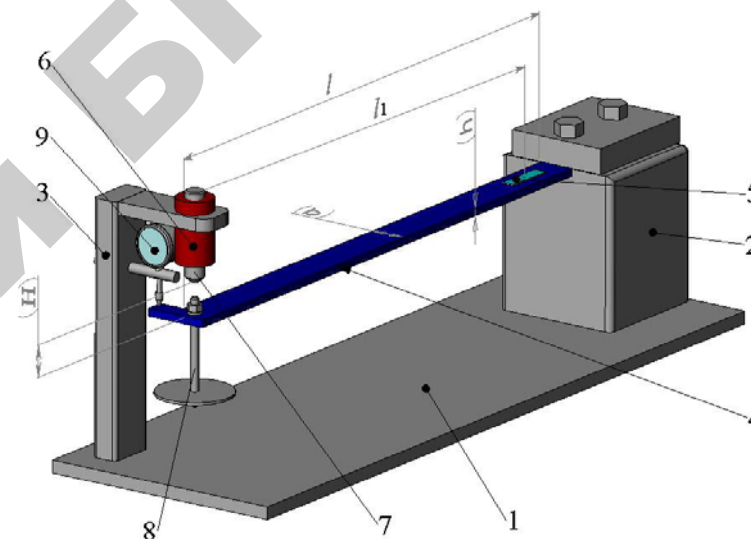


Рисунок 11.2. Лабораторная установка

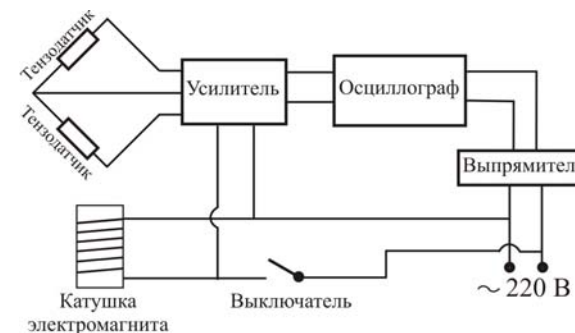


Рисунок 11.3. Электрическая схема подключения оборудования

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Ударная нагрузка» по литературе [6] и конспекту лекций.
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.
3. Подготовить необходимые таблицы, схемы, расчетные формулы по лабораторной работе.
4. Ответить на контрольные вопросы.

### Порядок проведения работы

1. Замерить с точностью до 0,1 мм размеры поперечного сечения ( $b \times h$ ), с точностью до 0,5 мм — длину  $l$  балки, расстояние от точки удара до середины тензорезисторов  $l_1$ , наклеенных на балку.
2. Взвесить с точностью до 1 г вес сердечника ( $F_{гр}$ ).
3. Изучить электрическую схему подключения оборудования, включить питание и произвести настройку приборов.
4. Произвести тарировку измерительной и регистрирующей аппаратуры: установить на кронштейн 3 индикатор часового типа 9 и на балку 4 подвес 8; последовательно прикладывать нагрузку от 10 до 50 Н (ступенями через 10 Н), записывать при этом положение светового луча  $y_i$  на шкале осциллографа и показания индикатора  $f_i$  в таблицу 11.1; снять индикатор часового типа и подвес.

Таблица 11.1 — Опытные данные

Нагрузка $F_i$ , Н	10	20	30	40	50
Положение светового луча $y_i$ , мм					
Показания индикатора $f_i$ , мм					
$b =$ мм; $h =$ мм; $l_1 =$ мм; $l =$ мм					

5. Установить в обмотку электромагнита груз 7.
6. Поднять груз над балкой и записать положение светового луча на шкале осциллографа в таблицу 11.3. Это положение в дальнейшем принимается за начало отсчета  $y_0$ .

7. Приложить статически груз на балку.
8. Записать положение светового луча на шкале осциллографа при статическом приложении груза  $y_{ст}$  в таблицу 11.3.
9. Поднять груз над балкой на высоту  $H$ , включив питание катушки электромагнита.
10. Сбросить груз на балку с высоты  $H$ , выключив питание катушки электромагнита. При этом отметить крайнее положение светового луча на шкале осциллографа  $y_d$  и записать его в таблицу 11.3.
11. Опыты согласно пунктам 6–10 повторить еще два раза.
12. Отключить от сети электроаппаратуру.

### Обработка опытных данных

1. Из полученных опытных величин в таблице 11.1 вычесть начальные показания (показания при нагрузке  $F_0 = 10$  Н) и разности записать в таблицу 11.2.

$$\Delta F_i = F_i - F_0; \quad \Delta y_i = y_i - y_0; \quad \Delta f_i = f_i - f_0.$$

2. Вычислить максимальные нормальные напряжения в поперечном сечении балки, расположенном на расстоянии  $l_1$  от точки удара по формуле:

$$\sigma_i = \frac{6 \Delta F_i l_1}{b h^2}. \quad (11.10)$$

Полученные данные записать в таблицу 11.2.

3. Вычислить значения тарировочных коэффициентов в единицах напряжений и в единицах перемещений для каждой ступени нагружения и занести в таблицу 11.2.

$$\sigma_{0i} = \frac{\sigma_i}{\Delta y_i}; \quad (11.11)$$

$$\Delta_{0i} = \frac{\Delta f_i}{\Delta y_i}. \quad (11.12)$$

Тарировочные коэффициенты измерительной аппаратуры  $\sigma_{0i}$  и  $\Delta_{0i}$  принять как средние значения по всем ступеням нагружения:

$$\sigma_0 = \frac{\sum_{i=1}^n \sigma_{0i}}{n}; \quad \Delta_0 = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta_{0i}}{n}. \quad (11.13)$$

где  $n$  — число ступеней нагружения (по таблице 11.2).

Таблица 11.2 — Тарировочные коэффициенты

Нагрузка $\Delta F_i$ , Н				
Положение светового луча $\Delta y_i$ , мм				
Показания индикатора $\Delta f_i$ , мм				
Максимальные нормальные напряжения $\sigma_i$ , МПа				
Тарировочный коэффициент в единицах напряжений $\sigma_{0i}$ , $\frac{\text{МПа}}{\text{мм}}$				
Тарировочный коэффициент в единицах перемещений $\Delta_{0i}$ , $\frac{\text{мм}}{\text{мм}}$				

4. Определить отклонение светового луча от начала отсчета при нагружении балки грузом  $F_{гр}$ , а также средние значения отклонений и занести в таблицу 11.3.

Таблица 11.3 — Опытные величины при статическом и динамическом нагружении балки

Номер опыта	Положение светового луча на шкале осциллографа, мм			Отклонение светового луча от начала отсчета, мм	
	Без груза $y_0$	Статическая нагрузка $y_{ст i}$	Динамическая (ударная) нагрузка $y_{д i}$	Статическая нагрузка $\Delta y_{ст i} = y_{ст i} - y_0$	Динамическая (ударная) нагрузка $\Delta y_{д i} = y_{д i} - y_0$
1					
2					
3					
				$\Delta y_{ст ср} = \frac{\Delta y_{ст i}}{m}$	$\Delta y_{д ср} = \frac{\Delta y_{д i}}{m}$

Примечание.  $m$  — число опытов.

5. Определить, используя данные таблицы 11.3, опытные значения напряжений, перемещений при статическом и динамическом нагружениях балки по формулам:

$$\sigma_{ст оп} = \sigma_0 \Delta y_{ст ср}; \quad \sigma_{д оп} = \sigma_0 \Delta y_{д ср};$$

$$\Delta_{ст оп} = \Delta_0 \Delta y_{ст ср}; \quad \Delta_{д оп} = \Delta_0 \Delta y_{д ср}.$$

Результаты записать в таблицу 9.4.

6. Вычислить опытное значение динамического коэффициента по формуле (11.9) и теоретическое значение по формуле (11.8). Результаты записать в таблицу 11.4.

Таблица 11.4 — Опытные и теоретические значения напряжений, перемещений и динамических коэффициентов

$\sigma_{ст оп}$ , МПа	$\sigma_{д оп}$ , МПа	$\sigma_{ст т}$ , МПа	$\sigma_{д т}$ , МПа	$\Delta_{ст оп}$ , мм	$\Delta_{д оп}$ , мм	$\Delta_{ст т}$ , мм	$\Delta_{д т}$ , мм	$K_{д оп}$	$K_{д т}$

7. Найти отклонение теоретического значения динамического коэффициента от опытного значения по формуле:

$$\delta_K = \frac{K_{д т} - K_{д оп}}{K_{д т}} \cdot 100\%. \quad (11.16)$$

8. Определить теоретически максимальные нормальные напряжения в поперечном сечении балки, расположенном на расстоянии  $l_1$  от точки удара, при статическом и динамическом нагружениях, соответственно, по формулам:

$$\sigma_{ст т} = \frac{6 F_{гр} l_1}{b h^2}; \quad \sigma_{д т} = \sigma_{ст т} K_{д т}. \quad (11.17)$$

Результаты занести в таблицу 11.4.

9. Определить теоретически величины перемещений поперечного сечения балки, расположенного на расстоянии  $l$  от заделки, при статическом и динамическом нагружениях, соответственно, по формулам:

$$\Delta_{ст\ t} = \frac{F_{гр} l^3}{3EI_z}; \quad \Delta_{д\ t} = \Delta_{ст\ t} K_{д\ t} \quad (11.18)$$

Результаты занести в таблицу 11.4.

10. Сделать выводы о возможных причинах расхождения теоретических и опытных значений полученных нормальных напряжений, перемещений

### Контрольные вопросы

1. Какая нагрузка называется ударной?
2. Как определяются напряжения, перемещения в конструкции при действии динамической нагрузки?
3. В чем заключается сущность динамического коэффициента и как определяется его теоретическое и опытное значения?
4. Что показывает коэффициент приведения массы балки к точке удара и как он определяется?
5. Каким образом можно снизить величину динамического коэффициента при ударной нагрузке?

## РАЗДЕЛ 3

### РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

#### Лабораторная работа №12

#### Изучение конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора и определение параметров зацепления

**Цель работы:** изучение устройства двухступенчатого цилиндрического редуктора; составление кинематической схемы редуктора; анализ конструктивного исполнения отдельных его узлов; ознакомление с основными требованиями, предъявляемыми к его сборке и регулировке; определение параметров зацепления и размеров зубчатых колес, выполнение проверочных расчетов отдельных элементов.

#### Теоретическое обоснование

Редуктором называется механическая передача, установленная в закрытом корпусе и служащая для повышения вращающего момента на ведомом валу за счет снижения угловой скорости. Зубчатые редукторы имеют широкое применение, особенно в подъемно-транспортном, химическом машиностроении, машинах лесной промышленности и т. д. При малых передаточных числах (обычно до  $U = 6,3$ ) применяются одноступенчатые редукторы. Наиболее широко используют двухступенчатые редукторы (до 65 % всех), изготавливаемые с передаточными числами  $U = 8 \dots 40$ . При больших передаточных числах применяются трехступенчатые или планетарные редукторы.

Номинальные передаточные числа зубчатых редукторов стандартизованы ГОСТ 25301–95 (таблица 12.1).

Таблица 12.1 – Номинальные передаточные числа зубчатых редукторов

$U$	Ряд 1	1, 00	1, 25	1, 60	2, 00	2, 50	3, 15	4, 00
	Ряд 2	1, 12	1, 40	1, 80	2, 24	2, 8	3, 55	4, 50
$U$	Ряд 1	5, 00	6, 30	8, 00	10, 00	12, 50	16, 00	20, 00
	Ряд 2	5, 60	7, 10	9, 00	11, 20	14, 00	18, 00	22, 40

Зубчатые редукторы изготавливаются с прямозубыми, косозубыми и шевронными колесами. Прямозубые цилиндрические редукторы предназначены для работы с более низкими окружными скоростями, чем редукторы с косыми и шевронными зубьями. От окружной скорости колес зависит степень точности передачи. Наиболее распространены 6-я, 7-я, 8-я и 9-я степени, которые регламентированы стандартами.

Корпусы редукторов обычно выполняются литыми (из серого чугуна или сплавов алюминия), а тяжело нагруженных редукторов, работающих при ударной нагрузке, – из высокопрочного чугуна или стального литья.

Смазку зацепления редукторов при окружных скоростях до 15 м/с применяют преимущественно картерную. Вместимость ванны в этом случае – 0,35...0,7 л на 1 кВт мощности. Быстроходные зубчатые колеса погружаются в масло на глубину 3...4 модуля, тихоходные колеса допустимо погружать до 1/3 радиуса. При высоких окружных скоростях применяют циркуляционную систему смазки.

Смазка подшипников качения редукторов в большинстве случаев осуществляется разбрызгиванием масла зубчатыми колесами. Подшипники тихоходных редукторов, работающих при окружных скоростях до 2 м/с, смазываются пластичными смазками, а при больших частотах вращения и нагрузках применяют жидкую смазку.

### Описание установки

Объектом лабораторных исследований является двухступенчатый зубчатый редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами (рисунок 12.1).

Редуктор состоит из основания корпуса 7, крышки корпуса 39, ведущего (быстроходного) вала-шестерни 1, промежуточного вала-шестерни 2, выходного (тихоходного) вала 31, зубчатых колес 8 и 24, роликовых конических радиально-упорных 5, 13, 17, 28 и шариковых радиальных подшипников 21, 27; упорных шайб подшипников 4, 9, 16, которые применяются для регулирования радиального зазора в радиально-упорных подшипниках и осевого положения ведущего вала-шестерни 1, и упорных шайб 20, 29 для регулирования осевого положения вала 31, с помощью регулировочных резьбовых пробок 11, 14, 26, которые прижимают упорные шайбы к наружному кольцу подшипников; сквозных крышек подшипников 3 и 19, глухих крышек

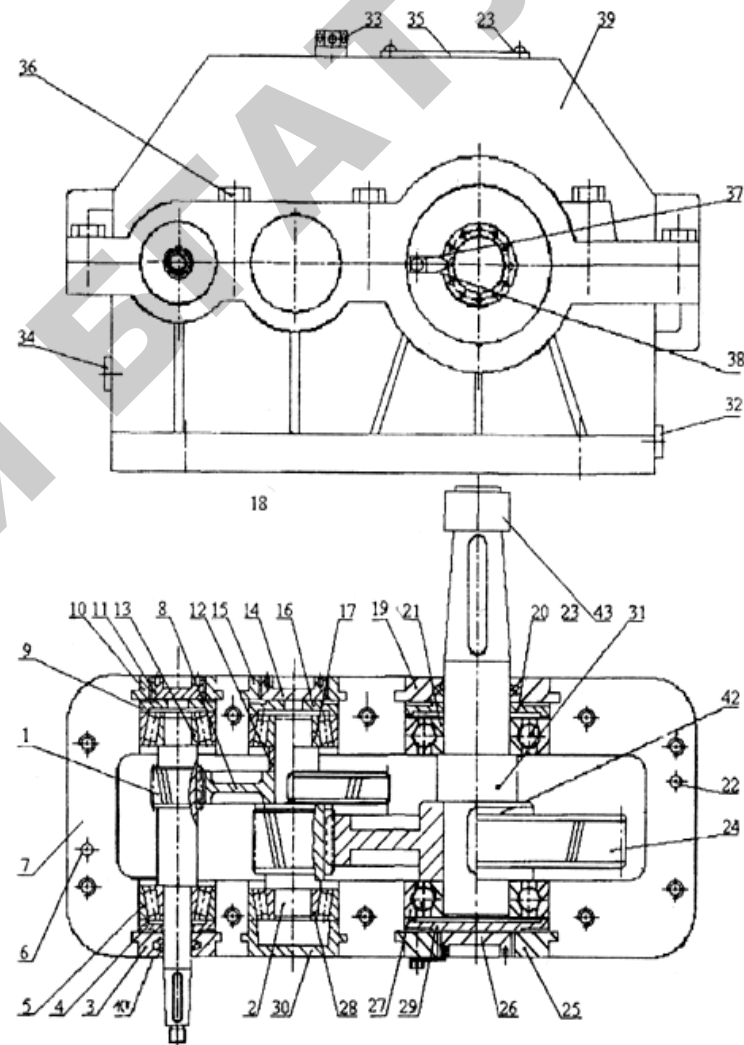


Рисунок 12.1. Двухступенчатый зубчатый цилиндрический редуктор

подшипников 10, 15, 25 и 30; распорной втулки 12 – для предотвращения осевого перемещения колеса 8; установочных штифтов 6 и 22 – для строгого центрирования крышки корпуса 39 относительно



но основания корпуса 7; винтов 36 (10 шт.) с шайбами – для крепления крышки корпуса к его основанию; отдушины 33, таблички технических характеристик редуктора 35, которая крепится винтами 23; резьбовой пробки проверки уровня масла 34 и резьбовой пробки 32 – для слива масла; фиксирующей планки с усиком 37 для стопорения резьбовых регулировочных пробок 11, 14, 26. Винт 38 прижимает фиксирующую планку 4 к крышке подшипника. Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в крышках 3 и 19 установлены уплотнительные войлочные кольца 40 и 41.

На всех валах редуктора для передачи крутящего момента установлены четыре призматические шпонки 42. Крепление деталей, насаживаемых на входной 1 и выходной 31 концы валов, осуществляется с помощью гаек 43.

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Цилиндрические зубчатые передачи» по литературе [3, 7] и конспекту лекций.
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.
3. Подготовить необходимые таблицы, схемы и расчетные формулы, а также инструменты: штангенциркуль с пределом измерения до 250 мм; ключ 17х19 и набор пластинчатых щупов.
4. Ответить на контрольные вопросы.

### Порядок проведения работы

1. Отвернуть винты 36 (рисунок 12. 1), снять крышку редуктора 39.
2. Сделать визуальный осмотр зубчатого зацепления.
3. Установить тип зубчатых передач, направление подъема линии зуба (на рисунке 12. 2, в показано левое).
4. Определить число ступеней редуктора.
5. Вынуть глухие крышки подшипников 10, 15, 25, 30.
6. Замерить межосевые расстояния  $a_{w_1}$  и  $a_{w_2}$ , между осями центральных отверстий, диаметр выходного конца тихоходного вала  $d$ .
7. Данные замеров занести в таблицу 12.1.

Таблица 12.1 – Показатели замеров двухступенчатого цилиндрического редуктора

Параметры и обозначения	1-я ступ.	2-я ступ.
1. Вид зубчатой передачи		
2. Направление подъема линии зуба		
3. Межосевое расстояние $a_w$ , мм		
4. Количество зубьев, шт		
шестерни $Z_1, Z_3$		
колеса $Z_2, Z_4$		
5. Ширина венца зубчатого колеса $b_2$ и $b_4$ , мм		
6. Длина зуба колеса $l_2$ и $l_4$ , мм		
7. Диаметр вершин зубьев $d_a$ , мм		
шестерни $d_{a1}, d_{a2}$		
колеса $d_{a2}, d_{a4}$		
8. Диаметр выходного конца тихоходного вала редуктора $d$ , мм		

8. Вынуть валы 1 и 2 в сборе с зубчатыми колесами и изучить их конструкции.
9. Снять с валов 1, 31 сквозные крышки с уплотнениями 3, 19 и определить тип уплотнений.
10. Составить кинематическую схему редуктора в строгом соответствии с требованиями стандартов и с нумерацией зубчатых колес, начиная от входного вала.

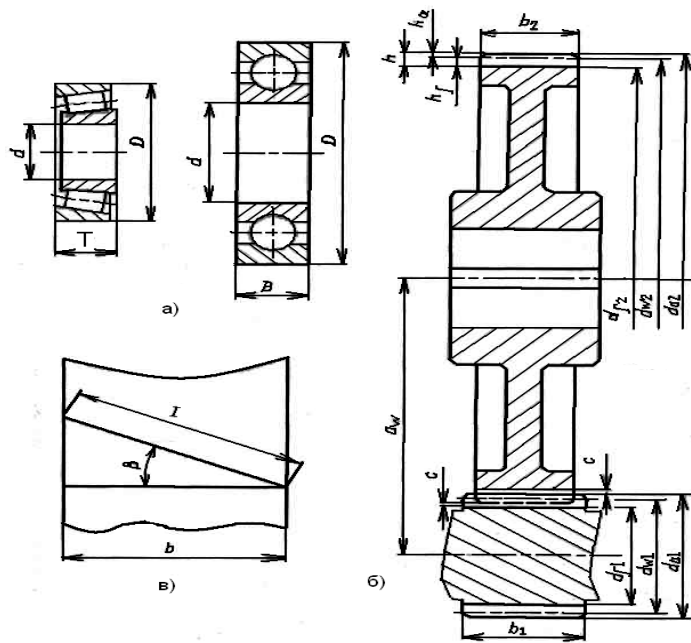


Рисунок 12.2. Параметры подшипников и зубчатого зацепления

### Определение параметров зацепления

1. Параметры зацепления представлены на рисунке 12.2, б.
2. Подсчитать число зубьев колес  $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4$ .
3. Замерить ширину венцов зубчатых колес  $b_2$  и  $b_4$ , и длину зуба  $l_2, l_4$ , а также диаметры окружностей вершин зубьев колес  $d_{a1}, d_{a2}, d_{a3}, d_{a4}$ .
4. Результаты замеров занести в таблицу 12.2.
5. На основании выполненных замеров определить основные параметры зубчатого зацепления. Результаты расчета записать в таблицу 12.4.

Передаточные числа первой  $U_I$  и второй  $U_{II}$  ступеней определим по формулам:

$$U_I = \frac{Z_2}{Z_1} \quad \text{и} \quad U_{II} = \frac{Z_4}{Z_3}, \quad (12.1)$$

Общее передаточное число редуктора будет равно  $U_{\text{общ}} = U_I \cdot U_{II}$

Углы наклона линии зубьев первой  $\beta_I$  и второй  $\beta_{II}$  ступени определим по формулам:

$$\beta_I = \arccos\left(\frac{b_2}{l_2}\right); \quad \beta_{II} = \arccos\left(\frac{b_4}{l_4}\right). \quad (12.2)$$

Окружные модули зубчатых колес: первой  $m_{I1}$  и второй  $m_{III}$  ступеней определим по формулам:

$$m_{I1} = \frac{2a_{w1}}{(Z_1 + Z_2)} \quad \text{и} \quad m_{III} = \frac{2a_{w2}}{(Z_3 + Z_4)}. \quad (12.3)$$

Нормальный модуль первой  $m_{nI}$  и второй  $m_{nIII}$  ступеней рассчитывается по формулам:

$$m_{nI} = m_{I1} \cos(\beta_I) \quad \text{и} \quad m_{nIII} = m_{III} \cos(\beta_{II}). \quad (12.4)$$

Полученные значения модуля необходимо округлить до ближайшего стандартного  $m_{nI}^{\text{ст}}$  и  $m_{nIII}^{\text{ст}}$  (по данным таблицы 12.3).

Определить диаметры делительных окружностей колес по формулам:

$$d_{1,2} = \frac{m_{nI} Z_{1,2}}{\cos \beta_I} \quad \text{и} \quad d_{3,4} = \frac{m_{nIII} Z_{3,4}}{\cos \beta_{II}}. \quad (12.5)$$

**Примечание.** Для некорректированных зубчатых зацеплений  $d_w = d$ , где  $d$  – рассчитанный по формуле (12.5) диаметр делительной окружности.

По рассчитанным диаметрам делительных окружностей уточнить диаметры вершин зубьев  $d_a$  и определить диаметры впадин зубьев  $d_f$  колес по формулам:

$$d_{a1,2} = d_{w1,2} + 2h_{aI} \quad \text{и} \quad d_{a3,4} = d_{w3,4} + 2h_{aIII}; \quad (12.6)$$

$$d_{f1,2} = d_{w1,2} + 2h_{fI} \quad \text{и} \quad d_{f3,4} = d_{w3,4} + 2h_{fIII},$$

где  $h_{aI,II}$  и  $h_{fI,II}$  соответственно высоты головки и ножки зуба на первой и второй ступенях, которые определяются по формулам:

$$h_a = m_n \quad \text{и} \quad h_f = 1,25m_n. \quad (12.7)$$

Таблица 12.3 – Стандартные значения модулей  $m$

Модуль $m$ , мм						
0,3	1,0	(2,75)	4,5	9,0	16,0	30,0
0,4	1,25	3,0	5,0	10,0	18,0	33,0
0,5	1,5	(3,25)	5,5	11,0	20,0	36,0
0,6	1,75	3,5	6,0	12,0	22,0	38,0
0,8	2,25	4,0	7,0	14,0	26,0	45,0
	2,5	(4,25)	8,0	15,0	28,0	50,0

*Примечание.* Значение без скобок следует предпочитать значениям в скобках.

Полная высота зуба  $h$  будет равна суммарной высоте ножки и головки зуба:

$$h = h_f + h_a = 2,25m_n. \quad (12.8)$$

Межосевые расстояния для первой  $a_{wI}$  и второй  $a_{wII}$  ступеней уточним по формулам:

$$a_{wI} = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} \quad \text{и} \quad a_{wII} = \frac{d_{w3} + d_{w4}}{2}. \quad (12.9)$$

Таблица 12.4 – Определение основных параметров зубчатого зацепления

Параметры и обозначения	1-я ступ.	2-я ступ.
1	2	3
1. Передаточное число ступени $U_1$ и $U_2$		
2. Угол наклона линии зуба $\beta$ , град.		
3. Расчетные модули $m$ , мм		
окружной $m_t$		
нормальный $m_n$		
4. Стандартный нормальный модуль $m_n^{cm}$ , мм		
5. Диаметр делительной окружности $d$ , мм		
шестерни $d_1, d_2$		
колеса $d_3, d_4$		
6. Диаметр вершин зубьев $d_a$ , мм		
шестерни $d_{a1}, d_{a3}$		
колеса $d_{a2}, d_{a4}$		
7. Диаметр впадин колеса $d_f$ , мм		
шестерни $d_{f1}, d_{f3}$		
колеса $d_{f2}, d_{f4}$		
8. Коэффициент ширины зуба по межосевому расстоянию $\psi_{ba}$		
9. Коэффициент ширины зуба колеса по диаметру делительной окружности колеса $\psi_{bd}$		
10. Коэффициент ширины зуба колеса модулю $\psi_{bm}$		

Рассчитанные значения необходимо сравнить с замеренными ранее и объяснить расхождение, если оно имеется.

Вычислить коэффициенты ширины венцов колес по межосевому расстоянию для первой  $\psi_{baI}$  и второй  $\psi_{baII}$  ступеней по формуле:

$$\psi_{baI,II} = \frac{b_{2,4}}{a_{w1,2}}. \quad (12.10)$$

Вычислить коэффициенты ширины венцов колес по делительному диаметру для первой  $\psi_{bdI}$  и второй  $\psi_{bdII}$  ступеней по формуле:

$$\psi_{baI,II} = \frac{b_{2,4}}{d_{1,3}}. \quad (12.11)$$

Вычислить коэффициенты ширины венцов колес по модулю для первой  $\psi_{bdI}$  и второй  $\psi_{bdII}$  ступеней по формуле:

$$\psi_{bmI,II} = \frac{b_{2,4}}{n_{n1,2}^{ст}}. \quad (12.12)$$

### Определение основных параметров подшипников

1. Замерить основные параметры всех подшипников (рисунок 12.2, *a*), а именно: внутренний  $d$  и наружный  $D$  диаметры и ширину подшипника  $B$  или  $T$ .
2. По измеренным параметрам в каталоге определить тип подшипника и его грузоподъемность.
3. Результаты занести в таблицу 12.5.

Таблица 12.5 – Определение типа подшипника и его грузоподъемности

Тип подшипника	Размеры подшипника, мм			Номер подшипника по каталогу	Грузоподъемность, кН	
	Диаметр		Ширина $T(B)$		Динамическая	Статическая
	Внутренний $d$	Наружный $D$				

### Сборка редуктора

Сборка редуктора производится в порядке, обратном разборке. После установки валов в сборе с подшипниковыми узлами в основание корпуса необходимо проверить, чтобы венцы сопряженных зубчатых колес (колесо и шестерня) располагались приблизительно симметрично друг другу (рисунок 12.2, *б*). 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 необходимо освободить винт 38, фиксирующий планку с усиком 37, заворачивая и отворачивая специальным ключом резьбовые пробки 11, 14, 26, установить вал в необходимое положение.

Накрыть основание корпуса 7 крышкой 39 и равномерно по всему периметру закрутить все винты динамометрическим ключом с определенным крутящим моментом.

Последней стадией сборки редуктора является регулирование радиального зазора в радиально-упорных конических подшипниках 5, 13, 17, 28, который должен составлять 0,08–0,15 мм. Для этого необходимо на один оборот отвернуть резьбовые пробки 11 и 14. Валы 1 и 2 должны свободно вращаться от руки. С небольшим усилием завернуть 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 1/6 оборота, что будет соответствовать примерно радиальному 0,0–0,15 мм. Застопорить это положение усиком фиксирующей планки 37 и зажать винт 38. В правильно собранном редукторе валы должны свободно проворачиваться при вращении входного вала от руки и не иметь радиальных и осевых люфтов.

### Контрольные вопросы

1. Назначение редуктора.
2. Чем отличаются одно- и двухступенчатые редукторы?
3. Преимущества и недостатки косозубой передачи перед прямой цилиндрической.
4. Сколько модулей у косозубого цилиндрического колеса и какая между ними существует зависимость?
5. Какой модуль у косозубого колеса является стандартным?
6. Почему прочность косозубого колеса больше, чем колеса с прямыми зубьями?
7. Как влияет угол наклона зуба на плавность работы зубчатой передачи?
8. Как смазываются зацепление и подшипник редуктора?
9. Зачем и как регулируют радиальный зазор в подшипниках?

## Лабораторная работа №13

### Изучение конструкции червячного редуктора и определение параметров зацепления

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

#### Теоретическое обоснование

Червячный редуктор применяется в случаях, когда оси ведущего и ведомого валов скрещиваются и необходимо значительно увеличить крутящий момент. Червячная передача – зубчато-винтовая передача, движение в которой осуществляется по принципу винтовой пары. Основные элементы червячной передачи – червяк и червячное колесо. По сравнению с зубчатыми передачами, они обеспечивают плавность и бесшумность работы, высокую кинематическую точность, большие передаточные числа (от 10 до 60, в слабонагруженных механизмах – до 1000), возможность получения самотормозящей передачи.

Передача крутящего момента от червяка к колесу осуществляется посредством трения скольжения, а не трения качения, как в зубчатых передачах, поэтому червячная передача имеет пониженный КПД (таблица 13.1), в результате чего при работе в зацеплении выделяется большое количество тепла. Это приводит к заеданию передачи. Для снижения силы трения применяются дорогие и дефицитные антифрикционные материалы (чаще всего на медной основе), что является недостатком. Для уменьшения температуры иногда следует применять искусственное охлаждение передачи или увеличивать ее до размеров больших, чем необходимо по условиям прочности.

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

Червячные передачи классифицируют по следующим признакам: расположению червяка относительно червячного колеса – с верхним, нижним и боковым (горизонтальным и вертикальным); количеству заходов червяка (одно и многозаходные (2, 4)); форме червяка (цилиндрические и глобоидные); форме поверхности витка червяка (архимедовы, эвольвентные, конволютные); направлению витков (правое и левое).

Таблица 13.1 – Коэффициент полезного действия (КПД) червячных передач

Число заходов червяка $Z_1$	КПД передачи с учетом потерь на трение в подшипниках
1	0,7 – 0,75
2	0,75 – 0,82
4	0,82 – 0,92

**Червяк.** Наибольшее распространение получили червячные передачи с цилиндрическим червяком, имеющим архимедов профиль витка. Червяки изготавливают из углеродистой или легированной стали. Они могут выполняться за одно с валом или насадными. Для увеличения КПД передачи червяки подвергают термической обработке, шлифуют, а иногда и полируют.

**Червячное колесо.** Колеса могут быть изготовлены цельными или составными. В этом случае колесо состоит из чугунного или стального центра и закрепленного на нем бронзового (либо из другого антифрикционного материала) обода (венца). При малых размерах колеса из антифрикционных материалов и чугунные любых размеров изготавливаются цельными.

**Опоры валов червяка и червячного колеса.** Опоры предназначены для удержания вращающейся детали в нужном для правильной работы положении. Обычно их изготавливают с применением подшипников качения (шариковых радиальных, шариковых радиально-упорных или конических роликовых радиально-упорных). Выбор типа подшипников зависит от величины и соотношения осевой и радиальной сил, действующих в зацеплении.

В редукторах внутренние кольца подшипников устанавливают на вал с натягом, и они вращаются вместе с валом, а наружное кольцо ус-

танавливают в корпус по скользящей посадке. Благодаря этому обеспечивается равномерный износ дорожки нагруженного кольца.

**Уплотнение.** Уплотнения устанавливаются в сквозных крышках, через которые выходят концы валов. Они предназначены для предотвращения попадания посторонних частиц в подшипники и зацепление через зазор между крышками подшипников и валом, а также предотвращения вытекания смазки из редуктора. Тип уплотнения выбирается в зависимости от скорости валов и вида смазки.

**Корпус редуктора.** Обычно изготавливают из чугуна. Конструкция должна обеспечить легкую установку в него червяка и вала червячного колеса, а также достаточную прочность и жесткость. Для червячных редукторов с верхним (или нижним) расположением червяка корпус делается разъемным по горизонтальной плоскости, проходящей через ось вала червячного колеса.

### Описание лабораторной установки

Объектом исследования является червячный редуктор с верхним расположением червяка, конструкция которого представлена на рисунке 13.1. Все детали редуктора монтируются в литом чугунном корпусе, состоящем из двух частей: основания корпуса 22 и крышки 16, которые соединяются между собой при помощи болтов 13 с гайками 14. Пружинные шайбы 15 предохраняют болтовое соединение от самораскручивания.

Опорами для вала червяка 17 и червячного колеса 19 служат радиально-упорные роликовые конические однорядные подшипники 18 и 20, установленные «враспор». Между крышками подшипников 2, 4, 8, 11 и корпусом устанавливается набор металлических прокладок 3, 5, 9, 12, служащих для регулирования зазора в подшипниках и осевого положения червячного колеса. Крышки подшипников крепятся к корпусу болтами 1 и 7.

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

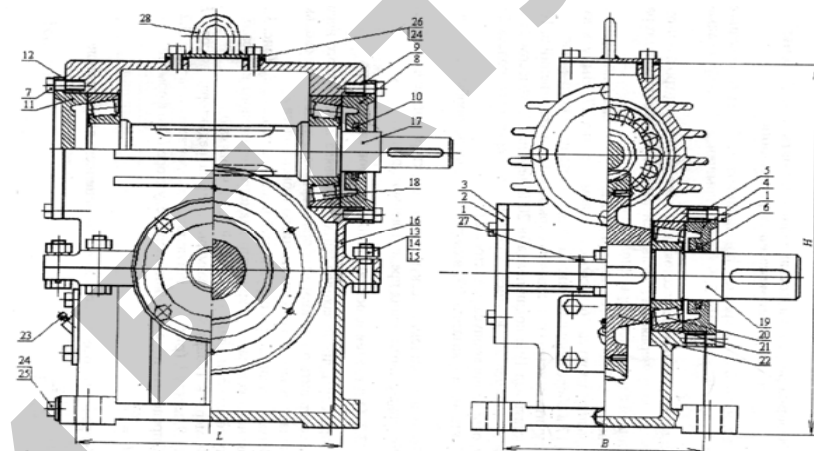


Рисунок 13.1. Червячный редуктор

Взаимное положение основания 22 и крышки 16 корпуса фиксируется двумя штифтами 27.

Для обеспечения жесткости корпус редуктора имеет ребра жесткости. На крышке корпуса отлиты ребра охлаждения, позволяющие снизить температуру нагрева редуктора при работе.

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Червячные передачи» по литературе [3, 1] и конспекту лекций.
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.
3. Подготовить необходимые таблицы, схемы и расчетные формулы, а также инструменты: штангенциркуль с пределом измерения до 250 мм, ключ 17×19 и набор плоских щупов.
4. Ответить на контрольные вопросы.

## Порядок проведения работы

1. Отвернуть болты крышек подшипников 1, 7; снять сквозные крышки 4, 8 с прокладками 5, 9, глухие крышки 2, 11 с прокладками 3, 12.

2. Измерить межосевое расстояние  $a_w$  (мм) между центром отверстия на валу червяка 17 и линией разъема корпуса редуктора, совпадающей с осью вала червячного колеса.

3. Отвернуть болты 13 с гайками 14 и пружинными шайбами 15. Снять крышку корпуса 16 в сборе с валом червяка 17. Вынуть вал червяка 17 в сборе с подшипниками 18 и изучить их конструкцию.

4. Изучить конструкции сквозных крышек 4, 8 и уплотнений 6, 10.

5. Достать вал 19 с подшипниками 20 и червячным колесом 21 из основания корпуса 22. Изучить конструкцию червячного колеса 21, вала 19, основания корпуса редуктора 22.

6. Снять маслоуказатель 23, вывернуть сливную пробку 24 с прокладкой 25.

7. Выполнить кинематическую схему редуктора согласно требованиям.

## Определение основных параметров зацепления

1. Определить число заходов (витков) червяка  $Z_1$ . Для этого необходимо совершить один полный оборот червяка и подсчитать сколько раз начинаются витки. Подсчитать число зубьев колеса  $Z_2$ .

2. Измерить диаметры окружностей выступов червяка  $d_{a1}$  (рисунок 13.2) и червячного колеса  $d_{a2}$ , наружный диаметр червячного колеса  $d_{am2}$ , ширину колеса  $b_2$  и длину нарезанной части червяка  $b_1$ .

3. Измерить габаритные размеры корпуса редуктора: высоту  $H$ , ширину  $B$ , длину  $L$  (рисунок 13.1).

Результаты замеров занести в таблицу 13.2.

4. Определить передаточное число редуктора  $U$  по формуле:

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (13.1)$$

5. Определить осевой модуль  $m$  (мм) зацепления по формуле:

$$m = \frac{d_{a2}}{Z_2 + 2} \quad (13.2)$$

139

Полученное значение модуля  $m$  округлить до ближайшего стандартного (таблица 13.3).

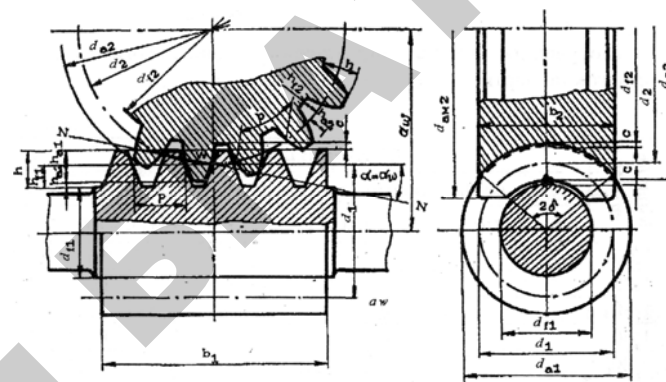


Рисунок 13.2. Геометрические параметры червячного зацепления

Таблица 13.2 – Результаты замеров параметров червячного зацепления

Названия параметров	Значения
1. Межосевое расстояние $a_w$ , мм	
2. Число заходов червяка $Z_1$	
3. Число зубьев червячного колеса $Z_2$	
4. Диаметр окружности выступов $d_a$ , мм	
червяка $d_{a1}$ , мм	
колеса $d_{a2}$ , мм	
5. Наружный диаметр червячного колеса $d_{am2}$ , мм	
6. Длина нарезанной части червяка $b_1$ мм	
7. Ширина колеса $b_2$ , мм	
8. Габаритные размеры корпуса редуктора, мм:	
высота $H$	
ширина $B$	
длина $L$	

Определить делительные диаметры червяка  $d_1$  и колеса  $d_2$  по формулам

$$d_1 = d_{a1} - 2m \quad \text{и} \quad d_2 = mZ_2 \quad (13.3)$$

140

Определить коэффициент относительной толщины червяка  $q$  по формуле:

$$q = \frac{d_1}{m}. \quad (13.4)$$

Полученное значение  $q$  округлить до стандартного (таблица 13.3).

Таблица 13.3 – Определение осевого модуля и относительной толщины червяка

Модуль $m$ , мм	Число заходов червяка $Z_x$							
	При коэффициенте относительной толщины червяка $q$							
	8	(9)	10	(12)	12,5	(14)	16	20
1,00							1	1;2;4
1,25					1;2;4		1;2;4	1;2;4
(1,50)						(1;2;4)	(1)	
1,60			1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
2,00	1;2;4		1;2;4	(1;2;4)	1;2;4		L	1;2;4
2,50	1;2;4		1;2;4	(1;2;4)	1;2;4		1;2;4	i;2;4
(3,00)			(1;2;4)	(1;2;4)				
3,15	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4 1
(3,50)			(1;2;4)	(1)		(1)		
4,00	1;2;4	(1;2;4)	1;2;4	(1)	1;2;4		1;2;4	1;2;4
5,00	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
(6,00)		(1;2;4)	(1;2;4)					
6,30	1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4	1;2;4	1;2;4
(7,00)				(1;2;4)				
8,00	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
10,00	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
(12,00)			(i;2)					
12,50	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	1;2;4
(14,00)	(2)							
16,00	1;2;4		1;2;4		1;2;4		1;2;4	
20,00	1;2;4		1;2;4					

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

Уточнить делительный диаметр червяка  $d_1$  по формуле:

$$d_1 = mq. \quad (13.5)$$

Определить угол подъема винтовой линии червяка  $\gamma$  по формуле:

$$\gamma = \arctg\left(\frac{Z_1}{q}\right). \quad (13.6)$$

Уточнить межосевое расстояние  $a_w$  по формуле:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}. \quad (13.7)$$

Сравнить рассчитанное значение  $a_w$  с ранее измеренным (таблица 13.2), объяснить расхождение, если оно имеется.

Уточнить диаметр вершин: витков червяка  $d_{a1}$  и зубьев червячного колеса  $d_{a2}$  по формулам:

$$d_{a1} = l_i + 2h_a \quad \text{и} \quad d_{a2} = d_2 + 2h_a$$

где  $h_a$  – высота головки зуба, мм,  $h_a = m$ .

Уточнить наружный диаметр червячного колеса  $d_{am2}$  по формуле:

$$d_{am2} = d_{a2} + 2h_a$$

Сравнить рассчитанные значения  $d_{a1}$ ,  $d_{a2}$  и  $d_{am2}$  с ранее измеренными (таблица 13.2).

Диаметр впадин зубьев колеса  $d_{f2}$  определить по формуле:

$$d_{f2} = d_2 - 2h_f$$

где  $h_f$  – высота ножки зуба, мм:

$$h_f = 1,2m.$$

Определить длину нарезной части червяка  $b_1$  и ширину венца червячного колеса  $b_2$  по формулам:

при числе заходов  $Z_1 = 1, Z_2 = 2$ .

$$b_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m + L_k;$$

$$b_2 \leq 0,75d_{a1},$$



при числе заходов  $Z_1 = 4$ .

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09Z_2)m + L_k;$$

$$b_2 \leq 0,67d_{av}$$

где  $L_k$  – технологический припуск, мм, принимаемый по таблице 13.4.

Таблица 13.4 – Определение технологического припуска

Обработка	Модуль	$L_k$ , мм
Не шлифуется	Любой	0
Шлифование	$m < 10$	25
	$10 \leq m \leq 16$	35–40
	$10 < m < 16$	

Результаты расчетов занести в таблицу 13. 5.

Таблица 13.5 – Результаты расчетов червячного зацепления

Параметры	Значения
1	2
1. Число заходов червяка $Z_1$	
2. Число зубьев червячного колеса $Z_2$	
3. Передаточное число $U$	
4. Стандартный модуль $m$ , мм	
5. Коэффициент относительной толщины червяка $q$	
6. Делительный диаметр $d$ , мм	
червяка $d_1$	
колеса $d_2$	
7. Диаметр вершин $d_a$ , мм	
червяка $d_{a1}$	
колеса $d_{a2}$	
8. Диаметр впадин $d_f$ , мм	

Окончание таблицы 13.5

1	2
червяка $d_f$	
колеса $d_f$ .	
9. Наружный диаметр колеса $d_{am2}$ , мм	
10. Межосевое расстояние $a_w$ , мм	
11. Угол подъема винтовой линии червяка $\gamma$ , град	
12. Длина нарезной части червяка $b_1$ , мм	
13. Ширина колеса $b_2$ , мм	

#### Определение основных параметров подшипников

Методика выполнения изложена в лабораторной работе 12 (страница 133).

#### Сборка редуктора

Сборка редуктора производится в порядке, обратном разборке. После установки вала червячного колеса в корпус и крышки корпуса в сборе с червяком, прежде чем затягивать болты 1 и 7, нужно провести регулировку радиального зазора подшипников и пятна контакта в зацеплении.

#### Регулировка радиального зазора подшипников

Регулировка осевого зазора в подшипниках вала червяка осуществляется при помощи прокладок 9 и 12, установленных между корпусом редуктора и торцом крышек подшипников 8 и 11. Выполняется в следующей последовательности.

Крышку 11 устанавливают в корпус с комплектом прокладок и зажимают винты 7 до отказа. Затем крепят вторую крышку 8 без прокладок и равномерно зажимают винты до тех пор, пока вал червяка не сможет вращаться. После этого отпускают винты на четверть оборота. С помощью комплекта щупов измеряют зазор между корпусом редуктора и фланцем крышки подшипника  $\delta_1$ . С учетом того, что величина осевого зазора в подшипниках должна состав-

лять  $\delta_2 = 0,08 \dots 0,15$  мм (для вала диаметром 50 мм), суммарная толщина прокладок должна быть равна  $\delta_1 + \delta_2$ . Снимают крышку подшипника и подбирают набор прокладок этой толщины. Устанавливают крышку с прокладками в корпус и закручивают винты до отказа. Проворачивают вал рукой. Если вал вращается туго, то требуется добавить еще одну тонкую прокладку и проверить индикатором величину полученной осевой игры. Окончательный осевой зазор не должен превышать рекомендуемые границы  $\delta_2$ .

### Регулировка пятна контакта в зацеплении

Сборка червячных передач должна обеспечить правильное зацепление витков червяка с зубьями червячного колеса. Для этого необходимо, чтобы оси червяка 17 и средней плоскости червячного колеса 21 совпадали (рисунок 13.3, а). Проверка положения оси червяка относительно средней плоскости червячного колеса производится с помощью отвеса, шаблонов или отпечатка краски. Краску наносят на винтовую поверхность червяка, после чего его вводят в зацепление с червячным колесом и медленным поворотом червяка получают отпечатки на зубьях указанного колеса, по которым и судят о правильности зацепления: правильное – рисунок 13.3, а; неправильное – рисунок 13.3, б, в.

Регулировка пятна контакта выполняется после регулирования радиального зазора в подшипниках вала червячного колеса.

После установки червячного колеса относительно червяка производят осевую регулировку подшипников вала колеса следующим образом: вставляют крышки 2 и 4 без прокладок в корпус до упора в подшипники и замеряют щупом величины зазоров  $\delta_3$  между крышкой 2 и корпусом и  $\delta_4$  между крышкой 4 и корпусом. К величине полученных зазоров следует прибавить половину необходимого осевого зазора в подшипниках  $\frac{\delta_2}{2}$ , подобрать комплекты прокладок, по толщине равных:

$$\delta^* = \delta_3 + \frac{\delta_2}{2} \quad \text{и} \quad \delta^{**} = \delta_4 + \frac{\delta_2}{2}, \quad (13.8)$$

поставить крышки 2 и 4 с соответствующими прокладками в корпус, зажать болт до отказа. Затем провернуть вал рукой: если вал

вращается туго, то необходимо добавить с каждой стороны по одной тонкой прокладке, после этого следует проверить индикатором величину полученной осевой игры. Окончательный осевой зазор не должен выходить за пределы рекомендованной  $\delta_2$ .

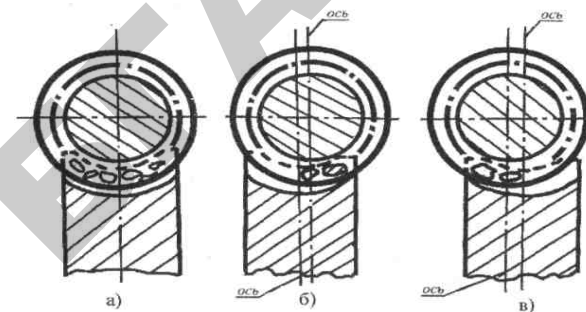


Рисунок 13.3. Расположение пятна контакта

### Тепловой расчет червячной передачи

При работе червячной передачи значительная часть мощности расходуется на преодоление трения в зацеплении, в результате чего происходит нагревание редуктора. Выделяемое тепло отводится в окружающую среду через стенки редуктора. В случае недостаточного отвода тепла редуктор перегревается и выходит из строя. Поэтому необходимо производить тепловой расчет с целью определения температуры масла  $t_M$ , которая не должна превышать допустимой величины  $[t_M] = 60-90$  °С.

Температуру масла определяют по формуле:

$$t_M = \frac{(1 - \eta_{ч.п.})P}{KA} + t_a \leq [t_M], \quad (13.9)$$

где  $\eta_{ч.п.}$  – КПД червячной передачи;  $P$  – мощность на входном валу редуктора, Вт;  $K$  – коэффициент теплопередачи (8–12);  $A$  – площадь поверхности редуктора, м<sup>2</sup>, определяемая по формуле:

$$A = K[2H(B+L) + BL],$$

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

## Контрольные вопросы

1. Какие преимущества и недостатки имеют червячные передачи по сравнению с зубчатыми?
2. В каких случаях целесообразно применение червячной передачи?
3. Чем обусловлено различное расположение червяка относительно червячного колеса?
4. Как определяется передаточное число червячной передачи?
5. Как осуществляется смазка червячного зацепления и подшипников?
6. Зачем необходимо регулировать пятно контакта зацепления?
7. Почему требуется регулирование зазора в подшипниках?
8. Почему венцы червячных колес изготавливаются из антифрикционных материалов?
9. Как связаны диаметры червяка и червячного колеса и модуль зацепления?

## Лабораторная работа №14

### Изучение конструкции и определение долговечности подшипников качения

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

#### Теоретическое обоснование

Подшипники качения (рисунок 14.1) представляют собой готовый узел, основными элементами которого являются тела качения — шарики 3 или ролики, установленные между кольцами 1 и 2 и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга сепаратором 4. При работе подшипника тела качения 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, так как число циклов нагружения при этом в два с лишним раза меньше по сравнению со случаем вращения наружного кольца. Распределение радиальной нагрузки между телами качения, находящимися в нагруженной зоне (ограниченной дугой не более  $180^\circ$ ), неравномерно (рисунок 14.2) вследствие неодинаковых контактных деформаций колец и различных тел качения. На размер зоны нагружения и неравномерность распределения нагрузки оказывают влияние величина радиального зазора в подшипнике и жесткость корпуса.

В отдельных случаях для уменьшения радиальных размеров подшипник применяют без колец (рисунок 14.3), тела качения катятся по дорожкам качения, образованным непосредственно на цап-

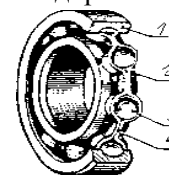


Рисунок 14.1. Шариковый радиальный однорядный подшипник

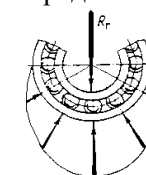


Рисунок 14.2. Схема распределения радиальной нагрузки между телами качения в подшипнике

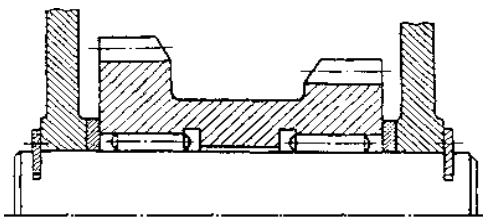


Рисунок 14.3. Блок зубчатых колес на подшипниках с игольчатыми роликами

фе и в корпусе (в блоке зубчатых колес). Твердость, точность и шероховатость поверхности дорожек качения должны быть такими же, как у подшипниковых колец.

Подшипники качения стандартизованы и широко распространены во всех отраслях машиностроения. Их изготавливают в больших количествах на крупных специализированных заводах.

*Достоинства подшипников качения.* 1. Сравнительно малая стоимость вследствие массового производства. 2. Небольшие потери на трение и незначительный нагрев при работе (потери на трение при пуске и при установившемся режиме работы практически одинаковы). 3. Высокая степень взаимозаменяемости, что облегчает монтаж и ремонт машин. 4. Небольшой расход дефицитных цветных металлов при изготовлении и смазочного материала при эксплуатации. 5. Малые осевые размеры, простота монтажа и эксплуатации.

*Недостатки.* 1. Большие радиальные размеры. 2. Высокая чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам. 3. Большое сопротивление вращению, шум и низкая долговечность при высоких частотах вращения. 4. Отсутствие разъемных конструкций.

*Применение.* Подшипники качения являются основным видом опор в машинах (в автомобилях, самолетах, станках и др. В одном автомобиле может быть более 120 типоразмеров подшипников качения).

### Классификация и условные обозначения подшипников качения

Подшипники качения классифицируются по следующим основным признакам:

по форме тел качения (рисунок 14.4) — шариковые (а) и роликовые, причем последние могут быть с цилиндрическими (б), кони-

ческими (в), бочкообразными (г), игольчатыми (д) и витыми (е) роликами;

по направлению действия воспринимаемой нагрузки — радиальные, радиально-упорные, упорные и упорно-радиальные;

по числу рядов тел качения — однорядные, двухрядные и четырехрядные;

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.

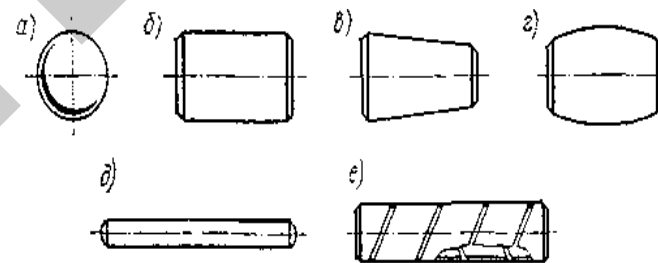


Рисунок 14.4. Тела качения подшипников

Деление подшипников в зависимости от направления действия воспринимаемой нагрузки носит в ряде случаев условный характер. Например, 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. 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, 7208.

Две первые цифры справа обозначают диаметр  $d$  отверстия внутреннего кольца подшипника. Для подшипников с  $d = 20..495$  мм размер

внутреннего диаметра определяют умножением указанных двух цифр на 5. Например, подшипник 7208 имеет  $d = 40$  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) серии бывают: особо легкая — 1, легкая — 2, средняя — 3, тяжелая — 4 и др. Например, подшипник 7208 — легкой серии диаметров 2.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника

Шариковый радиальный однорядный	0
Шариковый радиальный сферический двухрядный	1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами	2
Роликовый радиальный сферический двухрядный	3
Роликовый радиальный игольчатый однорядный	4
Роликовый радиальный с витыми роликами	5
Шариковый радиально-упорный однорядный	6
Роликовый конический	7
Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный	8
Роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный	9

Приведенный для примера подшипник 7208 является роликовым коническим.

Пятая или пятая и шестая цифры справа обозначают отклонение конструкции подшипника от основного типа. Например, подшипник 7208 основной конструкции пятой цифры в обозначении не имеет, а аналогичный подшипник с упорным бортом на наружном кольце имеет обозначение 67208.

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

Кроме цифр основного обозначения слева и справа от него могут быть дополнительные буквенные или цифровые знаки, характеризующие специальные условия изготовления данного подшипника

*Класс точности* подшипника маркируется цифрой слева через тире от основного обозначения. В порядке повышения классы точности обозначают: 0, 6, 5, 4, 2. Класс точности, обозначаемый цифрой 0 и соответствующий нормальной точности, не проставля-

ют. В общем машиностроении применяются подшипники классов 0 и 6. В изделиях высокой точности или работающих с высокой частотой вращения (шпиндельные узлы скоростных станков, высокооборотные электродвигатели и др.) применяют подшипники классов 5 и 4. Подшипники класса точности 2 используют в гироскопических приборах. В нашем примере подшипник 7208 — класса точности 0.

Кроме указанных выше, имеются дополнительные (более высокие или более низкие) классы точности.

В зависимости от наличия дополнительных требований к уровню вибраций, отклонениям формы и расположения поверхностей качения, моменту трения и др. установлены три категории подшипников: А — повышенные регламентированные нормы; В — регламентированные нормы; С — без дополнительных требований. Знак категории указывают слева от обозначения класса точности.

Возможные знаки справа от основного обозначения: Е — сепаратор выполнен из пластических материалов; Р — детали подшипника из теплопрочных сталей; С — подшипник закрытого типа при заполнении смазочным материалом и др.

Примеры обозначений подшипников: 311 — подшипник шариковый радиальный однорядный, средней серии диаметров 3, серии по ширине 0, с внутренним диаметром  $d = 55$  мм, основной конструкции (см. рисунок 14.1), класса точности 0;





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

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



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

Основные характеристики и область применения подшипников приведены в таблице 14.1





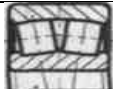


Таблица 14.1 – Характеристика и область применения подшипников.

Тип подшипника	ГОСТ	Допустимая радиальная нагрузка	Допустимая осевая нагрузка (в долях от неиспользованной радиальной нагрузки)	Характеристика, область применения
1	2	3	4	5
	ГОСТ 8338–75	1,0	До 0,7 в обе стороны	В основном предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать одновременно с радиальной и осевую нагрузку. Угол перекоса внутреннего кольца (вал) по отношению к наружному (корпус) $0,25^\circ \div 0,5^\circ$ . Рекомендуются для жестких двухопорных валов, прогиб которых не нарушает нормальной работы подшипника; для валов с малым расстоянием между опорами (отношение расстояния между опорами к диаметру вала меньше 10)
				
				
	ГОСТ 2893–75	1,4	Для осевых нагрузок не рекомендуется	Применяются в узлах с повышенной радиальной нагрузкой. Применение при осевых нагрузках не рекомендуется
Шарикоподшипники радиальные однорядные	ГОСТ 2893–75	1,0	До 0,7 в обе стороны	Применяются при необходимости уменьшения продольных габаритов подшипникового узла
	ГОСТ 2893–75	1,0	До 0,7 в обе стороны	Применяются при потребности сокращения ширины опоры и упрощения его конструкции (нет потребности в заплечиках корпуса)
Подшипники изготавливаются неразъемными				




Продолжение таблицы 14.1

1	2	3	4	5
	ГОСТ 28428–90	1,0	До 0,2 в обе стороны	В основном предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать одновременно с радиальной и осевую нагрузку. Способность подшипников к самоустановлению позволяет им работать при углах перекоса внутреннего кольца (вал) относительно наружного кольца (корпус) до $2^\circ \div 3^\circ$ . Рекомендуются для валов, подверженных значительным прогибам; для узлов, где не обеспечена строгая соосность посадочных мест под подшипники (при смонтированных отдельно друг от друга корпусах), при расточке отверстий в корпусах не за один проход. Подшипники с конусным отверстием и на закрепительной втулке применяются для установки на гладких валах без заплечиков, при пониженных требованиях к точности вращения
Шарикоподшипники радиальные двухрядные				
	ГОСТ 2831–75	1,4	До 1,0 в одну сторону	Предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых (в одном направлении) нагрузок. Могут воспринимать чисто осевую нагрузку. Способны работать при повышенном числе оборотов. Подшипники с углом контакта $\beta = 12^\circ$ применяются в узлах с преобладающей радиальной нагрузкой, с углом контакта $\beta = 26^\circ$ – с преобладающей осевой нагрузкой. Сдвоенные подшипники применяются в узлах с большими осевыми нагрузками при больших числах оборотов. Выполняются разъемными и неразъемными. Однорядные подшипники используются в ступицах передних колес автомобилей, в редукторах; сдвоенные – в шпинделях высокоскоростных станков, в червячных редукторах. Рекомендуются для жестких двухопорных валов с незначительным расстоянием между опорами, для узлов, требующих регулирования зазора в подшипниках при их эксплуатации и работающих при повышенных числах оборотов
Шарикоподшипники радиальные сдвоенные				

Продолжение таблицы 14.1

1	2	3	4	5
    Роликоподшипники радиальные однорядные	ГОСТ 8328-75	1,7	Не воспринимает	Предназначены для восприятия значительных радиальных нагрузок. В узлах, где действуют осевые нагрузки, применяются только при условии восприятия этих нагрузок подшипником другого типа. Обладают большей грузоподъемностью, чем шариковый радиальный однорядный, при равных габаритных размерах. Типы 2000 и 32000 подшипников – не ограничивают перемещение вала (корпуса). Типы 12000, 42000 и 52000 – ограничивают перемещение только в одном направлении. Типы 92000 и 62000 – ограничивают перемещение в обоих направлениях в пределах осевой игры подшипника. Перекос внутреннего кольца подшипника (вал) по отношению к наружному (корпус) для всех разновидностей подшипников недопустим. Подшипники с конусным отверстием применяются для установки на валах с конической посадочной шейкой или на гладких валах при помощи конических втулок. Допускают частичную регулировку радиального зазора путем затяжки втулки или самого подшипника на конической шейке вала. Подшипники без внутреннего (наружного) кольца применяются при ограниченных размерах в радиальном направлении. Рекомендуются для жестких (коротких) двухопорных валов. Применяются в шпинделях металлорежущих станков, в барабанах лебедок, опорах редукторов с шевронными колесами
   Роликоподшипники радиальные двурядные	ГОСТ 249696–81 ГОСТ 5721–75	0,9	До 0,3 в одну сторону	В основном предназначены для восприятия радиальных нагрузок. Обладают значительно большей грузоподъемностью, чем шариковые двухрядные сферические, при равных с ними габаритах. Могут воспринимать одновременно с радиальной и осевую нагрузку в ту или другую сторону. Способность подшипников к самоустановливанию позволяет им работать при перекосах внутреннего кольца (вал) относительно наружного кольца (корпус) до $2^\circ \div 3^\circ$ . Рекомендуется применять на валах, подверженных значительным прогибам; в узлах, где не обеспечивается соосность посадочных мест при смонтированных отдельно корпусах подшипников,

Продолжение таблицы 14.1

1	2	3	4	5
	при расточке в корпусах отверстий не за один проход. Применяются, когда грузоподъемность подшипников других типов недостаточна. Подшипники с коническим отверстием и на закрепительной втулке применяются для установки на валах без заплечиков, при пониженных требованиях к точности вращения, в узлах, требующих частого монтажа и демонтажа. Применяются в редукторах большой мощности, буксах железнодорожных вагонов, узлах металлургического оборудования			
 Роликоподшипники радиально-угловые	ТУ 37.00 6.162-89	1,9	До 0,7 в одну сторону	Предназначены для восприятия одновременно действующих радиальных и осевых (в I одном направлении) нагрузок. Допускают отдельный монтаж колец, а также осевую регулировку как при установке, так и в процессе эксплуатации. Рекомендуется применять на жестких двухопорных валах. Обычно устанавливается по одному подшипнику в каждой из опор с обратным их расположением. Применяются в редукторах, коробках перемены передач, колесах и задних мостах автомобилей и тракторов, в шпинделях станков.
 Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные	ГОСТ 7872–89	Не воспринимает	1,0 в одну сторону	Предназначены для восприятия только осевых нагрузок. Удовлетворительно работают при сравнительно низких оборотах. Для восприятия нагрузки в обоих направлениях служат двойные упорные подшипники
 Роликоподшипники радиальные игольчатые однорядные	ГОСТ 23526-79	Не воспринимает	1,6 в одну сторону	

## Подбор подшипников качения

Подшипники качения подбирают по диаметру вала и по статической или динамической грузоподъемности. По статической грузоподъемности подбор производится при частоте вращения одного из колец подшипника  $n < 1 \text{ мин}^{-1}$ . Условие проверки и подбора подшипников:

$$P_0 \leq C_0,$$

где  $P_0$  – эквивалентная статическая нагрузка;

$C_0$  – базовая статическая грузоподъемность подшипника, значение которой указано в каталогах.

Эквивалентная статическая нагрузка

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \geq F_r, \quad (14.1)$$

где  $F_r$  и  $F_a$  – радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник;  $X_0$  и  $Y_0$  – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок (выбирают по каталогам в зависимости от типа подшипника).

Если  $n \geq 1 \text{ мин}^{-1}$ , подбор и проверка подшипников осуществляются по динамической грузоподъемности. При  $n = 1 \dots 10 \text{ мин}^{-1}$  расчет выполняют в предположении  $n = 10 \text{ мин}^{-1}$ .

Требуемая динамическая грузоподъемность должна быть

$$C_{тр} \leq C,$$

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

Требуемая динамическая грузоподъемность определяется по формуле:

$$C_{тр} = P \sqrt{L / (a_1 a_2)}, \quad (14.2)$$

где  $P$  – эквивалентная динамическая нагрузка;  $p$  – показатель степени кривой усталости подшипника ( $p = 3$  – для шариковых и  $p = 3,333$  – для роликовых подшипников).  $L$  – ресурс подшипника в

млн оборотов, связанный с ресурсом  $L_h$  в часах или  $L_s$  в млн км зависимостями:

$$L = \frac{60nL_h}{10^8}; \quad L = \frac{1000L_s}{\pi I_x}, \quad (14.3)$$

где  $n$  – частота вращения одного из колец;  $D_k$  – диаметр ходового колеса транспортного средства, м;  $a_1$  – коэффициент надежности, принимаемый по таблице 14.2;  $a_2$  – обобщенный коэффициент совместного влияния качества металла и условий эксплуатации (таблица 14.3).

Таблица 14.2 – Значение коэффициента надежности  $a_1$

Надежность, %	80	85	90	95	96	97	98	99
$a_1$	2,0	1,5	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

В таблице 14.3  $\nu$  – кинематическая вязкость фактически применяемого в узле масла при температуре эксплуатации узла,  $\text{мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$ ;  $\nu^1$  – нормативная кинематическая вязкость масла, минимально необходимая для условий смазки на данной скорости,  $\text{мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$ .

Значения кинематической вязкости  $\nu$  масла, т. е. эксплуатационной вязкости, определяют с помощью номограммы (рисунок 14.5). Для определения эксплуатационной вязкости необходимо знать температуру нагрева подшипника и исходную кинематическую вязкость применяемого масла. Например, если в узле подшипник нагревается до  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  и смазывается маслом И-20А, имеющим при  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  кинематическую вязкость  $21 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$ , то кинематическую вязкость при рабочей температуре определяют следующим образом: из точки пересечения линии исходной вязкости  $21 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$  и температуры  $50 \text{ }^\circ\text{C}$  по линии, указанной стрелкой выходим на линию температуры  $90 \text{ }^\circ\text{C}$  и на оси ординат считываем значение эксплуатационной вязкости  $\nu = 6,7 \text{ мм}^2 \cdot \text{с}^{-1}$ .



Таблица 14.3 – Значение обобщенного коэффициента  $a_2$

Тип подшипника	Накопированная сталь				
	Значение коэффициента вязкости $x = \nu/\nu^1$				
	0,1-0,2	0,2-0,5	0,5-1	1-2	2-3
Значение коэффициента $a_2$					
Шариковые радиальные, радиально-упорные	0,1-0,3	0,3-0,7	0,7-1,0	1,0-1,5	1,5-2
Роликоподшипники сферические двухрядные	0,1-0,2	0,2-0,4	0,4-0,7	0,7-1,0	1,0-1,2
Роликоподшипники игольчатые	0,1-0,4	0,4-0,6	0,6-1,0	1,0-1,5	1,5-18
Роликоподшипники упорно-радиальные сферические	0,1-0,2	0,2-0,4	0,4-0,7	0,7-1,0	1,0-1,2

*Примечания.*  
 1. При применении стали электрошлакового переплава и чистой смазке коэффициент  $a_2$  может быть увеличен при  $x \geq 2$ .  
 2. При больших загрязнениях смазки твердыми частицами или плохом доступе смазки  $a_2$  принимают равным 0,1.

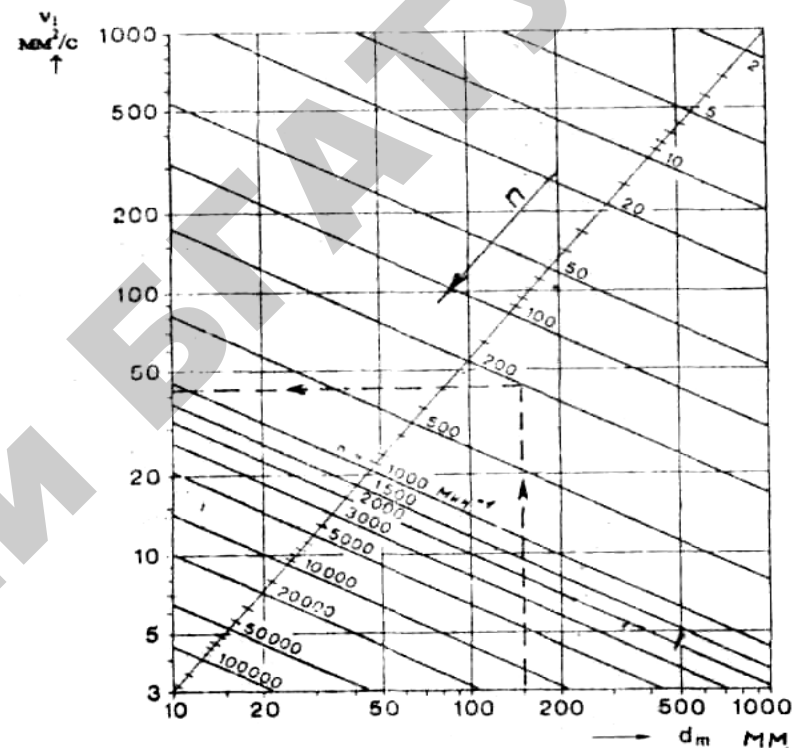


Рисунок 14.5. Номограмма для определения нормативной вязкости  $\nu_1$

Рекомендуемые значения ресурсов  $L_h$  и  $L_s$  приведены в таблице 14.3.

Таблица 14.4 – Рекомендуемые значения базового расчетного ресурса для различных типов машин

Типы машины и характер эксплуатации	$L_h$	$L_s$
	2	3
1		
Приборы и механизмы, используемые периодически, сельскохозяйственные машины, бытовые приборы	500-4000	
Механизмы, используемые в течение коротких периодов времени, монтажные краны, строительные машины	4000-8000	

Окончание таблицы 14.4

1	2	3
Ответственные механизмы, работающие с перерывами (вспомогательные механизмы на силовых станциях, конвейеры для поточного производства, лифты, нечасто используемые металлообрабатывающие станки)	8000-12000	
Машины для односменной работы с неполной нагрузкой (стационарные электродвигатели, редукторы, дробилки)	12000-20000	
Машины для односменной работы с полной загрузкой (металлорежущие станки, деревообрабатывающие станки, оборудование общего машиностроения, подъемные краны, вентиляторы, сепараторы, центрифуги, полиграфическое оборудование)	20000-30000	
Машины для круглосуточного использования (компрессоры, насосы, шахтные подъемники, стационарные электромашины, судовые приводы, прокатные станы, текстильные машины)	40000-50000	
Гидроэлектростанции, вращающиеся печи, двигатели морских судов	60000-100000	
Непрерывно работающие машины с высокой нагрузкой (оборудование бумагоделательных фабрик, энергетические установки, шахтные насосы, гребные валы морских судов)	100000	
Ступицы легковых автомобилей		0,2-0,3
Ступицы автобусов, промышленных транспортных средств		0,3-0,5
Буксы товарных вагонов		0,8
Буксы пригородных поездов, трамваев		1,5
Буксы пассажирских вагонов		3,0
Буксы локомотивов		3,0-5,0

### Определение эквивалентной динамической нагрузки

Эквивалентная динамическая нагрузка  $P_R$  для радиальных и радиально-упорных и  $P_a$  – для упорных и упорно-радиальных подшипников определяются по зависимостям:

$$P_R = (XVF_R + YF_{a\Sigma})K_B K_T; \quad (14.4)$$

$$P_a = (XF_r + YF_{a\Sigma})K_B K_T, \quad (14.5)$$

где  $F_R, F_{a\Sigma}$  – радиальная и суммарная осевая нагрузки, действующие на подшипник;  $X, Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок указываются в каталоге на подшипник (см. таблицы 14.5–14.8);  $V$  – коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается (при вращении внутреннего кольца  $V = 1$ , наружного  $V = 1, 2$ );  $K_B$  – коэффициент безопасности (нагружения), учитывающий характер внешней нагрузки (таблица 14.9);  $K_T$  – температурный коэффициент (таблица 14.10).

В таблицах 14.5–14.8 – параметр осевой нагрузки, пропорциональный углу контакта  $\alpha$  тела качения и кольца подшипника. Для шариковых подшипников угол  $\alpha$  изменяется при изменении осевой силы, действующей на подшипник, поэтому изменяется и параметр  $e$ . Для роликовых подшипников  $\alpha$  не изменяется, поэтому  $e = \text{const}$ .

При небольших углах давления осевая нагрузка не оказывает отрицательного влияния на долговечность однорядных радиальных и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников. В этом случае при определении эквивалентной динамической нагрузки осевой нагрузкой пренебрегают, т.е. принимают  $X = 1; Y = 0$ .

Для значений  $\frac{F_{a\Sigma}}{VF_R} > e$ ,  $X$  и  $Y$  находят по таблицам 14.5–14.8.

Таблица 14.5 – Коэффициенты  $X$  и  $Y$  для радиально-упорных подшипников (по ГОСТ 18855–78)

Угол контакта	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{iF_a}{C_0}$	Однорядные		Двухрядные				$e$
			$F_a / vF_R > e$		$F_a / vF_R \leq e$		$F_a / vF_R > e$		
			$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	
1	2	2	4	5	6	7	8	9	10

Продолжение таблицы 14.5

1	2	2	4	5	6	7	8	9	10						
0	0,014	-	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19						
	0,028			2,09				1,99	0,22						
	0,056			1,71				1,71	0,26						
	0,110			1,45				1,45	0,30						
	0,17			1,31				1,31	0,34						
	0,28			1,15				1,15	0,38						
	0,42			1,04				1,04	0,42						
	0,56			1,00				1,00	0,44						
	5			0,014				-	0,56	2,30	1	0,78	0,78	3,74	0,22
				0,028						1,99				2,78	3,23
0,056		1,71	2,40	2,78	0,30										
0,085		1,55	2,07	2,52	0,34										
0,11		1,45	1,87	2,36	0,36										
0,17		1,31	1,75	2,19	0,40										
0,28		1,51	1,58	2,19	0,40										
0,42		1,04	1,39	1,78	0,45										
0,56		1,00	1,26	1,69	0,50										
10		0,014	-	0,46	1,88	1	0,75			0,75				3,06	0,29
	0,029	1,71			2,18			2,78	0,32						
	0,057	1,52			1,98			2,47	0,36						
	0,086	1,41			1,76			2,29	0,38						
	0,11	1,34			1,63			2,29	0,38						
	0,17	1,23			1,55			2,18	0,40						
	0,29	1,10			1,42			2,00	0,44						
	0,43	1,01			1,27			1,79	0,49						
	0,57	1,00			1,17			1,64	0,54						
	12	0,014			-			0,45	1,81		1	0,74	0,74	2,94	0,30
0,029		1,62	2,08	2,63		0,35									
0,057		1,46	1,84	2,37		0,37									
0,086		1,34	1,69	2,18		0,41									
0,11		1,22	1,52	1,98		0,45									
0,17		1,13	1,39	1,84		0,48									
0,29		1,04	1,30	1,69		0,52									
0,43		1,01	1,20	1,63		0,56									
1,12															

Окончание таблицы 14.5

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
15	-	0,015	0,44	1,47	1	1	0,72	2,39	0,38	
		0,029		1,40				1,65	2,28	0,40
		0,058		1,30				1,57	2,11	0,43
		0,087		1,23				1,46	2,00	0,46
		0,12		1,19				1,38	1,93	0,47
		0,17		1,12				1,34	1,82	0,50
		0,29		1,02				1,26	1,72	0,55
		0,44		1,00				1,14	1,66	0,55
		0,58		1,00				1,12	1,63	0,56
	18,1920							0,43	1,0	
24,25,26			0,41	0,87			0,67	1,41	0,68	
20-	-	-	0,39	0,76	1		0,63	1,24	0,80	
35,36			0,37	0,66			0,60	1,07	0,95	
40			0,35	0,57			0,57	0,98	1,14	

Таблица 14.6 – Коэффициенты X и Y для радиально-упорных роликовых подшипников (по ГОСТ 18855–78)

$\frac{F_a}{VF_R} \leq e$		$\frac{F_a}{VF_R} > e$		e
X	Y	X	Y	
1	Подшипники однорядные			1,5 ctga
0	0,4	0,4	ctga	
1	Подшипники двухрядные			1,5 ctga
0,45	0,67	0,67	ctga	

Таблица 14.7 – Коэффициенты X и Y для упорно-радиальных шариковых подшипников

Угол контакта	Одинарные подшипники		Двойные подшипники				e
	$F_d/F_R > e$		$F_d/F_R \leq e$		$F_d/F_R > e$		
	X	Y	X	Y	X	Y	
45	0,66		1,18	0,59	0,66		1,25
60	0,92		1,90	0,54	0,92		2,17
75	1,66		3,89	0,52	1,66		4,67

Таблица 14.8 – Коэффициенты  $X$  и  $Y$  для упорно-радиальных роликовых подшипников

Одinarные подшипники		Двойные подшипники				$e$
$F_d/F_R > e$		$F_d/F_R \leq e$		$F_d/F_R > e$		
$X$	$Y$	$X$	$Y$	$X$	$Y$	
$\operatorname{tg}\alpha$	1	$1,5\operatorname{tg}\alpha$	0,67	$\operatorname{tg}\alpha$	1	$1,5\operatorname{tg}\alpha$

Таблица 14.9 – Значение коэффициента безопасности  $K_B$  в зависимости от вида нагружения и области применения подшипников

Вид нагружения	$K_B$	Область применения
1	2	3
Легкие толчки, кратковременные перегрузки до 125 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,0-1,2	Прецизионные зубчатые передачи. Металлорежущие станки (кроме строгальных, долбежных и шлифовальных). Механизмы подъема кранов. Электротали и монорельсовые тележки. Лебедки с механическим приводом. Электродвигатели малой и средней мощности. Легкие вентиляторы и воздуходувки
Умеренные толчки; вибрационная нагрузка; кратковременные перегрузки до 15 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,2-1,5	Зубчатые передачи. Редукторы всех типов. Буксы рельсового подвижного состава. Механизмы передвижения крановых тележек. Механизмы поворота, кранов, а также изменения вылета стрелы. Шпиндели шлифовальных станков. Электрошпиндели. Колеса легковых автомобилей, автобусов, мотоциклов, мотороллеров. Сельскохозяйственные машины
То же, в условиях повышенной надежности	1,5-1,8	Центрифуги и сепараторы. Буксы и тяговые двигатели электровозов. Механизмы передвижения кранов. Колеса грузовых машин, тракторов, тягачей, локомотивов, кранов и дорожных машин. Мощные электрические машины. Энергетическое оборудование

Окончание таблицы 14.9

1	2	3
Нагрузки со значительными толчками и вибрациями; кратковременные перегрузки до 200 % номинальной (расчетной) нагрузки	1,8-2,5	Зубчатые колеса. Дробилки и копры. Кривошипно-шатунные механизмы. Шаровые и ударные мельницы, балки прокатных станов
Нагрузки с сильными ударами и кратковременные перегрузки до 300 % номинальной (расчетной) нагрузки	2,5-3,0	Тяжелые ковочные машины. Лесопильные рамы. Холодильное оборудование. Рабочие роликовые конвейеры крупносортовых станов, блюмингов и слябингов. Молотковые мельницы, дробилки

Таблица 14.10 – Значение температурного коэффициента  $K_T$

Рабочая температура подшипника, °C	$\leq 100$	125	150	175	200	250	300
Температурный коэффициент $K_T$	1	1,05	1,1	1,17	1,25	1,40	1,67

### Определение суммарной осевой нагрузки $F_{a\Sigma}$ , действующей на подшипник.

В радиальных подшипниках при действии радиальной нагрузки угол контакта  $\alpha = 0$ , поэтому сила давления кольца на тело качения совпадает с радиальной нагрузкой (рисунок 14.6, а).

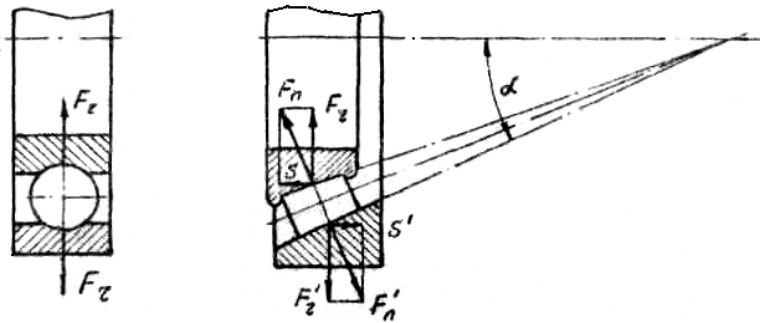


Рисунок 14.6. Схема действия радиальной силы на подшипник

В радиально-упорных подшипниках угол  $\alpha > 0$  и сила давления направлена под углом к радиальной силе (рисунок 14.6, б). Внутри подшипника появились внутренние осевые силы  $S$  и  $S^1$ , равные по величине и противоположные по направлению. Сила  $S$  действует на внутреннее кольцо, следовательно, и на вал  $S^1$  – на наружное кольцо. Значение силы:

$$S = eFr. \quad (14.6)$$

Для шариковых радиально-упорных подшипников:

$$S = 0,83eFr. \quad (14.7)$$

Таким образом, при установке вала на радиально-упорные подшипники на него, помимо внешних осевых сил от установленных деталей, действуют внутренние реакции  $S$  от подшипников.

В общем случае внешние осевые силы, действующие на вал от установленных деталей, могут быть заменены результирующим вектором  $F_a$ . Тогда на вал будут действовать три силы:  $F_a$ ,  $S_1$  – от первого,  $S_2$  – от второго подшипников. Если алгебраическая сумма этих сил не равна 0, вал будет стремиться сместиться в осевом направлении. Один из подшипников будет удерживать вал от смещения. Этот подшипник называется удерживающим.

Для удерживающего подшипника суммарная осевая сила  $F_{a\Sigma}$  будет равна алгебраической сумме  $F_a$  и внутренней реакции  $S$  второго подшипника

Для второго неудерживающего подшипника суммарная осевая сила  $F_{a\Sigma}$  равна по величине его внутренней реакции  $S$ .

**Пример 1.** Вал нагружен осевыми силами, как показано на рисунке 14.7; подшипники установлены «врасяжку».

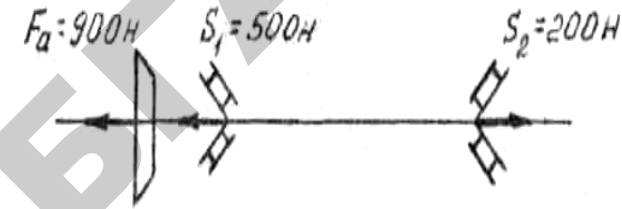


Рисунок 14.7. Схема нагружения вала осевыми силами

Вал стремится сместиться влево, так как результирующий вектор  $a$  направлен влево. Удерживать его от смещения будет правый подшипник. Для удерживающего подшипника

$$F_{a\Sigma} = F_a + S_1 = 900 + 500 = 1400 \text{ Н.}$$

Для неудерживающего подшипника  $F_{a\Sigma} = F_a + S_1 = 500 \text{ Н.}$

**Пример 2.** Для вала установим подшипники «враспор». Схема нагружения вала показана на рисунке 14.8.

Вал стремится сместиться влево. Удерживать вал от смещения будет левый подшипник, для которого

$$F_{a\Sigma} = F_a + S_2 = 900 + 200 = 1100 \text{ Н.}$$

Для правого неудерживающего подшипника

$$F_{a\Sigma} = S_2 = 200 \text{ Н.}$$

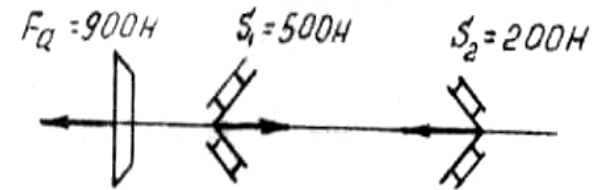


Рисунок 14.8. Схема нагружения вала осевыми силами

### Определение ресурса (долговечности) подшипников

Если в зависимость (14.2) вместо требуемой динамической грузоподъемности  $C_{TP}$ , подставить паспортную (базовую)  $C$ , можно определить ресурс подшипника в млн оборотов:

$$L = a_1 a_2 \left( \frac{C}{P} \right)^P, \quad (14.8)$$

Ресурс в часах

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n}, \quad (14.9)$$

или млн км пробега

$$L_s = \frac{\pi D_x L}{1000}. \quad (14.10)$$

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Подшипники качения» по литературе [7] и конспекту лекций.
2. Проработать текст данных методических указаний к лабораторной работе.
3. Подготовить необходимые таблицы, схемы, а также комплект различных подшипников.
4. Ответить на контрольные вопросы.

### Порядок проведения лабораторной работы

1. Преподаватель предлагает студенту для изучения конструкции набор различных подшипников. Из этого набора необходимо заэскизировать и занести в протокол обозначения и основные параметры ( $D$ ,  $d$ ,  $B$ ,  $T$ ,  $C$ ,  $C_0$  таблица 14.1) следующих подшипников: радиальный однорядный шариковый, радиальный двухрядный шариковый (сферический), однорядный роликовый с короткими ци-

линдрическими роликами, радиально-упорный роликовый и упорный шариковый.

2. Размеры подшипников определяются измерением, а грузоподъемности  $C$  и  $C_0$  находятся по справочной литературе.

3. Подобрать (рассчитать) подшипники для тихоходного вала червячного редуктора по исходным данным, представленным в таблице 14.11. Номер варианта указывает преподаватель. Расчет производится в следующей последовательности:

– определить суммарные радиальные  $F_{r1}$  и  $F_{r2}$ , силы, действующие на левый и правый подшипники. Если вал установлен на шариковых подшипниках, определяется отношение  $\frac{F_a}{VF_r}$ ,

где  $F_a$  – осевая сила, действующая на вал;

– определить параметры осевого нагружения  $e$  подшипников (по данным таблиц 14.5–14.8);

– по зависимостям (14.6) или (14.7) определить внутренние реакции  $S$  подшипников;

– составить расчетную схему нагружения вала силами, действующими на вал в осевом направлении;

– определить суммарные осевые силы  $F_{\Sigma a}$ , действующие на подшипники;

– по таблицам 14.5–14.8 найти коэффициенты радиальной  $X$  и осевой  $Y$  нагрузок подшипников;

– по таблицам 14.9 и 14.10 определить коэффициенты безопасности  $K_B$  и температурный  $K_T$ ;

– по зависимостям (14.4) определить эквивалентную динамическую нагрузку подшипников;

3.9. определить ресурс  $L$  (зависимость 14.8) и  $L_h$  (зависимость 14.9) левого и правого подшипников, коэффициенты  $a_1$  и  $a_2$  принимаются равными единице;

– произвести сравнение ресурса подшипников  $L$  с заданным ресурсом  $L_H$  передачи и сделать заключение о пригодности подшипников.

Отдельные показатели для некоторых подшипников приведены в таблице 14.12, а данные расчетов по подбору подшипников должны быть представлены в табличной форме (таблица 14.13).

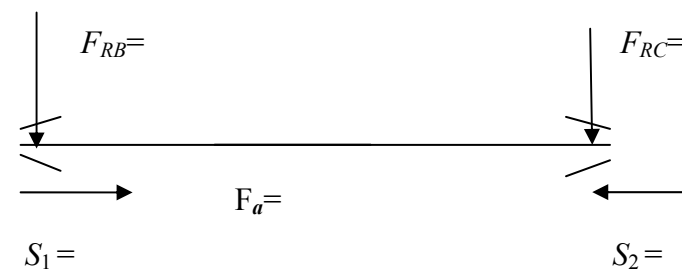
Таблица 14.11 – Исходные данные для расчета подшипников

N вариант	d, мм	n, мин <sup>-1</sup>	L <sub>h</sub> , тыс.ч.	F <sub>a</sub> , н	R <sub>ВУ</sub> , н	R <sub>ВЗ</sub> , н	R <sub>СУ</sub> , н	R <sub>СЗ</sub> , н
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	30	80	5	290	85	540	490	540
2	35	60	6	460	135	855	780	855
3	40	70	7	685	200	1280	1170	1280
4	45	65	8	975	290	1820	1660	1820
5	50	80	9	1340	395	2500	2280	2500
6	55	50	10	1780	525	3325	3035	3325
7	60	60	11	2315	685	4320	3940	4320
8	40	40	12	685	200	1280	1170	1280
9	45	80	13	975	290	1820	1660	1820
10	50	60	14	1340	395	2500	2280	2500
11	55	65	6	1780	525	3325	3035	3325
12	60	70	7	2315	685	4320	3940	4320
13	45	100	8	975	290	1820	1660	1820
14	50	110	9	1340	395	2500	2280	2500
15	55	120	10	1780	525	3325	3035	3325
16	60	140	5	2315	685	4320	3940	4320
17	40	160	6	685	200	1280	1170	1280
18	45	180	7	975	290	1820	1660	1820
19	50	80	8	1340	395	2500	2280	2500
20	55	90	9	1780	525	3325	2035	3325
21	60	100	6	2315	685	4320	3940	4320
22	40	110	7	685	200	1280	1170	1280
23	45	120	8	975	290	1820	1660	1820
24	50	90	9	1340	395	2500	2280	2500
25	55	100	10	1780	525	3325	2035	3325
26	60	110	8	2315	685	4320	3940	4320
27	45	120	7	975	290	1820	1660	1820
28	50	100	6	1340	395	2500	2280	2500
29	55	110	5	1780	525	3325	2035	3825
30	60	120	7	2315	685	4320	3940	4320

Таблица 14.12. – Показатели некоторых подшипников качения

Эскизы					
Показатели					
Условное обозначение подшипника	104	1203	36106	7202	8100
Внутренний диаметр, мм	20	17	30	15	10
Наружный диаметр, мм	42	40	55	35	24
Динамическая грузоподъемность, кН	7,22	6,013	10,79	8,613	6,455
Статическая грузоподъемность, кН	4,45	2,423	6,887	6,023	11,085

Схема к расчету подшипников номер... вала червяка редуктора РЧ.....



Внутренний диаметр	Наружный диаметр	Ширина внутреннего	Ширина подшипника, мм	Динамическая грузоподъемность, Н	Угол давления, градусы	Срок службы, час	Частота вращения, об/мин	Реакции левой опоры, Н	Реакции правой опоры, Н	Осевая сила от внешних усилий на вал, Н	Коэффициент вращения	Коэффициент безопасности	Коэффициент температурный		
$d$	$D$	$B$	$T$	$C$	$\alpha$	$L_h$	$n$	$R_{BY}$	$R_{BZ}$	$R_{CY}$	$R_{CZ}$	$F_a$	$V$	$K_0$	$K_T$

Таблица 14.13 – Расчетные данные подбора подшипников

Но-мер п.п.	Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула	Численные значения параметров расчетной формулы	Результат Подсчета
1	2	3	4	5	6
1.	Параметр осевого нагружения: левого подшипника правого подшипника	$e_1$ $e_2$	$1,5tga$ $1,5tga$		

Продолжение таблицы 14.13

1	2	3	4	5	6
2	Суммарная радиальная реакция, Н: левого подшипника правого подшипника	$F_{RB}$ $F_{Rc}$	$\sqrt{R^2_{BY} + R^2_{BZ}}$ $\sqrt{R^2_{CY} + R^2_{CZ}}$		
3	Дополнительные осевые усилия, Н: левого подшипника правого подшипника	$S_B$ $S_c$			
4	Расчетная осевая нагрузка, Н: левого подшипника правого подшипника	$F_{a\Sigma B}$ $F_{a\Sigma c}$			
5	Отношение $F_0/(VF_2)$ : левого подшипника правого подшипника		$F_{a\Sigma B} / (V \cdot F_{RB})$ $F_{a\Sigma c} / (V \cdot F_{Rc})$		
6	Коэффициент радиальной нагрузки: левого подшипника правого подшипника	$x_1$ $x_2$			
7	Коэффициент осевой нагрузки: левого подшипника правого подшипника	$y_1$ $y_2$	$0,4 \cdot ctga$ $0,4 \cdot ctga$		
8	Приведенная нагрузка, Н левого подшипника правого подшипника	$P_1$ $P_2$	$(X_1 \sqrt{F_{RB}^2 + Y_1 \cdot F_a^2} + \Sigma B) K_0 K_T$ $(X_2 \sqrt{F_{Rc}^2 + Y_1 \cdot F_a^2} + \Sigma c) K_0 K_T$		



1	2	3	4	5	6
9	Номинальная долговечность, час: левого подшипника правого подшипника	$L_{h1}$ $L_{h2}$	$\left(\frac{C}{P_1}\right)^p \frac{10^6}{60 n}$ $\left(\frac{C}{P_2}\right)^p \frac{10^6}{60 n}$		

На основании данных таблицы 14.13 делается вывод о сроках службы принятых подшипников качения.

### Контрольные вопросы

- Каков порядок обозначения подшипников?
- Расшифруйте обозначения подшипников: 1205, 206, 180207, 2304, 3208, 4306, 5103, 6205, 7306, 8205, 9106.
- Что такое статическая и динамическая грузоподъемности подшипников?
- Порядок подбора подшипников по статической грузоподъемности.
- Порядок подбора подшипников по динамической грузоподъемности.
- Как определяется эквивалентная статическая  $P_0$  и динамическая  $P$  нагрузки?
- В каких подшипниках и почему возникают дополнительные внутренние осевые силы  $S$ ? Как они определяются?
- Как определяется суммарная осевая сила, действующая на подшипник?
- Как определяется требуемая динамическая грузоподъемность подшипника?
- Как при подборе подшипников учитывается требуемая надежность их работы, условия эксплуатации и качество металла, из которого они изготовлены.

### Исследование работы и расчет сварных соединений

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

### Теоретическое обоснование

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

В зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей различают следующие виды **сварных соединений**

**стыковые** (рисунок 15.1:  $a$  – без разделки кромок,  $b$  –  $V$ -образная разделка,  $v$  –  $X$ -образная разделка,  $z$  –  $U$ -образная разделка);

**нахлесточные** (рисунок 15.2:  $a$  – с нормальной формой сечения шва,  $b$  – с выпуклой формой,  $v$  – с вогнутой формой,  $z$  – со специальной формой сечения шва);

**угловые** (рисунок 15.3:  $a$  и  $b$  – без скоса кромок,  $v$  – со скосом кромок);

**тавровые** (рисунок 15.4:  $a$  – без скоса кромок,  $b$  и  $v$  – со скосом одной кромки,  $z$  – со скосом двух кромок).

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 (рисунок 15.5) повышают концентрацию напряжений; выпуклость рекомендуется удалять механической обработкой; вогнутость (рисунок 15.2  $v$ ) обеспечивает плавный переход к основному металлу и сни-

жает напряжения, но требует механической обработки; специальные швы (рисунок 15.2, з) с профилем неравностороннего треугольника значительно снижают концентрацию напряжений и, как и вогнутые, применяются при переменных нагрузках.

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

стыковые швы (рисунок 15.7) – сварные швы стыковых соединений, их расчет ведется по нормальным напряжениям;

угловые швы (рисунки 15.2, 15.3, 15.4) – сварные швы нахлесточных, угловых и тавровых соединений. Их расчет ведут по касательным напряжениям.

**Расчет стыковых швов** проводится по условию прочностной надежности:

$$\sigma' \leq [\sigma'], \quad (15.1)$$

где  $\sigma'$  – действующее в шве нормальное напряжение при растяжении (сжатии);  $[\sigma']$  – допускаемое напряжение сварного шва при растяжении (сжатии).

Расчетные уравнения для различных случаев нагружения (рисунок 15.5) имеют следующий вид:

при воздействии на стыковой сварной шов только растягивающей (сжимающей) силы  $F$

$$\sigma' = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'], \quad (15.2)$$

где  $\delta$  – толщина самой тонкой из свариваемых деталей;  $l$  – длина шва; при воздействии на шов только изгибающего момента  $M$

$$\sigma' = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma'], \quad (15.3)$$

где  $W_x$  – осевой момент сопротивления сечения шва (для прямоугольного сечения  $W_x = \delta l^2/6$ ;

при воздействии на шов силы  $F$  и момента  $M$

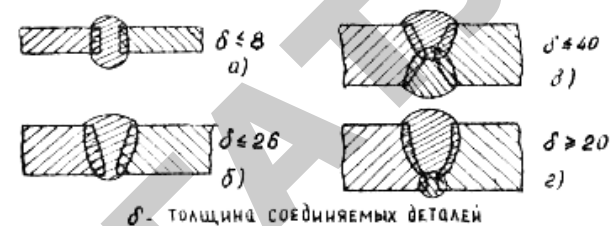


Рисунок 15.1. Виды стыковых сварных соединений

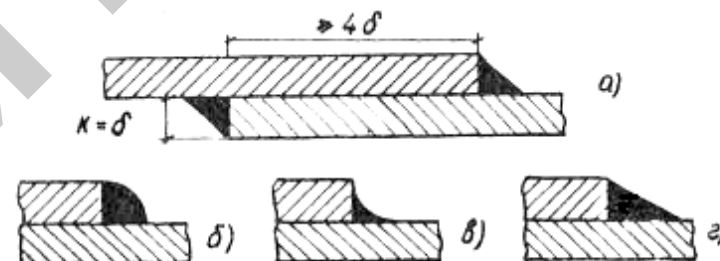


Рисунок 15.2. Виды нахлесточных сварных соединений

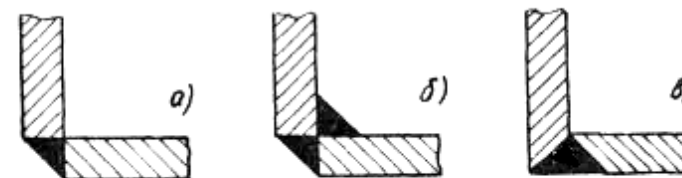


Рисунок 15.3. Виды угловых сварных соединений

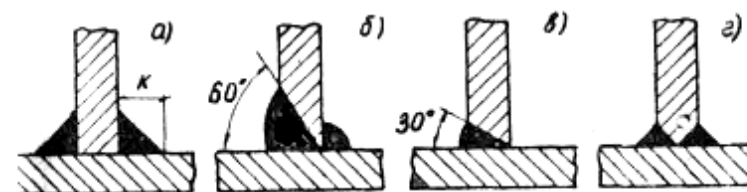


Рисунок 15.4. Виды тавровых сварных соединений

$$\sigma' = \frac{F}{\delta l} + \frac{M}{W_x} \leq [\sigma']; \quad (15.4)$$

при действии на шов только поперечной силы  $F'$  в нем возникают напряжения сдвига

$$\tau' = \frac{F'}{\delta l} \quad (15.5)$$

и напряжения изгиба

$$\sigma'_u = \frac{M_u}{W_x} = \frac{6F'h}{\delta l^2}, \quad (15.6)$$

где  $h$  – плечо силы  $F'$ .

Эквивалентные напряжения определяют по энергетической теории прочности:

$$\sigma'_{\text{эkv}} = \sqrt{\sigma'_u{}^2 + 3\tau'^2} \leq [\sigma']. \quad (15.7)$$

При комбинированном действии на шов продольной и поперечной сил  $F$  и  $F'$  эквивалентное напряжение от растяжения, изгиба и сдвига

$$\sigma'_{\text{эkv}} = \sqrt{(\sigma' + \sigma'_u)^2 + 3\tau'^2} \leq [\sigma']. \quad (15.8)$$

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

$$[F] = [\sigma']\delta l. \quad (15.9)$$

В проектном расчете из условий прочности определяют требуемую длину шва  $l$ .

**Расчет угловых швов** проводится по условию прочностной надежности

$$\tau' \leq [\tau], \quad (15.10)$$

где  $\tau'$  – действующие касательные напряжения;  $[\tau]$  – допускаемые касательные напряжения.

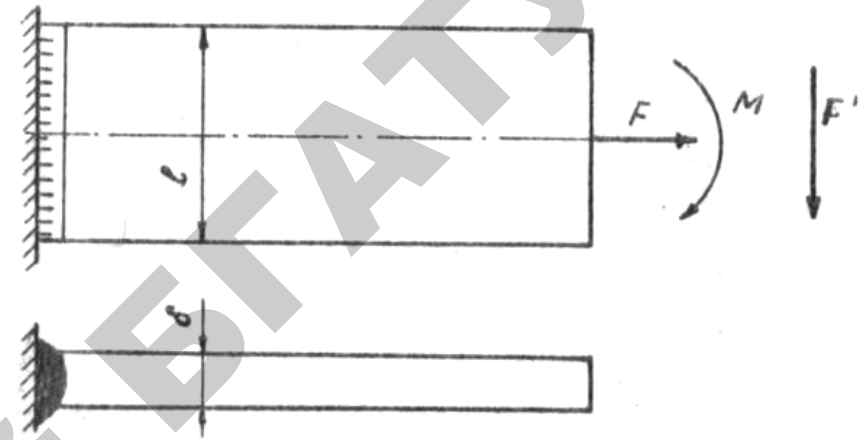


Рисунок 15.5. Различные случаи нагружения стыковых швов

По отношению к действующей нагрузке угловые швы бывают **лобовыми** (рисунок 15.6, а), **фланговыми** (рисунок 15.6, б) и **комбинированными** (когда детали соединены и лобовым, и фланговым швами). Угловые швы рассчитывают по сечению, проходящему через биссекторную плоскость поперечного сечения шва, площадь которого (см. рисунок 15.6, а)

$$A = 0,7 kl, \quad (15.11)$$

где  $k$  – катет шва, который часто принимают равным меньшей толщине соединяемых деталей  $\delta$ .

Для различных случаев нагружения угловых швов (рисунок 15.7) расчетные уравнения имеют вид:

при действии на угловой лобовой шов только силы  $F$

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau], \quad (15.12)$$

где под длиной шва  $l$  понимается суммарная длина шва (например, для рисунка 15.6, а  $I_2 = 2l$ );

при действии на угловой шов только изгибающего момента  $M$

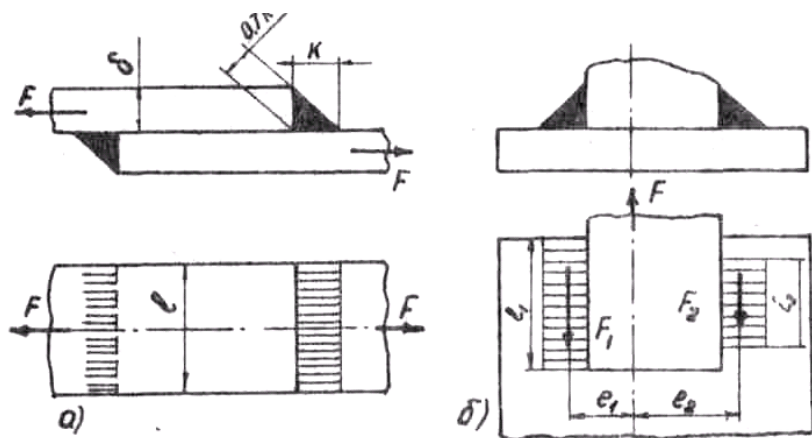


Рисунок 15.6. Лобовые (а) и фланговые (б) угловые швы

$$\tau' = \frac{F}{0,7kl} = \frac{6M}{0,7kl^2} \leq [\tau']; \quad (15.14)$$

при действии на угловой шов только поперечной силы  $F'$

$$\tau' = \sqrt{\left(\frac{F'}{0,7kl}\right)^2 + \left(\frac{6F'h}{0,7kl}\right)^2} \leq [\tau']; \quad (15.15)$$

при воздействии на угловой фланговый шов продольной и поперечной сил  $F$  и  $F'$

$$\tau' = \sqrt{\left(\frac{F'}{0,7kl} + \frac{6F'h}{0,7kl^2}\right)^2 + \left(\frac{F}{0,7kl}\right)^2} \leq [\tau']. \quad (15.16)$$

Для угловых фланговых швов при несимметричном приложении нагрузки (или соединении несимметричных деталей) каждый из швов рассчитывают по своей нагрузке (рисунок 15.6, б). Здесь

$$F = F_1 + F_2 \text{ и } F_1 e_1 = F_2 e_2, \text{ откуда}$$

$$F_1 = \frac{e_2}{e_1 + e_2} F \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{e_1}{e_1 + e_2} F, \quad (15.17)$$

где  $e_1$  и  $e_2$  – расстояния от центра тяжести сечения соединяемых деталей до центра тяжести сечения швов.

Как видно, длины швов пропорциональны действующим на них нагрузкам:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{F_1}{F_2}.$$

Комбинированные угловые швы рассчитывают с учетом суммарных длин лобовых  $l_1$  и фланговых  $l_2$  швов. При действии продольной силы  $F$  на такой шов

$$\tau' = \frac{F}{0,7k(l_1 + l_2)} \leq [\tau']. \quad (15.18)$$

Для угловых швов из условий прочности могут быть определены допустимая нагрузка или требуемая длина сварных швов.

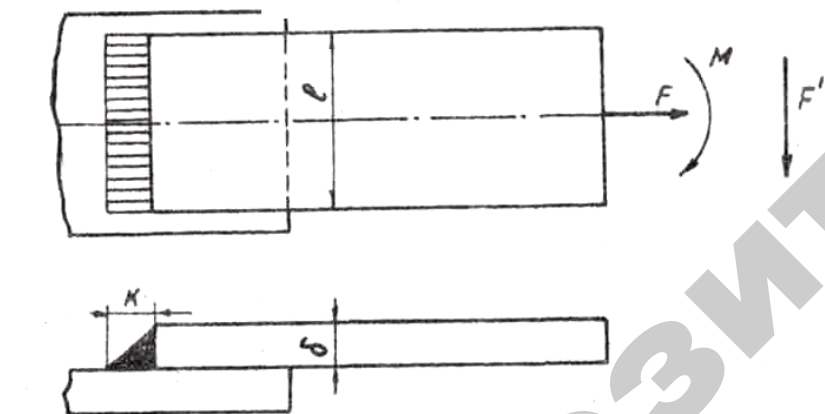


Рисунок 15.7. Различные случаи нагружения угловых швов

$$\tau' = \frac{M}{W_x} = \frac{6M}{0,7kl^2} \leq [\tau']; \quad (15.13)$$

при действии на шов силы  $F$  и момента  $M$

Все расчетные формулы получены в результате анализа распределения напряжений, действующих в сварных швах. При этом на основании инженерной практики вводится ряд упрощений. Например, в угловом лобовом шве, показанном на рисунке 15.8, в биссекторной плоскости  $m-m$  действуют одновременно касательные напряжения  $\tau$  в плоскости стыка деталей и нормальные напряжения  $\sigma$  в перпендикулярной плоскости. Но расчет ведут только по касательному напряжению, используя формулу (15.2). Практика подтверждает разрушение швов по сечению  $m-m$ .

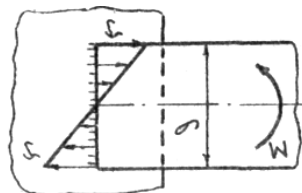
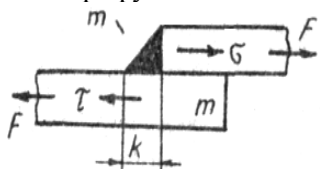


Рисунок 15.8. Угловой лобовой шов, нагруженный силой  $F$

Рисунок 15.9. Угловой лобовой шов, нагруженный моментом  $M$

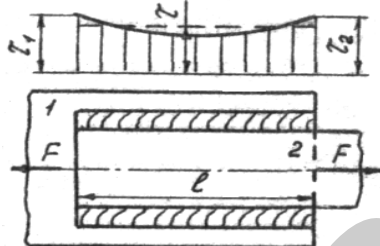


Рисунок 15.10. Угловой фланговый шов, нагруженный силой  $F$

Если угловой лобовой шов нагружен только моментом  $M$  (рисунок 15.5), то условный расчет по формуле (15.13) обусловлен распределением касательных напряжений, показанных на рисунке 15.9.

Для углового флангового шва основными являются также касательные напряжения  $\tau$ . По длине шва напряжения  $\tau$  распределены неравномерно (рисунок 15.10). Это обусловлено различной жестко-

стью деталей 1 и 2, соответственно напряжения  $\tau_1$  и  $\tau_2$ . При одинаковой жесткости деталей эпюра напряжений  $\tau$  равномерна и расчет можно вести по формуле (15.12).

Для комбинированных соединений лобовыми и фланговыми швами при совместном действии продольной силы и момента распределение напряжений для лобового шва будет неравномерным (в соответствии с рисунком 15.9), а для фланговых – равномерным (согласно рисунку 15.10).

Тавровые соединения выполняют стыковым швом с разделкой кромок (рисунок 15.4, б, в, г) или угловым швом без разделки кромок (рисунок 15.4, а). Расчет стыкового шва при совместном действии силы  $F$  и момента  $M$  ведут по формуле (15.3), углового шва – по формуле (15.14).

Распределение напряжений для таврового углового шва показано на рисунке 15.11. Напряжения от момента  $\tau_M$  распределяются по длине шва аналогично напряжениям  $\sigma_M$  в поперечном сечении. Расчетным сечением по-прежнему является биссекторное.

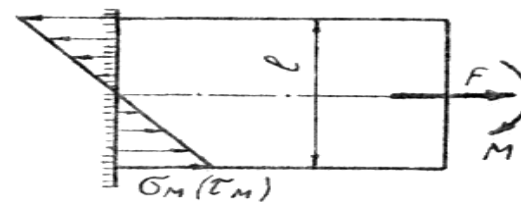


Рисунок 15.11. Угловой, тавровый шов, нагруженный силой  $F$  и моментом  $M$

Необходимые данные для выполнения работы приведены в таблицах 15.1, 15.2 и 15.3.

### Описание установки

Сварные соединения, выполненные стыковыми и угловыми швами, изготовленные из различных сталей. На соединениях указаны действующие силовые факторы, характер нагрузок (постоянная или переменная нагрузка), коэффициент асимметрии циклов нагружения, варианты материалов и способов сварки, коэффициенты запаса прочности.

### Подготовка к проведению работы

1. Изучить тему «Сварные соединения» по литературе [7] и конспекту лекций.
2. Проработать методические указания к лабораторной работе.
3. Подготовить таблицы для записи результатов, расчетные формулы.
4. Ответить на контрольные вопросы.

### Порядок проведения работы

1. Выполнить аксонометрический эскиз сварных соединений (см. рисунок 15.12), произвести измерения необходимых размеров и результаты внести таблицу 15.4. Значения  $\sigma_T$  взять из таблицы 15.1.
2. Определить условия нагружения и напряженные состояния сварных швов, используя рисунки 15.5–15.7, подготовить необходимые расчетные формулы.
3. По указанию преподавателя выбрать значения действующих усилий  $F$  и  $F'$  из таблицы 15.5, приняв  $F' = 0,6F$ .

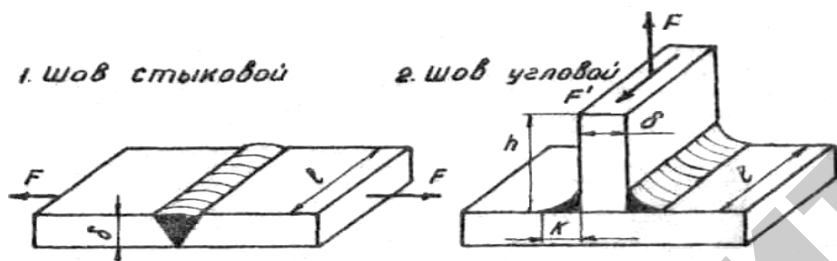


Рисунок 15.12. Аксонометрический эскиз сварных соединений

### Обработка опытных данных

1. Определить допускаемые напряжения для свариваемых материалов при растяжении и внести в таблицу 15.4:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{S} \quad (15.19)$$

2. Используя данные таблицы 15.2, определить допускаемые напряжения в сварных швах при постоянной нагрузке и результаты внести в таблицу 15.4.

3. По выбранным формулам (в зависимости от вида напряженного состояния) вычислить действующие напряжения в сварных швах, сравнив их с допускаемыми напряжениями по условиям прочности, сделать вывод о работоспособности сварного соединения в условиях постоянной нагрузки.

4. Вычислить коэффициент влияния переменности нагрузки на величину допускаемых напряжений по формуле:

$$\gamma = \frac{1}{(0,6K_\sigma \pm 0,2) - (0,6K_\sigma \mp 0,2)R} \leq 1, \quad (15.20)$$

где  $K_\sigma$  – эффективный коэффициент концентрации напряжений (см. таблицу 15.3);  $R$  – коэффициент асимметрии циклов напряжений.

В формуле (15.20) верхние знаки знаменателя принимают при большем по абсолютной величине растягивающем напряжении, нижние – при сжимающем, в лабораторной работе следует принимать верхние знаки. При  $\gamma > 1$  его следует принимать равным единице.

5. Определить допускаемое напряжение при переменном нагружении по формулам:

$$[\sigma']_{пер} = [\sigma']_{пост} \cdot \gamma \text{ или } [\tau']_{пер} = [\tau']_{пост} \cdot \gamma. \quad (15.21)$$

Таблица 15.1 – Значения пределов текучести для стали

Марка стали	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Марка стали	Предел текучести $\sigma_T$ , 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

Таблица 15.2 – Допускаемые напряжения в сварных швах при постоянной нагрузке

Технология сварки	Допускаемые напряжения в швах		
	Растяжение [ $\sigma$ ] <sub>p</sub>	Сжатие [ $\sigma$ ] <sub>p</sub>	Срез [ $\tau$ ]
Автоматическая	[ $\sigma$ ] <sub>p</sub>	[ $\sigma$ ] <sub>p</sub>	0,65[ $\sigma$ ] <sub>p</sub>
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая	0,9[ $\sigma$ ] <sub>p</sub>	[ $\sigma$ ] <sub>p</sub>	0,6[ $\sigma$ ] <sub>p</sub>
Контактная точечная и роликовая			0,6[ $\sigma$ ] <sub>p</sub>

Таблица 15.3 – Значения коэффициента концентраций напряжений

Характеристика шва	Коэффициент $K_G$ для стали	
	Углеродистой	Низколегированной
Стыковой при сварке:		
автоматической	1	1
ручной	1,2	1,4
Угловой лобовой при сварке:		
автоматической	1,7	2,4
ручной	2,3	3,2
Угловой фланговой	3,5	4,5

Результат внести в таблицу 15.4, сравнив его с действующим напряжением. Сделать вывод о работоспособности сварного соединения в условиях переменного нагружения.

Таблица 15.4 – Результаты расчетов сварных соединений

Номер шва	1	2
1	2	3
Материал свариваемых деталей		
Марка электрода		
Толщина свариваемых деталей $\delta$ , мм		
Катет шва $K$ , мм		

1	2	3
Общая длина швов $l$ , мм		
Плечо $h$ силы $F'$ , мм		
Характер нагрузки		
Предел текучести $\sigma_T$ , МПа		
Коэффициент запаса прочности $S$		
Допускаемое напряжение для материала деталей [ $\sigma$ ] <sub>p</sub> , МПа		
Коэффициент асимметрии цикла $R$		
Эффективный коэффициент концентрации напряжений $K_G$		
Коэффициент влияния переменности нагрузки $\gamma$		
Допускаемые напряжения для шва при постоянной нагрузке, МПа		
Допускаемое напряжение для шва при переменной нагрузке, МПа		

Таблица 15.5 – Действующие усилия в сварных швах

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

### Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте процесс сварки и его разновидности.
2. Перечислите и схематично изобразите виды сварных соединений.
3. Как влияет толщина соединяемых деталей на их подготовку к сварке?

4. Объясните понятие зоны термического влияния и ее воздействие на работоспособность сварных соединений.
5. Приведите классификацию сварных швов и действующих в них напряжений.
6. Как зависят условия прочности от вида нагружения?
7. Перечислите и схематично изобразите виды угловых швов в зависимости от действующей нагрузки.
8. Как учитывают при расчете фланговых швов несимметричность приложения нагрузки?
9. Объясните влияние технологии сварки на допускаемые напряжения.
10. Приведите формулы определения допускаемых напряжений в сварных швах при переменной нагрузке.

#### Темы для УИРС

1. Определение видов напряженных состояний и составление расчетных формул для реальных сварных соединений.
2. Определение критических значений силовых факторов для реальных сварных изделий.



ДЛЯ ЗАМЕТОК

Учебное издание

## ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

*Лабораторный практикум*

Ответственный за выпуск *В. Н. Основин*  
Редактор *Н. А. Антипович*  
Компьютерная верстка *А. И. Стебуля*

Подписано в печать 01.02.2010 г. Формат 60×84<sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Офсетная печать.  
Усл. печ. л. 11,16. Уч.-изд. л. 9,27. Тираж 300 экз. Заказ 292.

Издатель и полиграфическое исполнение:  
Учреждение образования  
Белорусский государственный аграрный технический университет.  
ЛИ № 02330/0131734 от 10.02.2006.  
ЛП № 02330/0131656 от 02.02.2006.  
Пр. Независимости, 99–2, 220023, Минск.