Приложение 2.26.1 к ОПОП-П по специальности 22.02.08 Металлургическое производство (по видам производства) (Направленность Металлургия черных металлов)

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«Магнитогорский государственный технический университет им. Г.И. Носова»

Многопрофильный колледж

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ДЛЯ ЛАБОРАТОРНЫХ И ПРАКТИЧЕСКИХ ЗАНЯТИЙ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ ОП.05 ДЕТАЛИ МАШИН

для обучающихся специальности
специальности 22.02.08 Металлургическое производство (по видам производства)

(Направленность: Металлургия чёрных металлов)

Магнитогорск, 2025

СОДЕРЖАНИЕ

1 ВВЕДЕНИЕ 3
2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ 4
ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ....4
Практическое занятие №1....4
Практическое занятие №2....5
Практическое занятие №3....9
Практическое занятие №4....11
Практическое занятие №5....12
Практическое занятие №6....16
Практическое занятие №7....19
Практическое занятие №8....21
Практическое занятие №9....24
Практическое занятие №10....27
ЛАБОРАТОРНЫЕ ЗАНЯТИЯ 32
Лабораторное занятие №1....32
Лабораторное занятие №2....36
Лабораторное занятие №3....39
Лабораторное занятие №4....43

1 ВВЕДЕНИЕ

Важную часть теоретической и профессиональной практической подготовки обучающихся составляют практические и лабораторные занятия.

Состав и содержание практических и лабораторных занятий направлены на реализацию Федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования.

Ведущей дидактической целью практических занятий является формирование профессиональных практических умений (умений выполнять определенные действия, операции, необходимые в последующем в профессиональной деятельности).

Ведущей дидактической целью лабораторных занятий является экспериментальное подтверждение и проверка существенных теоретических положений (законов, зависимостей).

В соответствии с рабочей программой учебной дисциплины «Детали машин» предусмотрено проведение практических и лабораторных занятий.

В результате их выполнения, обучающийся должен ***уметь:***

Уд 1 определять напряжения в конструкционных элементах;

Уд 2 производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц;

Уд 3 читать рабочие/ремонтные чертежи деталей;

Уд 4 читать и составлять кинематические схемы механизмов;

Содержание практических и лабораторных занятий ориентировано на подготовку обучающихся к освоению профессионального модуля программы подготовки специалистов среднего звена по специальности и овладению ***профессиональными компетенциями***:

ПК 2.1. Выполнять расчеты параметров технологического процесса, работы оборудования, характеристик исходного сырья и продукции при производстве черных металлов;

ПК 2.5. Осуществлять эксплуатацию, обслуживание и контроль состояния технологического оборудования в производстве черных металлов;

А также формированию *общих компетенций*:

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Выполнение обучающихся практических и лабораторных работ по учебной дисциплине «Детали машин» направлено на:

- формирование умений применять полученные знания на практике, реализацию единства интеллектуальной и практической деятельности.

Практические и лабораторные занятия проводятся в рамках соответствующей темы, после освоения дидактических единиц, которые обеспечивают наличие знаний, необходимых для ее выполнения.

2 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ

Тема 1.2 Плоская система сходящихся сил

Практическое занятие №1
Определение реакций связи системы сходящихся сил

Цель: изучить способы сложения сил, линии действия которых сходятся в одной точке.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 4 читать и составлять кинематические схемы механизмов.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.5. Осуществлять эксплуатацию, обслуживание и контроль состояния технологического оборудования в производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: не требуется.

Задание:

Выполнить расчет равнодействующей системы сил

Порядок выполнения работы:

1. Изучить методику расчета равнодействующей системы сил.
2. Выполнить расчет равнодействующей системы сил.
3. Сделать вывод.
4. Ответить на контрольные вопросы.

Ход работы:

Пример 1. Груз (рисунок 1) подвешен на стержнях и канатах и находится в равновесии. Изобразите систему сил, действующих на шарнир

Решение

1. Реакции стержней направлены вдоль стержней, реакции гибких связей направлены вдоль нитей в сторону натяжения (рисунок 1, а).
2. Для определения точного направления усилий в стержнях мысленно убираем последовательно стержни 1 и 2. Анализируем возможные перемещения точки *A*.

Неподвижный блок с действующими на него силами не рассматриваем.

3. Убираем стержень 1, точка *A* поднимается и отходит от стены, следовательно, реакция стержня 1 направлена к стене.
4. Убираем стержень 2, точка *A* поднимается и приближается к стене, следовательно, реакция стержня 2 направлена от стены вниз.
5. Канат тянет вправо.
6. Освобождаемся от связей (рисунок 1, б).

Рисунок 1 – Груз, подвешенный на стержнях и канатах
а) Силы, действующие на шарнир А. б) Система сходящихся сил.

Пример 2. Шар подвешен на нити и опирается на стену (рисунок 2, а). Определите реакции нити и гладкой опоры (стенки).

Решение

1. Реакция нити — вдоль нити к точке *B* вверх (рисунок 2, б).
2. Реакция гладкой опоры (стенки) — по нормали от поверхности опоры.

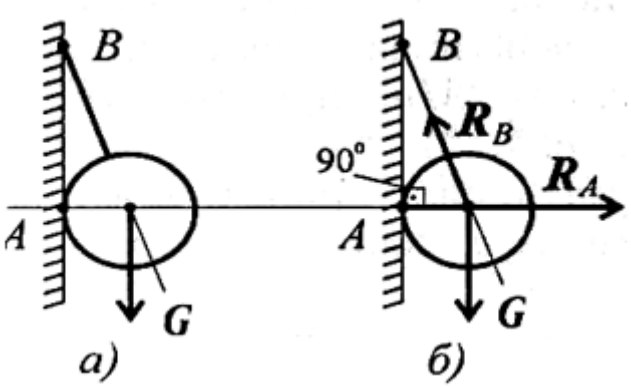


Рисунок 2 - Определение реакции нити и гладкой опоры
а) шар на нити; б) реакции

Форма представления результата:

Работа должна быть представлена в виде схемы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена защита работы и составлено уравнение моментов относительно точки С.

Оценка «хорошо» выставляется, если все реакции посчитаны верно

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если одна реакция рассчитана верно.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если реакции рассчитаны не верно.

Тема 1.3 Пара сил и момент силы относительно точки

Практическое занятие №2
Определение момента силы относительно точки

Цель: формирование умений применять уравнений равновесия плоской системы произвольно расположенных сил для определения неизвестных реакций в опорах.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 4 читать и составлять кинематические схемы механизмов.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.5. Осуществлять эксплуатацию, обслуживание и контроль состояния технологического оборудования в производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: не требуется.

Задание:

1. Какие силы из системы сил (рисунок 1) образуют пары?

$$F_1=F_2 = F_4;\ F_3 = F_6;\ F_5 = 0{,}9F_6.$$

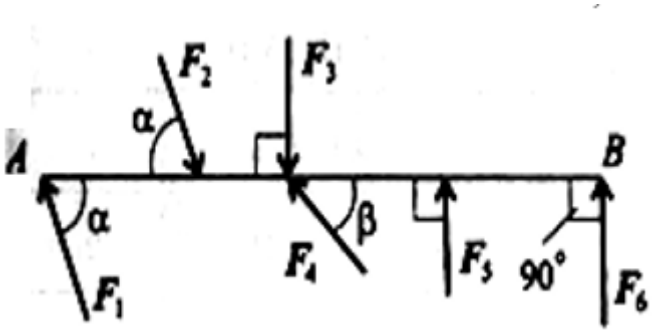


Рисунок 1 – К вопросу 1

2. Определите момент изображенной на рисунке 2 пары сил. **F*\ = **F'*\ = 5кН.

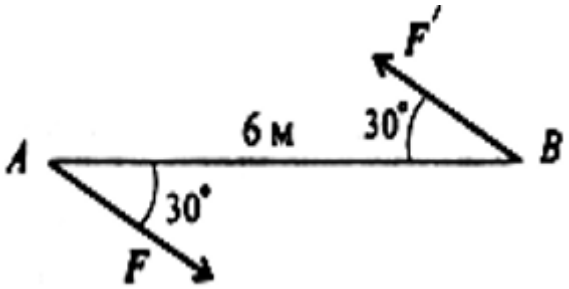


Рисунок 2 – К вопросу 2

3. Какие из изображенных пар (рисунок 3) эквивалентны, если

$F_1 = F2 = 8$ кН; $F3 = 6{,}4$ кН; $a_1 = 2$ м; $a_2 = 2{,}5$ м?

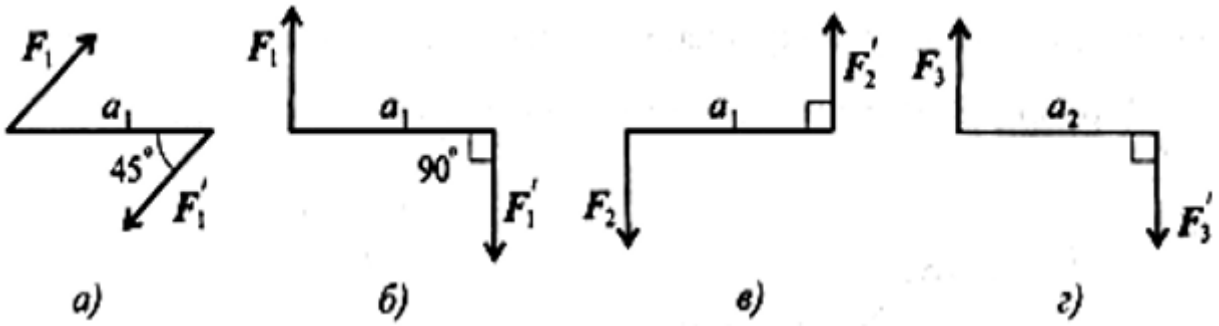


Рисунок 3 – К вопросу 3

Порядок выполнения работы:

1 Законспектировать теоретические положения

2 Выполнить письменно задания.

3 Сделать вывод

Ход работы:

Пример 1. Груз (рисунок 1) подвешен на стержнях и канатах и находится в равновесии. Изобразить систему сил, действующих на шарнир

Решение

Сила, не проходящая через точку крепления тела, вызывает вращение тела относительно точки, поэтому действие такой силы на тело оценивается моментом.

Момент силы относительно точки численно равен произведению модуля силы на расстояние от точки до линий действия силы.

Перпендикуляр, опущенный из точки на линию действия силы (рисунок 4), называется плечом силы.

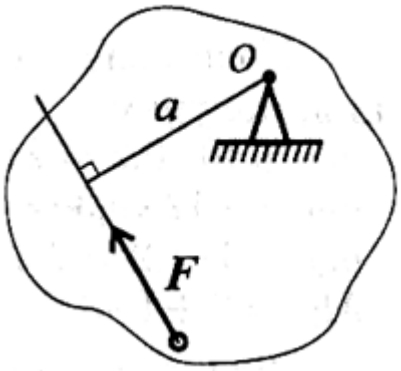


Рисунок 4 – Момент силы относительно точчки

Обозначение момента Mo(F) или $m_O(F)$;

$M_O(F) = Fa$.

Единица измерения $[m_O(F)] = Н \times м$.

Момент считается положительным, если сила разворачивает тело по часовой стрелке.

Примечание. В разных учебных пособиях знак момента назначается по-разному.

Момент силы относительно точки равен нулю, если линия действия силы проходит через точку, т. к. в этом случае расстояние от точки до силы равно нулю.

Пример 1. Дана пара сил $|F_1| = |F^1_1| = 42$ кН; плечо 2 м. Заменить заданную пару сил эквивалентной парой с плечом 0,7 м (рисунок 5).

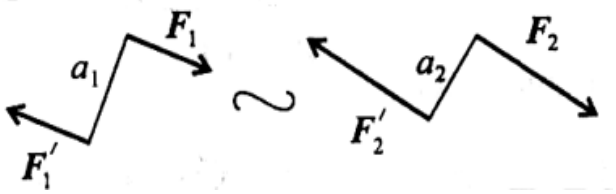


Рисунок 5 – Эквивалентные пары сил

Решение

$$m_1 = F_1 a_1;\ m_1 = 42 \cdot 2 = 84\ \text{кН·м};\quad m_2 = F_2 a_2;\ m_1 = m_2.$$

$$\text{Откуда } F_2 = \frac{84}{0{,}7} = 120\ \text{кН}.$$

Пары сил эквивалентны, если моменты этих пар численно равны:

Пример 2. Дана система пар сил (рисунок 2). Определить момент результирующей пары.

Пары сил эквивалентны, если моменты этих пар численно равны:

Пример 2. Дана система пар сил (рисунок 6). Определить момент результирующей пары.

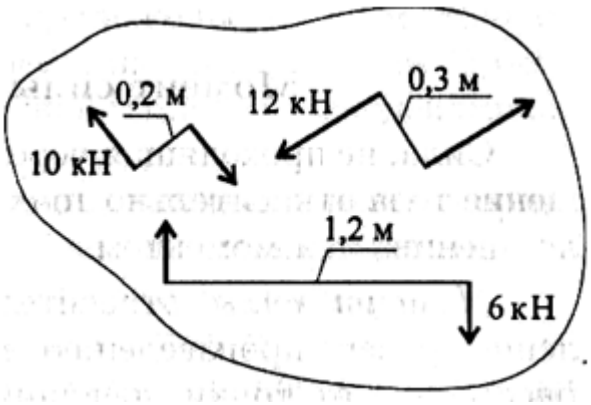


Рисунок 6 – К примеру 2

Решение

Момент результирующей пары равен алгебраической сумме моментов пар системы:

$$M_{\Sigma} = \sum_{0}^{n} m_k.$$

Подставив численные значения, получим:

$m_1 = 10 \cdot 0{,}2 = 2$кНм;

$m_2 = -12 \cdot 0{,}3 = -3{,}6$ кНм;

$m_3 = 6 \cdot 1{,}2 = 7{,}2$ кНм;

$M_{\sum} = 2 + (-3{,}6) + 7{,}2 = 5{,}6$ кНм.

Знак свидетельствует о том, что момент вызывает вращение по часовой стрелке. Величину силы и плеча определить не удается.

Примечание. Чтобы уравновесить данную систему пар, необходимо приложить пару сил, равную по модулю и в обратную сторону. Такую пару сил называют уравновешивающей.

Форма представления результата:

Работа должна быть представлена в виде решенных заданий

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена защита работы и составлено уравнение моментов относительно точки С.

Оценка «хорошо» выставляется, если решены два задания.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если решено одно задание.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если задания не решены.

Тема 1.4 Плоская система произвольно расположенных сил

Практическое занятие №3
Определение реакций опор в балках

Цель: уметь применять формы уравнений равновесия плоской системы произвольно расположенных сил для определения реакций для балки с шарнирными опорами.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1 определять напряжения в конструкционных элементах.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.1. Выполнять расчеты параметров технологического процесса, работы оборудования, характеристик исходного сырья и продукции при производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: не требуется.

Задание:

Определить величины реакций в шарнирах двухопорной балки. Провести проверку решения

Порядок выполнения работы:

1 Рассмотреть теоретические положения

2 Изучить методику расчета опорных реакций балок

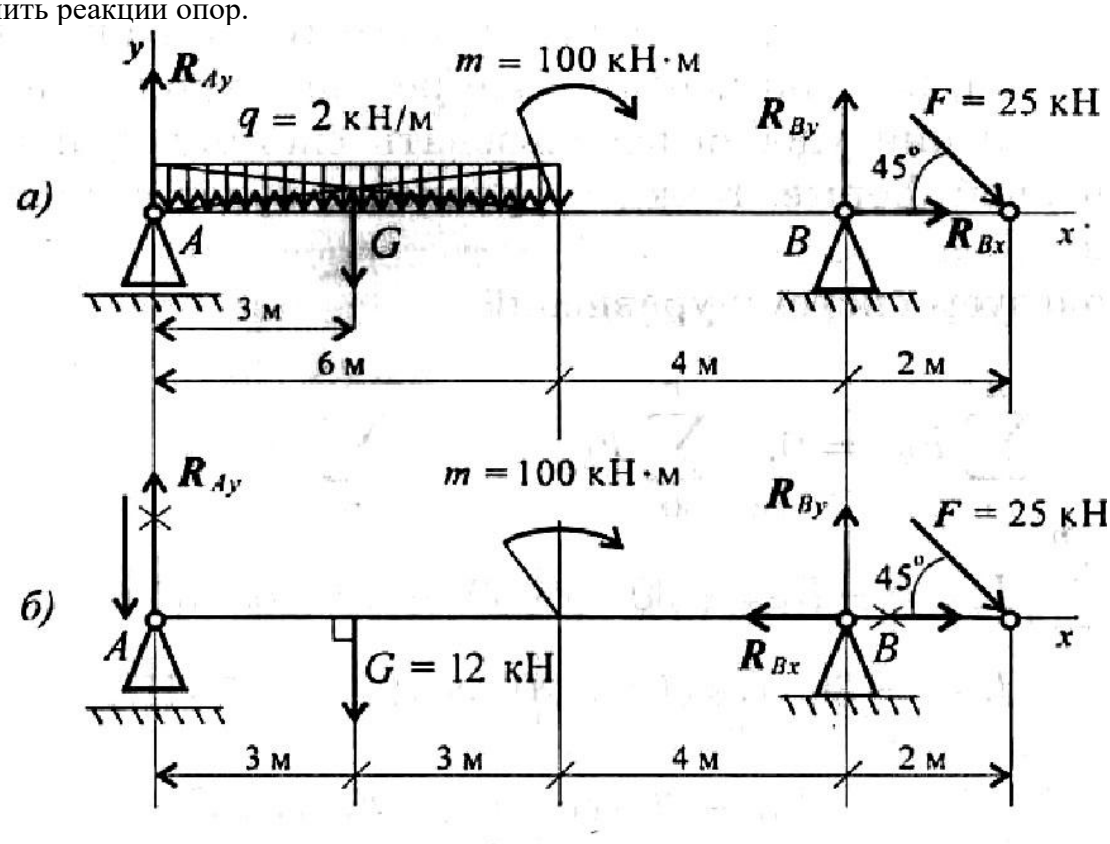
3 Выполнить расчет

4 Сделать вывод

5 Ответить на контрольные вопросы

Ход работы:

Пример. Двухопорная балка с шарнирными опорами *A* и *B* нагружена сосредоточенной силой *F,* распределенной нагрузкой с интенсивностью *q* и парой сил с моментом *m* (рисунок 1). Определить реакции опор.



а) с распределенной нагрузкой;

б) с заменой распределенной нагрузки на сосредоточенную

Рисунок 1 - Реакции опор в двухопорной балке

Решение

1. Левая опора (точка *A)* — подвижный шарнир, здесь реакция направлена перпендикулярно опорной поверхности. Правая опора (точка В) — неподвижный шарнир, здесь наносим две составляющие реакции вдоль осей координат. Ось *Ox* совмещаем с продольной осью балки.

2. Поскольку на схеме возникнут две неизвестные вертикальные реакции, использовать первую форму уравнений равновесия нецелесообразно.

3. Заменяем распределенную нагрузку сосредоточенной:

$$G = ql;\ G = 2\times6 = 12\ \text{кН}.$$

Сосредоточенную силу помещаем в середине пролета, далее задача решается с сосредоточенными силами (рис. 1, б).

4. Наносим возможные реакции в опорах (направление произвольное).

5. Для решения выбираем уравнение равновесия в виде

$$\left\{\begin{array}{l|l} \sum\limits_0^n m_{kA} = 0; & \text{Проверка:} \\ \sum\limits_0^n m_{kB} = 0; & \sum\limits_0^n F_{ky} = 0. \\ \sum\limits_0^n F_{kx} = 0. & \end{array}\right.$$

6. Составляем уравнения моментов относительно точек крепления:

$$\sum_0^n m_{kA} = G\cdot 3 + m - R_{By}\cdot 10 + F\cdot 12\cdot\sin 45^\circ = 0.$$

$$R_{By}\cdot 10 = G\cdot 3 + m + F\cdot 12\cdot\sin 45^\circ;$$

$$R_{By}\cdot 10 = 12\cdot 3 + 100 + 25\cdot 12\cdot 0{,}7; \quad R_{By} = \frac{346}{10} = 34{,}6\,\text{кН}.$$

Реакция направлена верно.

$$\sum_0^n m_{kB} = R_{Ay}\cdot 10 - G\cdot 7 + m + F\cdot 2\cdot\sin 45^\circ = 0.$$

$$R_{Ay}\cdot 10 = G\cdot 7 - m - F\cdot 2\cdot\sin 45^\circ;$$

$$R_{Ay}\cdot 10 = 12\cdot 7 - 100 - 50\cdot 0{,}7; \quad R_{Ay} = -\frac{51}{10} = -5{,}1\,\text{кН}.$$

Реакция отрицательная, следовательно, R_{Ay} нужно направить н противоположную сторону.

7. Используя уравнение проекций, получим:

$$\sum_0^n F_{kx} = R_{Bx} + F\cos 45^\circ = 0; \quad R_{Bx} = -F\cos 45^\circ; \quad R_{Bx} = -17{,}5\,\text{кН};$$

R_{Bx} — горизонтальная реакция в опоре В.

Реакция отрицательна, следовательно, на схеме ее направление будет противоположно выбранному.

8. *Проверка правильности решения.* Для этого используем четвертое уравнение равновесия

$$\sum_0^n F_{ky} = 0:$$

$$-R_{Ay} - G + R_{By} - F\cos 45^\circ = 0.$$

Подставим полученные значения реакций. Если условие выполнено, решение верно:

-5,1 - 12 + 34,6 – 25 -0,7 = 0.

Форма представления результата: защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена защита работы и составлено уравнение моментов относительно точки С.

Оценка «хорошо» выставляется, если все реакции посчитаны верно

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если две реакции рассчитаны верно.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если реакции рассчитаны не верно.

Тема 1.5 Центр тяжести

Практическое занятие №4
Определение центра тяжести стандартных прокатных профилей

Цель: формирование умений определять центр тяжести стандартных прокатных профилей.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1 определять напряжения в конструкционных элементах.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.1. Выполнять расчеты параметров технологического процесса, работы оборудования, характеристик исходного сырья и продукции при производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: не требуется.

Задание:

1 Повторить теоретический материал

2 Изучить методику определения центра тяжести прокатных профилей

3 Выполнить расчет

Порядок выполнения работы:

1 Рассмотреть теоретические положения

2 Изучить методику определения центра тяжести прокатных профилей

3 Выполнить расчет

4 Сделать вывод

5 Ответить на контрольные вопросы

Ход работы:

Пример 1. Определить координаты центра тяжести составного сечения. Сечение состоит из листа и прокатных профилей.

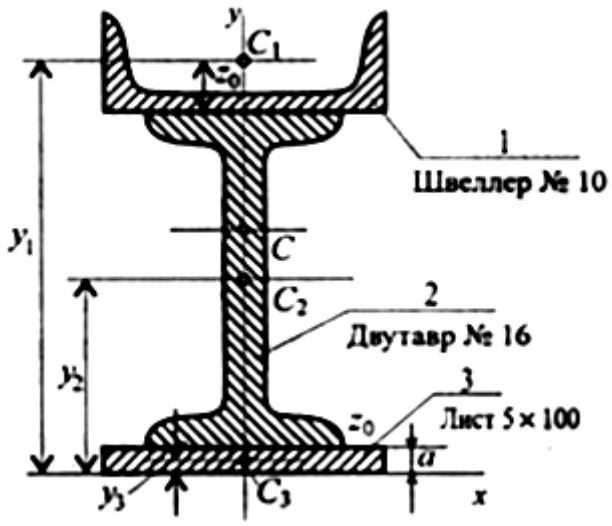


Рисунок 1 – Составное сечение из листа и прокатных профилей

Примечание. Часто рамы сваривают из разных профилей, создавая необходимую конструкцию. Таким образом, уменьшается расход металла и образуется конструкция высокой прочности.

Для стандартных прокатных профилей собственные геометрические характеристики известны. Они приводятся в соответствующих стандартах.

Решение

1. Обозначим фигуры номерами и выпишем из таблиц необходимые данные:

1) – швеллер № 10 (ГОСТ 8240-89); высота h = 100 мм; ширина полки b = 46 мм; площадь сечения A_1 = 10,9 см^2;
2) – двутавр № 16 (ГОСТ 8239-89); высота 160 мм; ширина полки 81 мм; площадь сечения A_2 — 20,2 см^2;
3) – лист 5х100; толщина 5 мм; ширина 100 мм; площадь сечения $A_3 = 0{,}5 \times 10 = 5$ см^2.

2. Координаты центров тяжести каждой фигуры можно определить по чертежу.

Составное сечение симметрично, поэтому центр тяжести находится на оси симметрии и координата $x_C = 0$.

Швеллер 1: $y_1 = a + h_2 + z_0;\ y_1 = 0{,}5 + 16 + 1{,}44 = 17{,}54$ см.

Двутавр 2: $y_2 = a + \frac{h_2}{2};\ y_2 = 0{,}5 + 16/2 = 8{,}5$ см.

Лист 3: $y_3 = a/2 = 0{,}25$ см.

3. Определение центра тяжести составного сечения:

$$y_C = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_1 + A_2 + A_3},$$

$$y_C = \frac{10{,}9 \cdot 17{,}54 + 20{,}2 \cdot 8{,}5 + 5 \cdot 0{,}25}{10{,}9 + 20{,}2 + 5} = 10\,\text{см}.$$

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена защита работы и определены координаты указанной преподавателем на схеме точки.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно рассчитаны координаты общего центра тяжести

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно определены координаты центра тяжести отдельных профилей.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если координаты рассчитаны не верно.

Тема 1.9 Работа и мощность. Общие теоремы динамики

Практическое занятие №5
Решение задач на определение работы и мощности

Цель: формирование умений рассчитывать мощность с учетом потерь на трение и сил инерции.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 2 производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.1. Выполнять расчеты параметров технологического процесса, работы оборудования, характеристик исходного сырья и продукции при производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: не требуется.

Задание:

Определить требуемые мощность и скорость электродвигателя по следующим данным: тяговая сила ленты F (кН), скорость ленты V (м/с), диаметр барабана D (мм) (по вариантам).

Порядок выполнения работы:

1 Рассмотреть теоретические положения

2 Изучить методику расчета работы и мощности

3 Выполнить расчет (по вариантам)

4 Сделать вывод

Ход работы:

Мощность

Для характеристики работоспособности и быстроты совершения работы введено понятие мощности.

Мощность — работа, выполненная в единицу времени:

$$P = \frac{W}{t}.$$

Единицы измерения мощности: ватты, киловатты,

$$1\ \frac{\text{Н·м}}{\text{с}} = 1\ \text{Вт};\ 10^3\ \text{Вт} = 1\ \text{кВт}.$$

Мощность при поступательном движении (рис. 1)

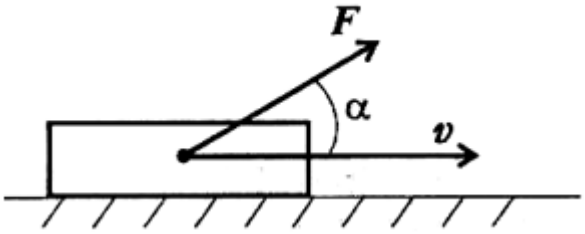


Рисунок 1 – Поступательное движение

$$P = \frac{FS\cos\alpha}{t}$$

Учитывая, что $S/t = v_{ср}$, получим

$$P = Fv_{\text{ср}}\cos\alpha,$$

где F — модуль силы, действующей на тело; $v_{ср}$ — средняя скорость движения тела.

Средняя мощность при поступательном движении равна произведению модуля силы на среднюю скорость перемещения и на косинус угла между направлениями силы и скорости.

Мощность при вращении (рис. 2)

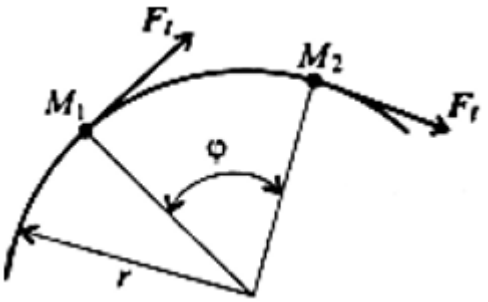


Рисунок 2 – Вращательное движение

Тело движется по дуге радиуса *r* из точки M_1 в точку M_2

$$\overset{\smile}{M_1M_2} = \varphi r.$$

Работа силы:

$$W = M_{\text{вр}}\varphi, \quad M_{\text{вр}} = F_t r,$$

где $M_{вр}$ — вращающий момент.

$$P = \frac{M_{\text{вр}}\varphi}{t}.$$

Учитывая, что

$$\frac{\varphi}{t} = \omega_{\text{ср}}, \quad \text{получим} \quad P = M_{\text{вр}}\omega_{\text{ср}},$$

где $\omega_{ср}$ — средняя угловая скорость.

Мощность силы при вращении равна произведению вращающего момента на среднюю угловую скорость.

Если при выполнении работы усилие машины и скорость движения меняются, можно определить мощность в любой момент времени, зная значения усилия и скорости в данный момент.

Коэффициент полезного действия

Каждая машина и механизм, совершая работу, тратит часть энергии на преодоление вредных сопротивлений. Таким образом, машина (механизм) кроме полезной работы совершает еще и дополнительную работу.

Отношение полезной работы к полной работе или полезной мощности ко всей затраченной мощности называется коэффициентом полезного действия (КПД):

$$\eta = \text{КПД} = \frac{P_{\text{пол}}}{P_{\text{затр}}}.$$

Полезная работа (мощность) расходуется на движение с заданной скоростью и определяется по формулам:

$$W = FS\cos\alpha, \quad P = Fv\cos\alpha;$$

$$W = M_{\text{вр}}\varphi, \quad P = M_{\text{вр}}\omega.$$

Затраченная мощность больше полезной на величину мощности, идущей на преодоление трения в звеньях машины, на утечки и тому подобные потери.

Чем выше КПД, тем совершеннее машина.

Примеры решения задач

Пример 1. Определить потребную мощность мотора лебедки для подъема груза весом 3 кН на высоту 10 м за 2,5 с (рис. 3). КПД механизма лебедки 0,75.

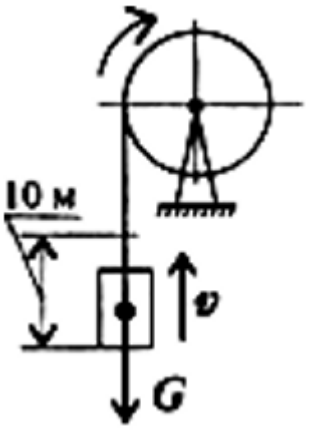


Рисунок 3 – К задаче 1

Решение

1. Мощность мотора используется на подъем груза с заданной скоростью и преодоление вредных сопротивлений механизма лебедки.

Полезная мощность определяется по формуле

$$P = Fv \cos \alpha.$$

В данном случае α = 0; груз движется поступательно.

1. Скорость подъема груза

$$v = \frac{S}{t};\ v = \frac{10}{2{,}5} = 4\ \text{м/с}.$$

3. Необходимое усилие равно весу груза (равномерный подъем).
4. Полезная мощность P = 3000 • 4 = 12 000 Вт.
5. Полная мощность. затрачиваемая мотором

$$P_{\text{мотора}} = \frac{P}{\eta}.\quad P_{\text{мотора}} = \frac{12}{0{,}75} = 16\ \text{кВт}.$$

Пример 2. Судно движется со скоростью 56 км/ч (рис. 4). Двигатель развивает мощность 1200 кВт. Определить силу сопротивления воды движению судна. КПД машины 0,4.

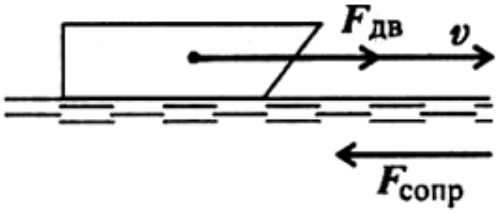


Рисунок 4 – К задаче 2

Решение

1. Определяем полезную мощность, используемую на движение с заданной скоростью:

$$P = F_{\text{дв}} v \cos \alpha.$$

$$\eta = \frac{P}{P_{\text{мотора}}}; \quad P = P_{\text{мотора}} \eta; \quad P = 1200 \cdot 0{,}4 = 480\,\text{кВт}.$$

2. По формуле для полезной мощности можно определить движущую силу судна с учетом условия α = 0. При равномерном движении движущая сила равна силе сопротивления воды:

Fдв = Fсопр.

3. Скорость движения судна v = 36 * 1000/3600 = 10 м/с

4. Сила сопротивления воды

$$F_{\text{сопр}} = \frac{P}{v}; \quad F_{\text{сопр}} = \frac{480\,000}{10} = 48\,000\,\text{Н}.$$

Сила сопротивления воды движению судна

Fсопр. = 48 кН

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены работа и мощность.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно определена работа.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если работа и мощность рассчитаны не верно.

Тема 1.11 Растяжение и сжатие

Практическое занятие №6
Расчёт на прочность при растяжении и сжатии

Цель: в результате выполнения работы студент должен знать правила построения эпюр продольных сил и нормальных напряжений в поперечном сечении бруса, уметь с помощью метода сечений строить эпюры продольных сил и нормальных напряжений.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1 определять напряжения в конструкционных элементах.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.1. Выполнять расчеты параметров технологического процесса, работы оборудования, характеристик исходного сырья и продукции при производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: не требуется.

Задание:

Рассчитать конструкцию на прочность

Порядок выполнения работы:

1 Рассмотреть теоретические положения

2 Изучить методику расчета на прочность при растяжении и сжатии

3 Выполнить расчет (по вариантам)

4 Сделать вывод

Ход работы:

Необходимые формулы.

Нормальное напряжение

$$\sigma = \frac{N}{A},$$

где N — продольная сила; A — площадь поперечного сечения.

Удлинение (укорочение) бруса

$$\Delta l = \frac{Nl}{AE} \quad \text{или} \quad \Delta l = \frac{\sigma l}{E},$$

E — модуль упругости; l — начальная длина стержня.

Допускаемое напряжение

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{[s]},$$

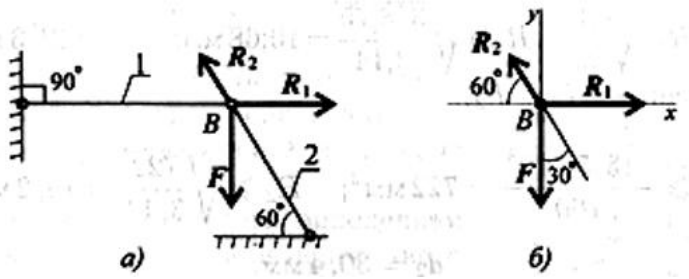
[s] — допускаемый запас прочности.

Условие прочности при растяжении и сжатии:

$$\sigma = \frac{N}{A} \leqslant [\sigma].$$

Примеры расчетов на прочность и жесткость

Пример 1. Груз закреплен на стержнях и находится в равновесии (рисунок 1). Материал стержней — сталь, допускаемое напряжение 160 МПа. Вес груза 100 кН. Длина стержней: первого — 2 м, второго — 1м. Определить размеры поперечного сечения и удлинение стержней. Форма поперечного сечения — круг.



А) с реакцией связи; б) без реакций связи

Рисунок 1 – Груз на стержне

Решение

Определить нагрузку на стержни. Рассмотрим равновесие точки *B*, определим реакции стержней. По пятой аксиоме статистики (закону действия и противодействия) реакция стержня численно равна нагрузке на стержень. Наносим реакции связей, действующих в точке *B*. Освобождаем точку *B* от связей (рисунок 1, а). Выбираем систему координат так, чтобы одна из осей координат совпала с неизвестной силой (рисунок 1, б).Составим систему уравнений равновесия для точки В:

$$\sum F_x = -R_2 \cos 60° + R_1 = 0;$$
$$\sum F_y = R_2 \cos 30° - F = 0.$$

Решаем систему уравнений и определяем реакции стержней.

$$R_2 = \frac{F}{\cos 30°}; \quad R_2 = \frac{100}{0,866} = 115,5\,\text{кН}.$$

$$R_1 = R_2 \cos 60°; \quad R_1 = 115,5 \cdot 0,5 = 57,4\,\text{кН}.$$

Направление реакций выбрано верно. Оба стержня сжаты. Нагрузки на стержни: F_1 = 57,4кН; F_2 = 115, 5 кН. Определяем потребную площадь поперечного сечения стержней из условий прочности. Условие прочности на сжатие:

$$\sigma = N/A \leqslant [\sigma],$$

Откуда

$$A \geqslant \frac{N}{[\sigma]}.$$

Стержень 1 ($N_1 = F_1$):

$$A_1 \geqslant \frac{57,4 \cdot 10^3}{160} = 358,75\,\text{мм}^2.$$

Для круга

$$A=\pi R^2; \quad R=\sqrt{\frac{A}{\pi}}; \quad R_1 \geqslant \sqrt{\frac{358,75}{3,14}}=10,68\,\text{мм}; \quad d_1=21,3\,\text{мм}.$$

Стержень 2 ($N_2 = F_2$):

$$A_2 \geqslant \frac{115,5 \cdot 10^3}{160} = 722\,\text{мм}^2; \quad R_2 \geqslant \sqrt{\frac{722}{3,14}} = 15,2\,\text{мм};$$

$$d_2 = 30,4\,\text{мм}.$$

Полученные диаметры округляем: d_1 = 25 мм, d_2 = 32 мм.

3. Определяем удлинение стержней

$$\Delta l = \frac{Nl}{AE}$$

Укорочение стержня 1:

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}; \quad A_2 = \frac{3,14 \cdot 25^2}{4} = 490\,\text{мм}^2;$$

$$\Delta l_1 = \frac{57,4 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 490} = 1,17\,\text{мм}.$$

Укорочение стержня 2:

$$A_2 = \frac{3,14 \cdot 32^2}{4} = 804\,\text{мм}^2; \quad \Delta l_2 = \frac{115,5 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 804} = 0,72\,\text{мм}.$$

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены нагрузки на стержни.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно определены реакции опор.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если реакции опор и нагрузки рассчитаны не верно.

Тема 1.12 Кручение

Практическое занятие №7
Расчет вала на прочность и жесткость при кручении

Цель: формирование умений **с** помощью метода сечений строить эпюры крутящих моментов и касательных напряжений, выполнять расчеты на прочность и жесткость.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1 определять напряжения в конструкционных элементах.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.1. Выполнять расчеты параметров технологического процесса, работы оборудования, характеристик исходного сырья и продукции при производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: не требуется.

Задание:

Рассчитать конструкцию на прочность и жесткость

Порядок выполнения работы:

1 Рассмотреть теоретические положения.

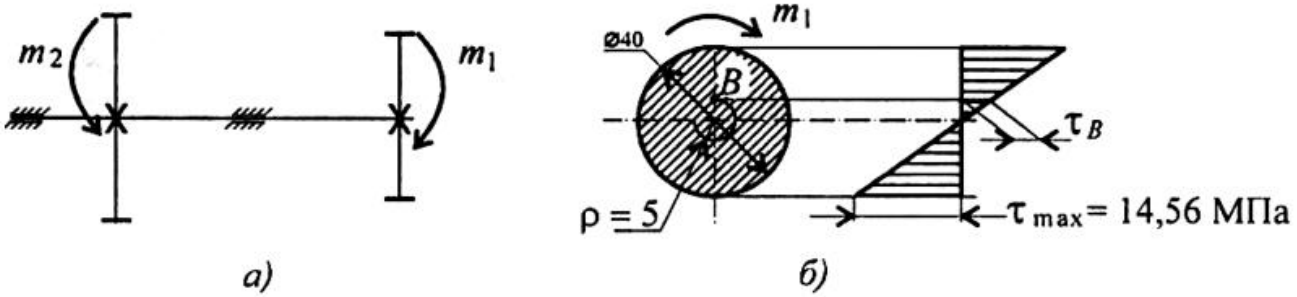
2 Изучить методику расчета на прочность при растяжении и сжатии.

3 Ответить на контрольные вопросы.

4 Сделать вывод.

Ход работы:

Пример. Стальной вал диаметром 40 мм передает мощность 15кВт при угловой скорости 80 рад/с (рисунок 1); проверить прочность и жесткость вала, если допускаемое напряжение кручения 20 МПа. Модуль упругости при сдвиге 0,8 • 10^5 МПа. Допускаемый угол закручивания $[\varphi_0] = 0{,}6$ град/м. Построить эпюру касательных напряжений и определить значение касательного напряжения в точке, удаленной на 5 мм от оси вала.



а) стальной вал; б) эпюра касательных напряжений

Рисунок 1 – Схема вала

Решение

Определяем вращающий момент на валу:

$$M_{вр} = \frac{P}{\omega}; \quad M_{вр} = \frac{15 \cdot 1000}{80} = 187{,}5\,Н \cdot м.$$

Проверка прочности вала. Из условия равновесия

$m_1 + m_2 = 0$; $m_1 = m_2 = M_к$.

Условие прочности:

$$\tau_к = \frac{M_к}{W_p} \leqslant [\tau_к],$$

где τк — расчетное напряжение в сечении; Мк — крутящий момент в сечении; Wp — момент сопротивления; [τк] — допускаемое напряжение кручения.

3. $\tau_к = \frac{187{,}5 \cdot 10^3}{12\,800} = 14{,}65$ МПа.

$W_p = 0{,}2d^3 = 0{,}2 \cdot 40^3 = 12\,800$ мм^3.

Прочность обеспечена. Максимальное касательное напряжение в сечении

14,65 МПа < 20 МПа.

Проверка жесткости. Условие жесткости:

$$\varphi_0 = \frac{M_к}{G\mathcal{J}_p} \leqslant [\varphi_0],$$

где φ_0 – относительный угол закручивания; Jv — полярный момент инерции при кручении; [φ0] — допускаемый угол закручивания.

$$\mathcal{J}_p = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0{,}1d^4.$$

$$\mathcal{J}_p = 0{,}1 \cdot 40^4 = 256 \cdot 10^3 \text{ мм}^4.$$

$$\varphi_0 = \frac{187{,}5 \cdot 10^3}{0{,}8 \cdot 10^5 \cdot 256 \cdot 10^3} = 9 \cdot 10^{-6} \text{ рад/мм}.$$

Угол закручивания участка

$\varphi_0 = 9 \cdot 10^{-6}$ рад/мм $= 9 \cdot 10^{-3}$ рад/м.

$[\varphi_0] = 0{,}6$ град/м $\approx 0{,}01$ рад/м $> 0{,}009$ рад/м.

Жесткость обеспечена.

6. Построим эпюру касательных напряжений в поперечном сечении (рисунок 1, б). Определим напряжение в точке, удаленной на 5 мм от оси вала.

$$r/\rho = \tau_{max}/\tau_B.$$

$\tau_{max} = 14{,}65$ МПа.

$$\frac{20}{5} = \frac{14{,}65}{\tau_B}; \quad \tau_B = \frac{14{,}65 \cdot 5}{20} \cong 3{,}66 \text{ МПа}.$$

Контрольные вопросы и задания

1. Определите крутящий момент в сечении 2-2 (рисунок 2).

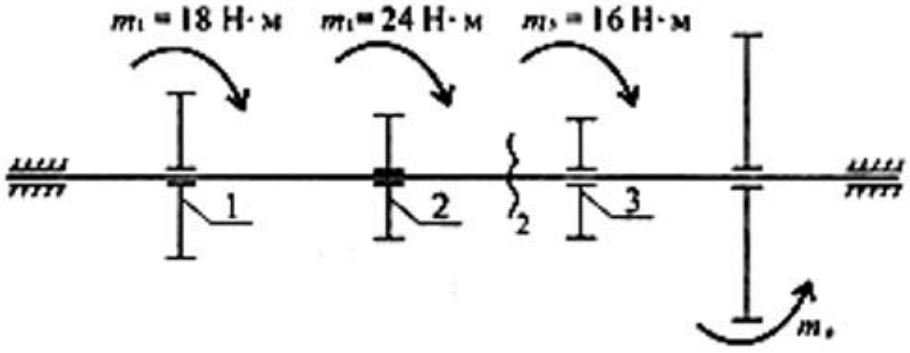


Рисунок 2 – Схема вала

2. В каком порядке рациональнее расположить шкивы, чтобы получить минимальную нагрузку на вал? Использовать схему рисунок 2.
3. Как изменится напряжение в сечении, если диаметр вала уменьшить в два раза?
4. Проведены расчеты вала на прочность и жесткость. Получено: диаметр вала из расчета на прочность 65 мм, диаметр вала из расчета на жесткость 70 мм. Каким должен быть вал?
5. Как изменится угол закручивания вала, если крутящий момент увеличить в 4 раза, а диаметр уменьшить в 2 раза?
6. Напишите условия прочности и жесткости при кручении.

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены нагрузки на стержни.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно определены реакции опор.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если реакции опор и нагрузки рассчитаны не верно.

Тема 1.13 Изгиб

Практическое занятие №8
Построение эпюр Q и $M_{изг}$

Цель: уметь строить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1 определять напряжения в конструкционных элементах.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.1. Выполнять расчеты параметров технологического процесса, работы оборудования, характеристик исходного сырья и продукции при производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: не требуется.

Задание:

По методу сечений построить эпюры изгибающих моментов и поперечной силы. Определить опасное сечение

Порядок выполнения работы:

1 Рассмотреть теоретические положения.

2 Изучить методику построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

3 Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

4 Сделать вывод.

Ход работы:

Пример. На двух опорную балку действуют сосредоточенные силы и моменты (рисунок 1). Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

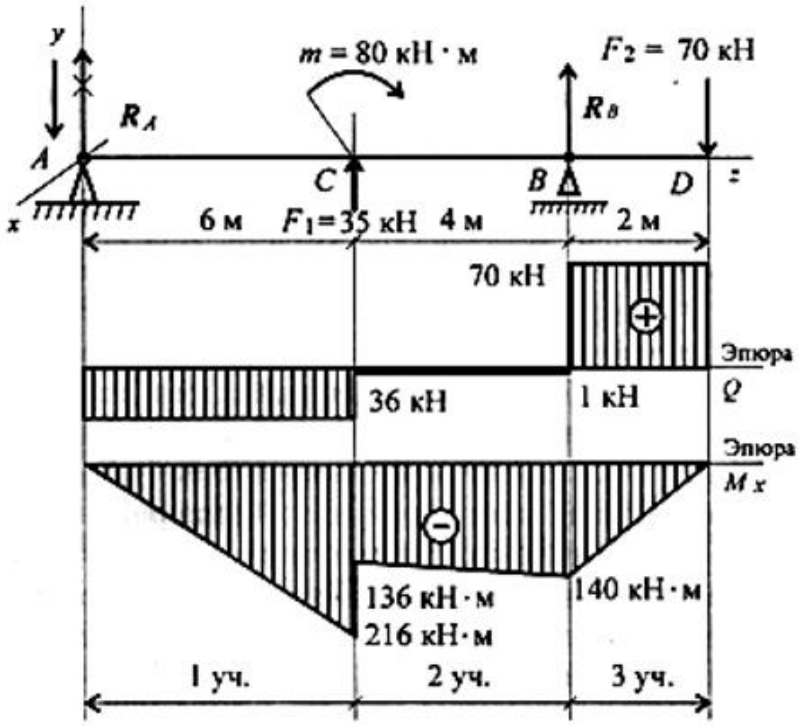


Рисунок 1 – Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов 2-х опорной балки

Для двух опорной балки построение эпюр начинают с определения опорных реакций балки. Для их определения используем систему уравнений равновесия, составляем два уравнения моментов относительно шарнирных опор. Затем проводим проверку правильности решения по уравнению

$$\sum_{0}^{n} F_{ky} = 0$$

Решение

Определение реакций в опорах.

Уравнения равновесия:

$\sum m_A = 0;\ -F_1 \cdot 6 + m - R_B \cdot 10 + F_2 \cdot 12 = 0;$

$-35 \cdot 6 + 80 - R_B \cdot 10 + 70 \cdot 12 = 0;$

$R_B \cdot 10 = -210 + 80 + 840;$

$R_B = 71\,\text{кН}.$

$\sum m_B = 0;\ R_A \cdot 10 + F_1 \cdot 4 + m + F_2 \cdot 2 = 0;$

$R_A \cdot 10 + 80 + 35 \cdot 4 + 70 \cdot 2 = 0;$

$R_A \cdot 10 = -80 - 140 - 140 = -360;$

$R_A = -36\,\text{кН}.$

Реакция в опоре направлена в обратную сторону.

Проверка: $\sum F_y = 0;$

$-R_A + F_1 + R_B - F_2 = 0; \qquad -36 + 35 + 71 - 70 = 0.$

Реакции определены верно.

Для упрощения расчетов при построении эпюр поперечных сил и изгибающих моментов можно провести расчет по *характерным точкам* без составления уравнений.

Для этого используют известные связи между поперечной силой и изгибающим моментом и правила построения эпюр.

Участок 1 (от точки *A* до точки *C).*

В точке *A* приложена реакция *Ra*, направленная вниз. Поперечная сила на участке постоянна: $Q_1 = R_A = -36\,\text{кН}.$

Момент в точке *A* равен нулю.

Точка *C* (слева). Приложена внешняя сила F_1 = 35кН, направленная вверх, — здесь возникнет скачок вверх на величину 35 кН. Момент в точке *C* (слева) может быть рассчитан по известной зависимости

$M_C^{\text{слева}} = -R_A \cdot 6;\ M_C^{\text{слева}} = -36 \cdot 6 = -216\,\text{кН} \cdot \text{м}.$

Участок 2 (от точки *C* справа до точки *B).*

Поперечная сила в точке *C* (справа) равна $Q_C^{\text{справа}} = -R_A + F_1;$

$Q_C^{\text{справа}} = -36 + 35 = -1\,\text{кН}.$

В точке *C* приложена внешняя пара сил с моментом 80кН-м, следовательно, здесь проявляется скачок на величину приложенного момента:

$M_C^{\text{справа}} = M_C^{\text{слева}} + m;\ M_C^{\text{справа}} = -216 + 80 = 136\,\text{кН·м}.$

Поперечная сила на втором участке постоянна: $Q_2 = Q_C^{\text{справа}}.$

Момент в точке *B* определяется по зависимости $M_в$ = -*Ra* * 10 + F_1 * 4 + *m*; $M_в$ = -36 • 10 + 35 • 4 + 80 = -140кН-м.

Справа и слева от точки *B* момент имеет одинаковые значения.

Участок 3 (от точки *B* (справа) до точки *D).*

В точке *B* приложена внешняя сила R_B. Здесь появляется скачок на величину 71 кН,

Q_B = — 1 + 71 = 70 кН.

Дальше по участку поперечная сила не изменяется. Момент в точке *D* равен нулю, т. к. здесь не приложена внешняя пара сил: $M_D = 0.$

Рассмотрение поперечных сил и изгибающих моментов можно было провести слева направо или справа налево.

По полученным значениям сил и моментов строим эпюры (эпюры под схемой вала, рисунок 1).

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены нагрузки на балку.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно определены реакции опор.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если реакции опор и нагрузки рассчитаны не верно.

Тема 1.14 Основные положения. Зубчатые передачи

Практическое занятие №9
Расчет основных геометрических характеристик зубчатых передач

Цель: формирование умений рассчитывать основные геометрические характеристики зубчатых передач.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1 определять напряжения в конструкционных элементах.

Уд 2 производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц.

Уд 3 читать рабочие/ремонтные чертежи деталей.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.1. Выполнять расчеты параметров технологического процесса, работы оборудования, характеристик исходного сырья и продукции при производстве черных металлов;

ПК 2.5. Осуществлять эксплуатацию, обслуживание и контроль состояния технологического оборудования в производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: не требуется.

Задание:

Рассчитать основные геометрические параметры цилиндрической зубчатой передачи.

Порядок выполнения работы:

1 Рассмотреть теоретические положения

2 Изучить методику расчета основных геометрических параметров зубчатых передач.

3 Выполнить расчет геометрических параметров зубчатых передач.

Ход работы:

Пример.

Выбор материала колес (табл.1).

Таблица 1 - Материал колес

Вид	$\sigma_в$ МПа	σ_T МПа	НВ	Материал колес
Шестерня	930	690	270	Ст 45 улучшенная
Колесо	730	490	240	Ст 45 улучшенная

Вращающий момент на валу шестерни редуктора

$$T_1 = \frac{N_1}{\omega_1} = \frac{1500}{78{,}5} = \quad 19 \text{ Нм.}$$

$\omega_1 = \omega_2 \cdot u_p.$

Вращающий момент на валу колеса

$$T_2 = T_1 u_p = 19 \cdot 2 = \quad 38 \text{ Нм.}$$

Предел контактной выносливости

$$[\sigma]_{H1\lim b} = 2HB + 70 = 610 МПа \quad .$$

$$[\sigma]_{H2\lim b} = 2HB + 70 = \quad 550 \text{ МПа.}$$

$k_{HI}=1;$ $[n]_{H1}=[n]_{H2}=1{,}15.$

Допускаемые контактные напряжения

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{H1\lim b} k_{H_1 L}}{[n]_{H1}} = \quad 530 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{H2\lim b} k_{H_2 L}}{[n]_{H2}} = \quad 478 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_H = 0{,}45([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = \quad 454 \text{ МПа.}$$

Предел выносливости зубьев при изгибе

$$\sigma_{F_1 \lim b} = 1{,}8HB = \quad 486 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{F_2 \lim b} = 1{,}8HB = \quad 432 \text{ МПа.}$$

Допускаемые напряжения при изгибе $[n]_{F1}$=1,75; $[n]_{F2}$=1,75.

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F1\lim b}}{[n]_{F1}} = \quad 278 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F2\lim b}}{[n]_{F2}} = 247 \text{ МПа.}$$

$k_{H\beta}$=1,15; Ψ_{BA}=0,25.

Межосевое расстояние:

$$a_W = (u+1)\sqrt[3]{\left(\frac{310}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{T_2 k_{H\beta}}{\psi_{ba} u^2}} = \quad 79 \text{ мм.}$$

Принимаем: a_W= 100 мм.

Нормальный модуль зацепления

$$m = (0{,}01..0{,}02)a_W = \quad 1..2 \text{ мм.}$$

Округляем до стандартного значения: 1; 1,5; 2; 2,5; 3,4,5,6. Принимаем m=2 мм.

Числа зубьев:

$$z_\Sigma = \frac{2a_W}{m} = \frac{2 \cdot 100}{2} = \quad 100.$$

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{100}{2+1} = \quad 33{,}3. \text{ Принимаем } z_1 = 33.$$

$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 100 - 33 = 67$. Принимаем z_2= 67.

Основные размеры шестерни и колеса
делительные диаметры

$d_1 = mz_1 =$ 2·33=66 мм.

$d_2 = mz_2 =$ 2·67=134 мм.

Проверка $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{66+134}{2} =$ 100 мм.

диаметры вершин зубьев

$d_{a1} = d_1 + 2m =$ 66+2·2= 70 мм.

$d_{a2} = d_2 + 2m =$ 134+2·2= 138 мм.

диаметры впадин зубьев

$d_{f1} = d_1 - 2{,}5m =$ 66-2,5·2=61 мм.

$d_{f2} = d_2 - 2{,}5m =$ 134-2,5·2=129 мм.

ширина колеса $b_2 = \Psi_{BA} \cdot a_W = 0{,}25 \cdot 100 = 25$ мм.

ширина шестерни $b_1 = b_2 + 6 = 25+6 = 31$ мм.

Коэффициент ширины шестерни по диаметру

$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1} = \frac{31}{66} =$ 0,47.

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены все параметры зубчатых передач.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно определены часть параметров зубчатых передач.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если параметры зубчатых передач рассчитаны не верно.

Тема 1.16 Ременные передачи. Цепные передачи

Практическое занятие №10
Расчет основных характеристик передач (по вариантам)

Цель: формирование умений рассчитывать основные характеристики передач.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 2 производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц.

Уд 3 читать рабочие/ремонтные чертежи деталей.

Уд 4 читать и составлять кинематические схемы механизмов.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.1. Выполнять расчеты параметров технологического процесса, работы оборудования, характеристик исходного сырья и продукции при производстве черных металлов;

ПК 2.5. Осуществлять эксплуатацию, обслуживание и контроль состояния технологического оборудования в производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: не требуется.

Задание:

Выполнить расчеты фрикционных, ременных и цепных передач по вариантам

Порядок выполнения работы:

1 Рассмотреть теоретические положения.

2 Изучить методику расчета фрикционных, ременных и цепных передач.

3 Выполнить расчет.

4 Сделать вывод.

Ход работы:

Фрикционные передачи

Фрикционные передачи (передачи трением) — передачи, в которых передача движения осуществляется силами трения. Для создания трения в контакте катков применяют пружины и специальные нажимные и натяжные устройства. На рис. 1 *а, б* изображены фрикционные передачи непосредственным контактом.

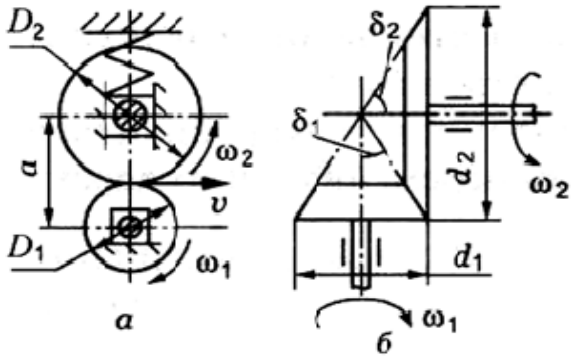


Рисунок 1 - Фрикционные передачи: а - цилиндрическая; б - коническая.

Схема для расчета цилиндрической фрикционной передачи представлена на рис. 2.

Контактные напряжения передач с контактом по линии определяют по формуле Герца

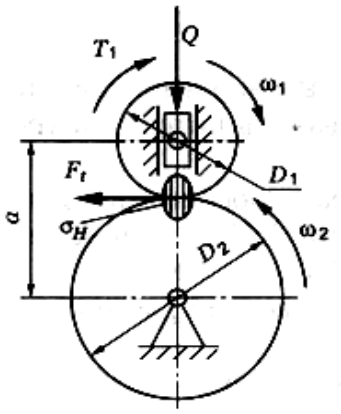


Рисунок 2 - Схема для расчета цилиндрической фрикционной передачи

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{пр}}{2\pi(1-\mu^2)\rho_{пр}}};\quad q = \frac{QK}{l},$$

где q — нормальная нагрузка по длине контактной линии; $\boldsymbol{Q}$ — сила прижатия катков; $\boldsymbol{K}$ — коэффициент запаса сцепления (коэффициент нагрузки), $\boldsymbol{K}$= 1,25...2; l — длина контактной линии; $\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны:

$$\rho_{пр} = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2};\quad R_1 = \frac{D_1}{2};\quad R_2 = \frac{D_2}{2};$$

$E_{пр}$ — приведенный модуль упругости,

$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2};$$

μ — коэффициент поперечной деформации.

При μ = 0,3 получим условие прочности по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{\frac{qE_{пр}}{\rho_{пр}}} \le [\sigma_H],$$

где $[\sigma_H]$ — допускаемое контактное напряжение для менее прочного материала катков.

Изнашивание. Этот вид повреждения рабочих поверхностей катков чаще наблюдается в открытых передачах, так как именно в эти передачи в процессе работы больше всего попадает абразивных материалов, что, в свою очередь, увеличивает их изнашивание. Наблюдается также изнашивание катков при буксовании и вследствие упругого скольжения, как в открытых, так и в закрытых передачах. **Для обеспечения износостойкости фрикционные передачи рассчитывают на контактную прочность** (для стальных или чугунных катков) или по условию ограничения нагрузки q на единицу длины контактной линии (для катков из фибры, резины и других материалов).

Ременные передачи

Пример

N=5,5 кВт; $n_{дв}$ = 1432 об/мин; n_1= 220 об/мин.

$\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30}$ 150 рад/с; T_1 = 36,7 Нм.

Выбираем сечение Б клинового ремня по ГОСТ 12841-80 с площадью поперечного сечения F=138 мм^2.

Выбираем диаметр D_1 ведущего шкива. D_{min}=160 мм. Ориентируемся на 1-2 номера больше.

Передаточное отношение

$u_{рем}=n_{дв}/n_1$= 1432/220 = 6,51.

Диаметр ведомого шкива, приняв относительное скольжение ε=0,015:

$D_2 = u_{рем} D_1(1- \varepsilon) = 1026$ мм.

По найденному значению подбирают диаметр шкива (мм) из стандартного ряда по ГОСТ 17383 – 73: 40; 45; 50; 56; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 224; 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600; 1800; 2000.

Принимаем D_2=1000 мм.
Уточняем передаточное отношение с учетом ε:
$u_{рем}= D_2/D_1(1- \varepsilon)= 6,35$.
Пересчитываем:
$n_1= n_{дв}/u = 226$ об/мин.
Расхождение с заданным
$\Delta = 2,5$ % .
Принимаем $D_1 = 160$ мм; $D_2 = 1000$ мм.
Межосевое расстояние выбираем в интервале
$a_{min}= 0,55(D_1+D_2)+h= 648,5$ мм;
$a_{max}= 2(D_1+D_2)= 2320$ мм.
Принимаем среднее значениие
a = 1484 мм.
Расчетная длина ремня

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} =$$ 5028 мм.

По найденному значению выбирают длину ремня из стандартного ряда:

Стандартный ряд длин L_p: 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1400; 1600; 1800; 2000; 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000; 4500; 5000; 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10000; 11200; 12500; 14000; 16000; 18000.

Ближайшее стандартное значение L = 5000 мм.
Среднее значение диаметра шкива
$D_{ср}= 0,5(D_2+D_1)= 580$ мм.
Новое значение, a с учетом стандартной длины L

$$a = 0,25(L - \pi D_{ср} + \sqrt{(L - \pi D_{ср})^2 - 2(D_2 - D_1)^2}) =$$ 1531 мм.

Угол обхвата меньшего шкива

$$\alpha_1 = 180^0 - 60\frac{D_2 - D_1}{a} =$$ 147^0.

Цепные передачи

Пример

Рассчитаем приводную роликовую цепь.
Вращающий момент на ведущей звездочке:

$$T_2 = T_3 =$$

1766,3 Нм.

Передаточное число цепной передачи:

$u_ц = n_{дв} / n_1 = 750 / 148,81 = 5,04.$

Числа зубьев:
ведущей звездочки

$z_3 = 31-2\ u_ц = 31-2 \cdot 5,04 = 20,9$. Округляем до большего $z_3 = 21$.

ведомая звездочка

$z_4 = Z_3\ u_ц = 21 \cdot 5,04 = 105,7$. Принимаем $z_4 = 105$.

Расчетный коэффициент нагрузки:

Кэ=КдКаКнКрКсКп=1*1*1*1,25*1*1=1,25.

Шаг однорядной цепи:

$$t \geq 2,8\sqrt[3]{\frac{T_3 K_э}{Z_3 [p]}} = 2,8\sqrt[3]{\frac{1766,3 \cdot 1,25}{21 \cdot 20}} = 48,7 \text{ мм.}$$

По таблице 7.15 принимаем: t=50,8 мм

Q=22680 Н; q=9,7 кг/м; A=646 мм^2.

Выбираем цепь роликовую однорядную ПР-50,8-22680 ГОСТ 13568-75 (таблица 1)

Скорость цепи:

$$V = \frac{Z_3 t n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{21 \cdot 50,8 \cdot 115,4}{60 \cdot 10^3} = 2,05 \text{ м/с.}$$

Таблица1 - Цепи приводные роликовые однорядные ПР

t	$B_{вн}$	d	d_1	h	b	Q, кН	q, $\frac{кг}{м}$	$A_{оп}$, мм^2
9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	9,1	0,45	28,1
12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	18,2	0,75	39,6
15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	22,7	1,0	54,8
19,05	12,7	5,96	11,91	18,2	33	31,8	1,9	105,8
25,4	15,88	7,95	15,88	24,2	39	60,0	2,6	179,7
31,75	19,05	9,55	19,05	30,2	46	88,5	3,8	262
38,1	25,4	11,12	22,23	36,2	58	127,0	5,5	394
44,45	25,4	12,72	25,4	42,4	62	172,4	7,5	473
50,8	31,75	14,29	28,58	48,3	72	226,8	9,7	646

Форма представления результата:

защита практической работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены все параметры передачи.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно рассчитаны геометрические параметры передачи.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если параметры передачи рассчитаны не верно.

ЛАБОРАТОРНЫЕ ЗАНЯТИЯ

Тема 1.11 Растяжение и сжатие

Лабораторное занятие №1
Испытание на растяжение образца из пластичной стали

Цель: получение диаграммы растяжения стального образца для вычисления механических характеристик материала.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1 определять напряжения в конструкционных элементах.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.1. Выполнять расчеты параметров технологического процесса, работы оборудования, характеристик исходного сырья и продукции при производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: Машина учебная испытательная МИ-40У; Стенд лабораторный по сопротивлению материалов- СМ 2.

Задание:

Построить диаграмму растяжения материала

Порядок выполнения работы:

1. Ознакомится со стандартными образцами металлов на растяжение.
2. Измерить штангенциркулем начальный диаметр образца d_0.
3. Определить площадь поперечного сечения образца.
4. Определить расчетную длину образца.
5. Нанести на образец расчетную длину образца l_0.
6. Вставить и закрепить образец в захватах гидравлического пресса. Произвести разрушение образца, зафиксировав по манометру максимальное давление на поршень гидравлического пресса $P_{max.\ пресса.}$, кгс/см^2.
7. Измерить диаметр поршня гидравлического пресса и рассчитать силу $P_{max.}$, приложенную к испытываемому образцу:

$$P_{max.} = P_{max.\ пресса} \cdot S$$

где S – площадь поршня гидравлического пресса.

8. **Рассчитать предел прочности образца**.
9. Определить длину образца после разрыва $l_к$, сложив вместе разорванные части и измерив штангенциркулем расстояние между метками.
10. **Вычислить относительное удлинение образца**.
11. Измерить диаметр образца в месте разрыва $d_к$ по двум взаимно перпендикулярным направлениям (плотно сложив обе части разорванного образца). По среднему арифметическому двух значений вычислить площадь образца после разрыва $F_к$.
12. **Рассчитать относительное сужение образца** после разрыва.

Результаты испытаний оформить в виде протокола испытания.

Таблица

Протокол испытания образца на растяжение

Измеряемые значения					Рассчитанные значения					
До испытаний		После испытаний		$P_{max.\ пресса}$	P_{max}	F_0, мм^2	$F_к$, мм^2	$\sigma_в$, МПа	ψ, (%)	δ, (%)
l_0, мм	d_0, мм	$l_к$, мм	$d_к$, мм							

Ход работы:

Испытания на растяжение позволяют получить достаточно полную информацию о механических свойствах материала. Для этого применяют специальные цилиндрические или плоские образцы. На рисунке 1. представлена схема цилиндрического образца на различных стадиях растяжения.

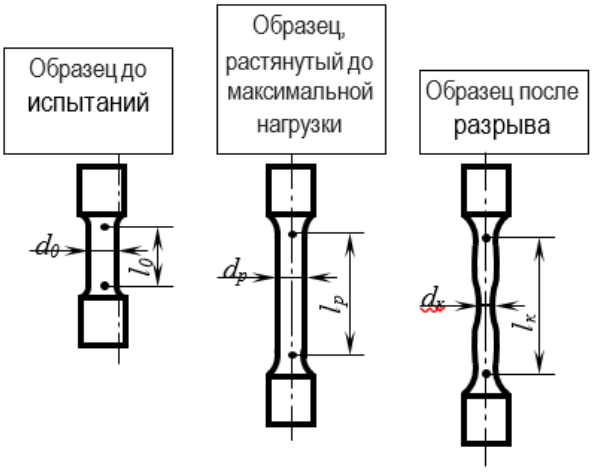


Рисунок 1 - Схема цилиндрического образца на различных стадиях растяжения

l_0, d_0 –начальные расчетные длина и диаметр образца;

l_p, d_p–расчетные длина и диаметр образца в области равномерной деформации;

$l_к$,– конечная расчетная длина; $d_к$– минимальный диаметр в месте разрыва.

Согласно ГОСТ 1497-84, геометрические параметры образцов на растяжение должны отвечать следующим соотношениям:

$$\left.\begin{aligned} l_0 &= 2{,}82\sqrt{F_0} \\ l_0 &= 5{,}65\sqrt{F_0} \end{aligned}\right\} \quad \text{короткие}$$

$$l_0 = 11{,}3\sqrt{F_0} \quad \text{длинные}$$

Где F_0 – начальная площадь поперечного сечения расчетной части образца.

Для цилиндрических образцов ***кратность образца*** (l_0 / d_0) = 2,5; 5; 10. Наиболее распространенным является образец с кратностью 5.

Перед испытанием образец закрепляют в вертикальном положении в захватах разрывной машины или гидравлического пресса.

По результатам испытания строится диаграмма растяжения, на которой по оси ординат откладывается усилие растяжение (кгс), а по оси абсцисс – абсолютное удлинение образца в мм.

Обычно испытательные машины снабжаются специальными регистрирующими приборами, автоматически записывающих диаграмму в координатах нагрузка-деформация.

На рисунке 2 представлены возможные варианты видов диаграмм растяжения в зависимости от состава и структуры испытуемого материала.

На диаграмме растяжения пластичного металла (рис.3) можно выделить несколько характерных участков.

Показатели упругости и прочности

На участке ОА зависимость между нагрузкой Р и удлинением выражается прямой линией. Такая зависимость между удлинением образца и приложенной нагрузкой называется законом пропорциональности (законом Гука):

$$\sigma = E \cdot \delta ,$$

где

σ – условное напряжение, МПа;

Е – модуль нормальной упругости, МПа;

δ – относительное удлинение, %

Наибольшее напряжение, которое может выдержать образец без отклонения от закона пропорциональности, называется ***пределом пропорциональности*** и определяется по формуле:

$$\sigma_{пц} = \frac{P_{пц}}{F_0},$$

где

$\sigma_{пц}$ – предел упругости МПа;

$P_{пц}$ – нагрузка в точке A, Н;

F_0 – начальная площадь поперечного сечения образца, мм^2.

При дальнейшем нагружении образца наблюдается отклонение от закона пропорциональности: на диаграмме появляется криволинейный участок.

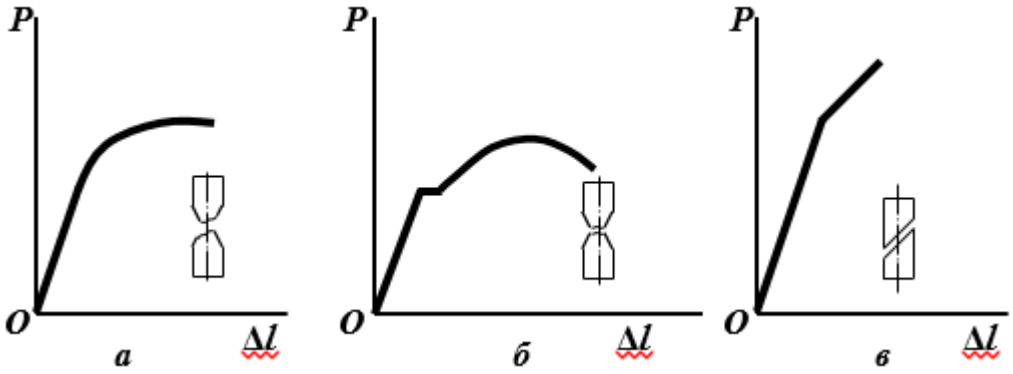


Рисунок 2 - Диаграмма растяжения:

а – для большинства металлов (легированные стали, медь, бронза) в пластичном состоянии с постепенным переходом из упругой в пластическую область (отрыв);

б – для мягкой углеродистой стали, отожженные марганцовистые и алюминиевые бронзы (образование шейки);

в – для хрупких материалов типа закаленной стали, серого чугуна, стекла, бетона (срез)

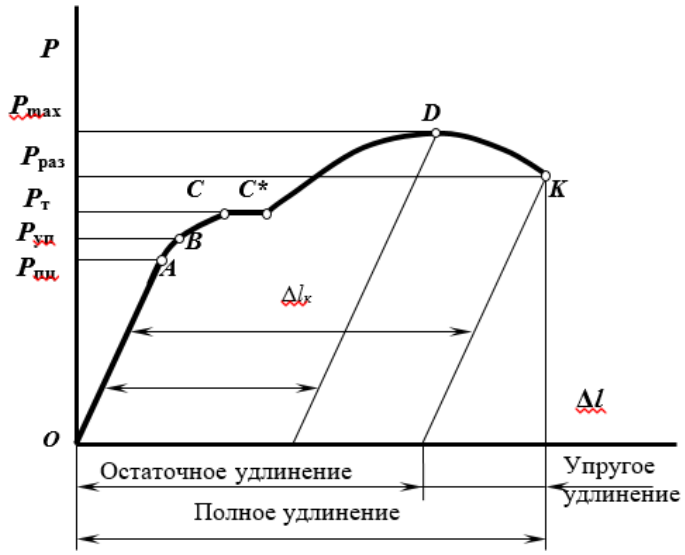


Рисунок 3 - Характерные участки и точки на диаграмме растяжения

До точки *B*, деформации являются упругими (исчезают после снятия нагрузки). Условное напряжение, соответствующее появлению первых признаков пластической деформации (остающейся после снятия нагрузки) называется ***пределом упругости***:

$$\sigma_{уп} = \frac{P_{уп}}{F_0}$$

$\sigma_{уп}$ – предел упругости МПа;

$P_{уп}$ – нагрузка в точке *B*, Н;

F_0 – начальная площадь поперечного сечения образца, мм^2.

Точки *A* и *B* лежат обычно близко друг от друга, поэтому на практике для стали $\sigma_{пц} \approx \sigma_{уп}$. Точкой *C* на диаграмме отмечено начало горизонтальной площадки (площадки текучести), которая соответствует удлинению образца без заметного увеличения нагрузки.

Наименьшее напряжение, при котором без заметного увеличения нагрузки продолжается деформация испытуемого образца называется ***физическим пределом текучести***:

$$\sigma_{\text{Т}} = \frac{P_{\text{Т}}}{F_0}$$

$P_{\text{Т}}$ – нагрузка в точке *C*, Н;

Текучесть характерная только для малоуглеродистой отожженной стали и некоторых марок латуни (рис. 2, б). Высокоуглеродистые стали и другие металлы не имеют площадки текучести, для них определяется условный предел текучести. ***Условный предел текучести*** – напряжение при котором растягиваемый образец получает остаточное удлинение, равное 0,2% от начальной длины:

$$\sigma_{0,2} = \frac{P_{0,2}}{F_0}$$

$\sigma_{0,2}$ – условный предел текучести, МПа;

$P_{0,2}$ – нагрузка, соответствующая остаточному удлинению

$\Delta l_{0,2} = 0{,}002 l_0$

Точка *Д* показывает наибольшую нагрузку, которую может выдержать образец без разрушения. Условное напряжение, отвечающее наибольшей нагрузке, предшествующей разрушению образца, называется ***пределом прочности при растяжении***:

$$\sigma_B = \frac{P_{max}}{F_0}$$

σ_B – предел прочности (временное сопротивление разрыву), МПа;

P_{max} – нагрузка, предшествующая разрушению, Н.

Хрупкие материалы при нагрузке разрушаются.

В пластичных материалах при достижении этой нагрузки образуется сильное местное сужение, образуется «шейка». Равномерная пластическая деформация переходит в местную, сосредоточенную в шейке.

В точке *K* происходит разрушение образца. Напряжение, определяемое отношением нагрузки $P_{раз.}$ в момент разрыва к площади поперечного сечения образца в месте разрыва называется истинным сопротивлением разрыву *S*:

$$S = \frac{P_{раз.}}{F_K}$$

$P_{раз.}$ – нагрузка, в момент разрыва образца, Н;

F_K – площадь поперечного сечения образца после разрыва, мм^2

Показатели пластичности

Кроме прочностных характеристик при испытании на растяжение определяют показатели пластичности: относительное удлинение и относительное сужение образца.

Относительное удлинение после разрыва **δ,** (%) – наибольшее удлинение, до которого образец деформируется после разрушения.

$$\delta = \frac{l_к - l_0}{l_0} \cdot 100\% = \frac{\Delta l_{ост}}{l_0} \cdot 100\%$$

l_0 и $l_к$ – начальная и конечная длина образца, мм;

$\Delta l_{ост}$ – абсолютное удлинение образца, определяемое измерением образца после разрыва, мм.

Отношение уменьшения площади поперечного сечения образца в месте разрыва к начальной площади поперечного сечения называется **относительным сужением после разрыва ψ**,(%).

$$\psi = \frac{F_0 - F_к}{F_0} \cdot 100\%$$

F_0 – начальная площадь поперечного сечения образца мм^2;

$F_к$– конечная площадь поперечного сечения образца мм^2.

Форма представления результата:

защита лабораторной работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы по конспекту.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены характеристики материала

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно построена диаграмма растяжения.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если диаграмма не построена и характеристики не определены.

Тема 1.11 Растяжение и сжатие

Лабораторное занятие №2
Испытание на сжатие образцов из пластичной стали и хрупкой древесины

Цель: Получение диаграммы сжатия для разных материалов для вычисления механических характеристик материалов.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 1 определять напряжения в конструкционных элементах.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.1. Выполнять расчеты параметров технологического процесса, работы оборудования, характеристик исходного сырья и продукции при производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: Машина учебная испытательная МИ-40У; Стенд лабораторный по сопротивлению материалов- СМ 2.

Задание:

Построить диаграмму сжатия стали и древесины

Порядок выполнения работы:

1. Предложенные для испытания образцы замеряют и, поочередно устанавливая их между опорными плитами машины УММ-20, подвергают статическим нагружениям, в процессе которых на диаграммном аппарате производится запись диаграмм сжатия соответствующих материалов. По контрольной стрелке шкалы силоизмерителя фиксируются максимальные нагрузки для каждого из образцов.

2. По полученным диаграммам сжатия определяют максимальную нагрузку сжатия стального образца и разрушающие нагрузки для других образцов, корректируя их значения с показателями стрелки силоизмерителя, записывают показания в журнал испытаний. Далее определяют характерные значения напряжений и производят записи в журнал испытаний.

3. Необходимо сделать зарисовку разрушенных образцов и описать характер их разрушения. Дать сравнительную характеристику работы испытанных материалов.

Ход работы:

Испытания материалов на сжатие проводят на специальных прессах или универсальных испытательных машинах по специальным методикам: для стали и чугуна используется ГОСТ 25.503-80, бетона — ГОСТ 10.180-90, древесины поперек волокон ГОСТ 16483.11-72, древесины вдоль волокон ГОСТ 16483.10-73.

Параметры образцов, видео и результаты испытаний на сжатие:

- стали
- чугуна
- дерева вдоль волокон
- дерева поперек волокон
- бетона (цементного образца)

Образцы материалов для испытания на сжатие изготовляются в виде цилиндров высотой h и диаметром d . Для чугуна, например, рекомендуется диаметр от 10 до 25 мм. Отношение h/d должно быть в пределах от 1 до 2. При значении h/d >2 сказывается влияние продольного изгиба. При значении h/d<1 в большей степени сказывается влияние сил трения, возникающих между торцами образца и опорными плитами машины.

Силы трения тормозят развитие деформации у торцов образца, чем и объясняется его бочкообразная форма в результате испытаний. Одним из способов уменьшения сил трения является смазывание торцов образца графитом, графитовой смазкой или парафином.

Образцы из искусственного камня (цементного или иного раствора) изготавливаются в виде кубиков или цилиндров.

Деревянные образцы изготавливают в виде прямоугольной призмы с основанием 20 х 20 мм и высотой вдоль волокон 30 мм или кубиков со стороной 20 мм и более.

Пластичные материалы (мягкая сталь, медь и др.) одинаково хорошо работают на растяжение и сжатие, поэтому испытание на сжатие является дополнением к испытанию этих материалов на растяжение.

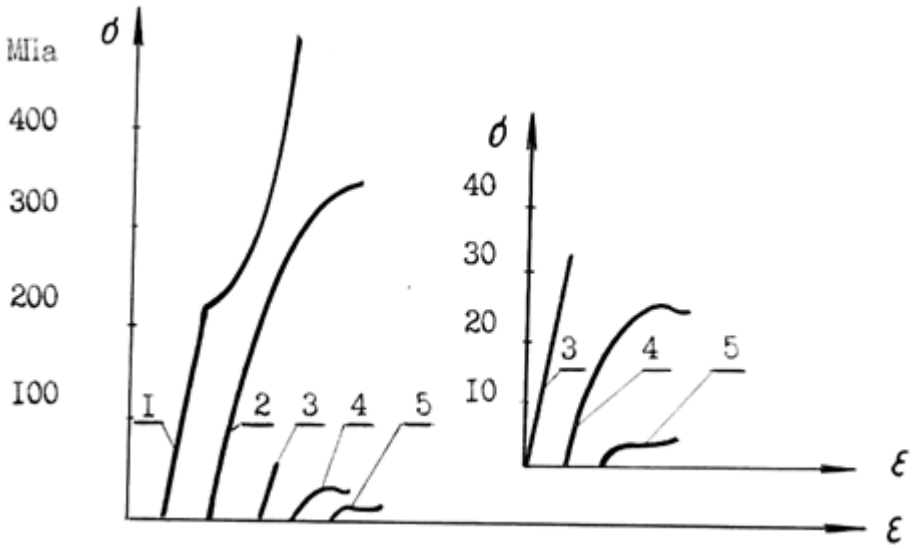
Для пластичных материалов модуль упругости E, предел упругости и предел текучести при сжатии примерно те же, что и при растяжении. При сжатии пластичных материалов сила постоянно возрастает (кривая I рис. 1), при этом величину напряжений, соответствующих разрушающей силе, определить невозможно, так как образец не разрушается, а превращается в диск (рис. 2,а).

Характеристики, аналогичные относительному удлинению и относительному сужению при разрыве, при испытании на сжатие также получить невозможно.

Испытанию на сжатие подвергают главным образом хрупкие материалы, которые, как правило, лучше сопротивляются сжатию, чем растяжению, и применяются для изготовления элементов, работающих на сжатие. Для их расчета на прочность необходимо знать характеристики материалов, получаемые при испытании на сжатие.

На рис. 1 кривая 2 показывает диаграмму сжатия чугуна, из которой видно, что закон Гука выполняется лишь приближенно в начальной стадии нагружения.

Верхняя точка диаграммы соответствует разрушающей нагрузке Fmax, определив которую, вычисляют предел прочности материала на сжатие σспч=Fmax/A



1 – малоуглеродистой стали; 2 – чугуна; 3 – бетона;
4 – сосны вдоль волокон; 5 – сосны поперек волокон
Рисунок 1 - Диаграммы сжатия:

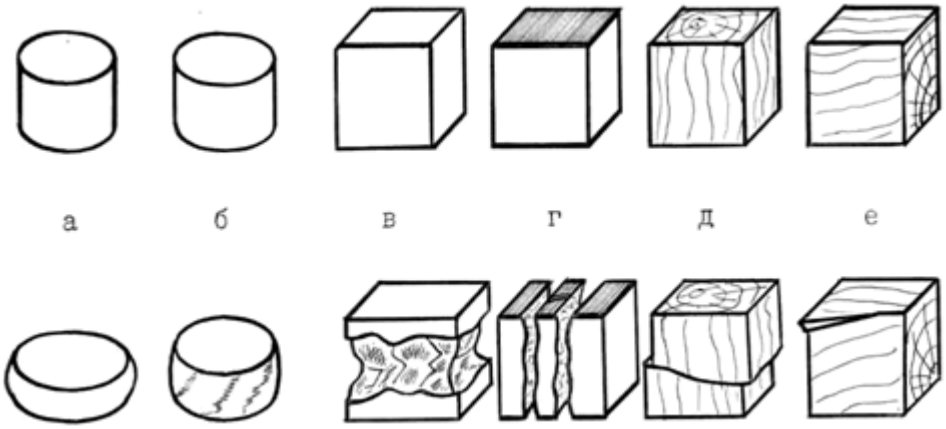
Разрушение чугунного образца происходит внезапно при незначительных остаточных деформациях. Разрушению предшествует образование трещин, расположенных приблизительно под углом 45° к образующим боковой поверхности образца, т.е. по линиям действия максимальных касательных напряжений (рис. 2,б).

Характер разрушения образцов из бетона (цементного раствора, камня) показан на рис. 2,в – при наличии сил трения между плитами машины и торцами образца. Разрушение происходит путем выкрашивания материала у боковых поверхностей в средней части образца. Трещины образуются под углом 45° к линии действия нагрузки.

Другие видео

При снижении сил трения за счет нанесения слоя парафина на опорные поверхности образца разрушение происходит в виде продольных трещин, материал расслаивается по линиям, параллельным действию сжимающей силы, и сопротивление материала уменьшается (рис. 2, г).

Диаграмма сжатия бетона показана на рис. 1, кривая 3. Из диаграммы видно, что рост нагрузки сопровождается упругими деформациями вплоть до разрушения, что вообще характерно для хрупких материалов.



а – малоуглеродистая сталь; б – чугун; в – цементный раствор без смазки торцов;
г – цементный раствор со смазкой торцов; д – дерево вдоль волокон;
е – дерево поперек волокон
Рисунок 2 - Вид образцов из различных материалов до и после

испытания на сжатие:

Особым своеобразием отличается сопротивление сжатию древесины как материала анизотропного и обладающего волокнистой структурой. При сжатии, как и при растяжении, древесина обладает различной прочностью в зависимости от направления сжимавшей силы по отношению к направлению волокон.

Видео сжатия древесины вдоль волокон

Сжатие древесины поперек волокон

На рис. 1 изображены диаграммы сжатия образцов из древесины одной породы. Кривая 4 иллюстрирует сжатие образца вдоль волокон, а кривая 5 — поперек волокон. При сжатии вдоль волокон древесина значительно (в 8-10 раз) прочнее, чем при сжатии поперек волокон.

При сжатии вдоль волокон образец разрушается вследствие сдвига одной части относительно другой (рис. 2, д), а при сжатии поперек волокон древесина склонна к прессованию и не всегда удается определить момент начала разрушения (рис. 2, е).

Форма представления результата:

защита лабораторной работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы по конспекту.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно определены характеристики материала

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно построена диаграмма сжатия.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если диаграмма не построена и характеристики не определены.

Тема 1.15 Передача винт-гайка. Червячная передача Общие сведения о редукторах

Лабораторное занятие №3
Изучение конструкций различных типов редукторов и составление кинематических схем приводов

Цель: формирование умений выбирать редуктор для привода.

Выполнив работу, вы будете уметь:

Уд 3 читать рабочие/ремонтные чертежи деталей.

Уд 4 читать и составлять кинематические схемы механизмов.

Выполнение практической работы способствует формированию:

ПК 2.5. Осуществлять эксплуатацию, обслуживание и контроль состояния технологического оборудования в производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: Стенд «Рабочие процессы приводных муфт» ЛС-РППМ; Стенд «Центровка валов в горизонтальной плоскости»; Стенд «Изучение процессов механических передач»; Виды плоских механизмов (редукторы конические редукторы червячные, редукторы цилиндрические).

Задание:

1. Составить кинематическую схему предложенного редуктора и описать его назначение и конструкцию.

2. Составить кинематические схемы приводов:

- с цилиндрическим редуктором и ременной передачей;
- с коническим редуктором и цепной передачей;
- с червячным редуктором и цепной передачей.

Порядок выполнения работы:

1 Рассмотреть теоретические положения.

2 Изучить кинематические схемы редукторов и их конструкцию.

3 Изучить методику построения кинематических схем приводов.

4 Составить кинематическую схему привода.

5 Сделать вывод.

Ход работы:

1. Назначение редукторов

Традиционная схема главного привода прокатного стана включает редуктор, который обеспечивает необходимое передаточное число между электродвигателем и рабочей клетью. Во многих случаях, когда передаточное число редуктора меньше четырех и мощность привода невелика, редуктор объединяют с шестеренной клетью в одном корпусе. Как правило, такие комбинированные шестеренные клети-редукторы изготовляют для многовалковых станов. Редуктор применяют при частоте вращения рабочих валков менее 250 об/мин. При большем числе оборотов выгодней привод с тихоходным электродвигателем без редуктора. У крупных часто реверсируемых станов (например, у толстолистовых) редукторы не применяются, поскольку тихоходный электродвигатель легче реверсируется.

Редуктор - механизм, предназначенный для передачи вращения от электродвигателя к исполнительным механизмам для уменьшения угловой скорости и увеличения крутящего момента.

2. Типы редукторов

Тип редуктора определяют по виду зубчатых передач и для обозначения применяют прописные буквы:

- *Ц — цилиндрические;*
- *К — конические;*
- *Ч —червячные;*
- *КЦ — коническо – цилиндрические и т.д.*

По числу ступеней редукторы бывают:

- *одноступенчатые;*
- *двухступенчатые;*
- *трехступенчатые*

3. Кинематические схемы редукторов

Наиболее распространенные схемы редукторов, изображены на рисунке 1.

На рис. 1,а изображен одноступенчатый цилиндрический редуктор. Такие редукторы выпускают с прямозубыми, косозубыми и шевронными колесами. Двухступенчатые редукторы выполняют по развернутой (рис.1,б) и соосной схемам (рис. 1,в). Соосные редукторы удобны, если нужно получить одну линию валов соединяемых механизмов, имеют малые габаритные размеры по длине, в них достигается одинаковое смазывание колес из ванны, при этом увеличиваются габаритные размеры вдоль осей валов. Широкие редукторы обозначаются буквой Ш, узкие - У, соосные - С.Для улучшения условий работы тихоходной ступени используют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 1,г), редукторы с раздвоенной ступенью обозначаются буквой Ш.

Трехступенчатые редукторы выполняют по развернутой (рис. 1,д) и раздвоенной (рис. 1,е) схемам.

Если компоновка машины требует взаимной перпендикулярности осей входного и выходного валов, применяют конические (рис. 1,ж) или коническо-цилиндрические (рис. 1,з) редукторы.

Большие передаточные отношения, плавность, бесшумность и возможность самоторможения обеспечивают червячные редукторы (рисунок 2). Высокое передаточное отношение при низком уровне шума имеют двухступенчатые червячные и червячно-цилиндрические редукторы.

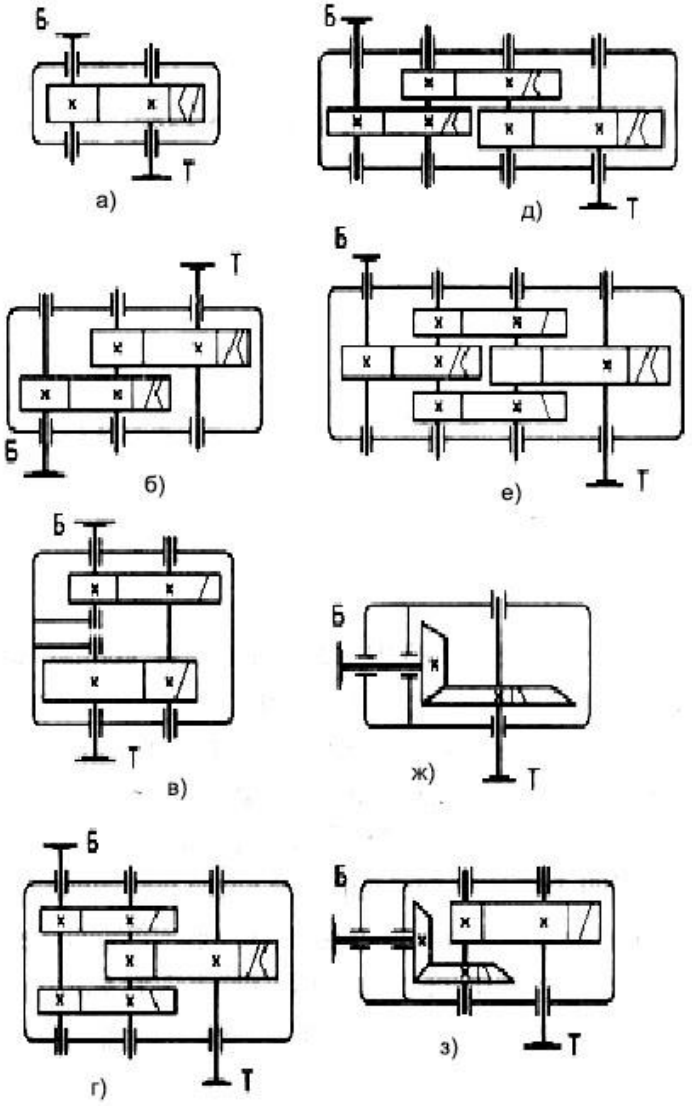


Рисунок 1 - Наиболее распространенные схемы зубчатых редукторов: а — одноступенчатый; б — двухступенчатый развернутый; в — двухступенчатый соосный; г — двухступенчатый с раздвоенной ступенью; д — трехступенчатый развернутый; е — трехступенчатый с раздвоенной промежуточной ступенью;
ж — конический; з — коническо-цилиндрический

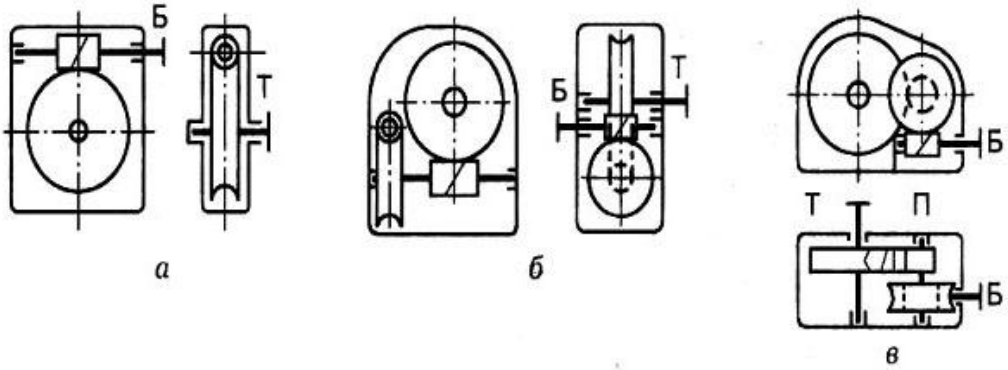


Рисунок 2 - Схемы червячных редукторов: а — одноступенчатый; б — двухступенчатый; в — червячно-цилиндрический

Червячные редукторы выпускают с нижним (рис. 3,а), верхним (рис.3,б), боковым (рис.3,в) или вертикальным (рис.3,г) расположением червяка.

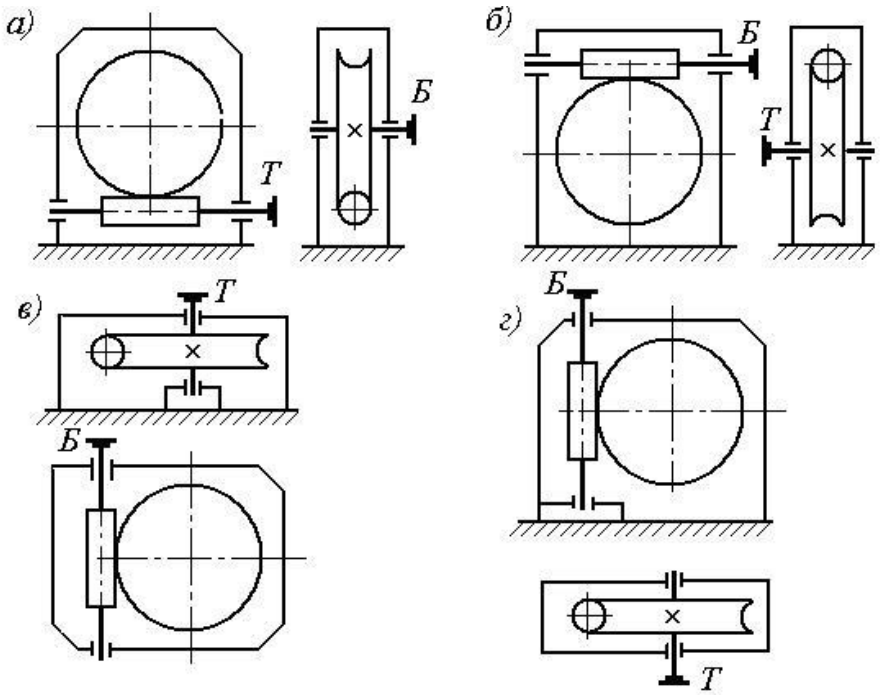


Рисунок 3 - Схемы червячных редукторов:
а — нижний червяк; б — верхний червяк;
в — боковой червяк; г — вертикальный червяк;

Основные недостатки червячных редукторов — низкий КПД и малый ресурс работы.

4. Конструкция редукторов

В технике применяются одно - (при частоте вращения рабочих валков 200…250 об/мин), двух- (40…50 об/мин) и очень редко трехступенчатые (10…15 об/мин) редукторы. Из двухступенчатых цилиндрических редукторов применяют редукторы, выполненные по раздвоенной схеме (рисунок 4).

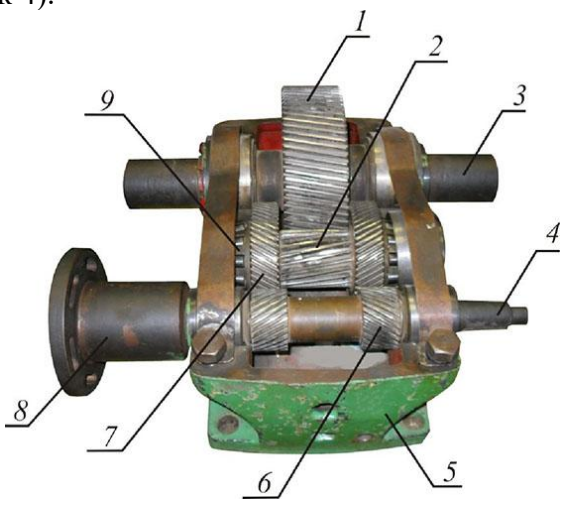
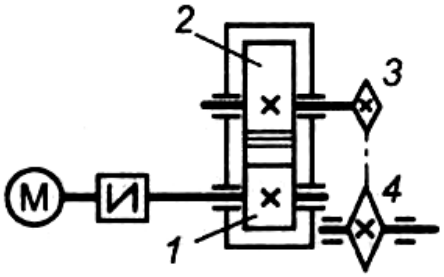


Рисунок 4 - Редуктор двухступенчатый цилиндрический: 1, 7 — зубчатые колеса; 2, 6 — шестерни; 3, 4 — тихоходный и быстроходный валы;
5 — корпус; 8 — полумуфта; 9 — подшипник

На рисунке 5 представлен привод с цепной передачей.



1 – быстроходный вал; 2 – тихоходный вал; 3 – ведущая звездочка;
1 – ведомая звездочка
Рисунок 5 – Привод с цепной передачей

Наиболее распространены схемы редукторов, изображены на рисунке 6.

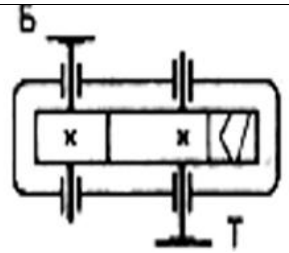
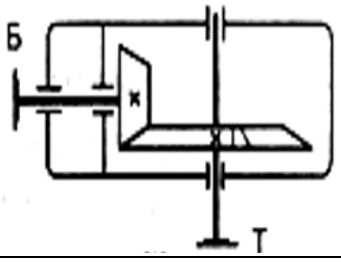
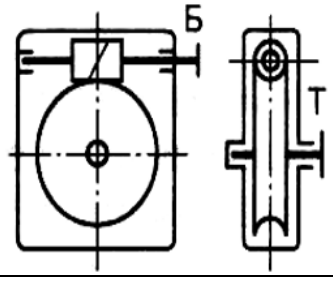
		
цилиндрический	конический	червячный

Рисунок 6 – Кинематические схемы редукторов

Форма представления результата:
защита лабораторной работы
Критерии оценки:
Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы по конспекту.
Оценка «хорошо» выставляется, если верно описаны все детали редуктора и составлена схема привода.
Оценка «удовлетворительно» выставляется, если верно описана часть деталей редуктора.
Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если детали редуктора не описаны и схема привода не составлена.

Тема 1.17 Валы и оси. Опоры валов и осей. Муфты

Лабораторное занятие №4
Изучение конструкций и расчет различных типов подшипников

Цель: получить практические навыки определения типа подшипника качения, изучения конструкции, маркировки.
Выполнив работу, вы будете уметь:
Уд 1 определять напряжения в конструкционных элементах.
Уд 2 производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц.
Уд 3 читать рабочие/ремонтные чертежи деталей.
Уд 4 читать и составлять кинематические схемы механизмов.
Выполнение практической работы способствует формированию:
ПК 2.1. Выполнять расчеты параметров технологического процесса, работы оборудования, характеристик исходного сырья и продукции при производстве черных металлов;

ПК 2.5. Осуществлять эксплуатацию, обслуживание и контроль состояния технологического оборудования в производстве черных металлов;

ОК 01. Выбирать способы решения задач профессиональной деятельности применительно к различным контекстам;

Материальное обеспечение: не требуется.

Задание:

Изучить маркировку подшипников качения. Получить у преподавателя модель подшипника и изучить его конструкцию.

Порядок выполнения работы:

1. Получить у преподавателя задание на два подшипника качения определенного типа и размера.
2. Получить у преподавателя мерительный инструмент для нахождения заданных подшипников и определения наиболее характерных размеров подшипников соответствующего типа в ходе проведения лабораторной работы.
3. Ознакомиться по таблицам ГОСТ с существующими типами подшипников их конструктивными, нагрузочными и геометрическими характеристиками в соответствии с проставляемыми на них номерами.
4. Произвести отбор двух заданных преподавателем подшипников качения, проверить соответствие их геометрических размеров проставленному номеру, расшифровать значение всех цифр проставленного номера подшипника.
5. Рассчитать подшипники на долговечность.

Ход работы:

Назначение подшипников – поддерживать вращающиеся валы и оси в пространстве, обеспечивая им возможность вращения ли качения, и воспринимать действующую на них нагрузку.

Подшипники качения – это опоры вращающихся или качающихся деталей, использующие элементы качения (шарики, ролики, иглы) и работающие на основе трения качения.

Электродвигатели, подъемно-транспортные и сельскохозяйственные машины, летательные аппараты, локомотивы, вагоны, металлорежущие станки, зубчатые редукторы и многие другие механизмы и машины в настоящее время немыслимы без подшипников качения.

Подшипники качения состоят из двух колец — внутреннего *1* и наружного *3,* тел качения *2* (шариков или роликов) и сепаратора *4* (рис. 1, *а).* В зависимости от формы тел качения различают подшипники шариковые (рис. 1, *д, б, ж,* и) и роликовые (рис. 1, *в, г, е, з, к).* Разновидностью роликовых подшипников являются игольчатые подшипники (рис. 1, *д).*

Основными элементами подшипников качения являются тела качения — шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые сепаратором на определенном расстоянии друг от друга.

Достоинства подшипников качения:

- низкое трение, низкий нагрев;
- экономия смазки;
- высокий уровень стандартизации;
- экономия дорогих антифрикционных материалов.

Недостатки подшипников качения:

- высокие контактные напряжения, и поэтому ограниченный срок службы;
- высокие габариты (особенно радиальные) и вес;
- высокие требования к оптимизации выбора типоразмера;
- большая чувствительность к ударным нагрузкам вследствие большой жесткости конструкции;
- повышенный шум;
- слабая виброзащита, более того, подшипники сами являются генераторами вибрации за счёт даже очень малой неизбежной разноразмерности тел качения.

Материалы. Материалы подшипников качения назначаются с учётом высоких требований к твёрдости и износостойкости колец и тел качения. Здесь используются шарикоподшипниковые высокоуглеродистые хромистые стали ШХ15 и ШХ15СГ, а также цементируемые легированные стали 18ХГТ и 20Х2Н4А. Твёрдость колец и роликов обычно *HRC* 60...65, а у шариков немного больше – *HRC* 62... 66, поскольку площадка контактного давления у шарика меньше. Сепараторы изготавливают из мягких углеродистых сталей либо из антифрикционных бронз для высокоскоростных подшипников. Широко внедряются сепараторы из дюралюминия, металлокерамики, текстолита, пластмасс.

Для обеспечения нормальной и долговечной работы подшипников качения к качеству их изготовления и термической обработке тел качения и колец предъявляют высокие требования.

Подшипники качения — это опоры вращающихся или качающихся деталей. Подшипники качения в отличие от подшипников скольжения стандартизованы. Подшипники качения различных конструкций (диапазон наружных диаметров 1,0—2600 мм, масса 0,5—3,5 т, например, микроподшипники с шариками диаметром 0,35 мм и подшипники с шариками диаметром 203 мм) изготовляют на специализированных подшипниковых заводах.

Выпускаемые в СНГ подшипники качения классифицируют *по способности воспринимать нагрузку — радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные и упорные.*

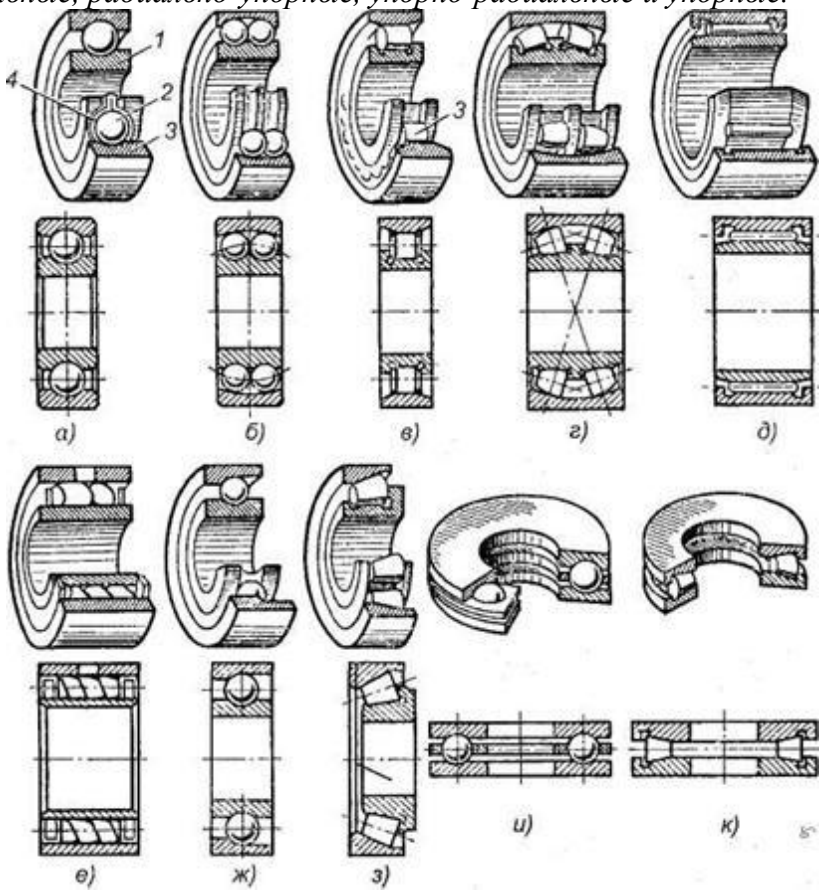


Рисунок 1 - Подшипники качения: *а, б, в, г, д, е* — радиальные подшипники; *ж, з* — радиально-упорные подшипники; *и, к* — упорные подшипники; *1* — внутреннее кольцо;*2* — тело качения; *3* — наружное кольцо; *4*— сепаратор.

Радиальные подшипники (см. рис. 1, *а—е)* воспринимают (в основном) радиальную нагрузку, т. е. нагрузку, направленную перпендикулярно к геометрической оси вала.

Упорные подшипники (см. рис. 1, и, *к)* воспринимают только осевую нагрузку.

Радиально-упорные (см. рис. 1, *ж, з)* и упорно-радиальные подшипники могут одновременно воспринимать как радиальную, так и осевую нагрузку. При этом упорно-радиальные подшипники предназначены для преобладающей осевой нагрузки.

В зависимости от соотношения размеров наружного и внутреннего диаметров, а также ширины *подшипники делят на серии:* сверхлегкую, особо легкую, легкую, среднюю, тяжелую, легкую широкую, среднюю широкую.

В зависимости от серии при одном и том же внутреннем диаметре кольца подшипника наружный диаметр кольца и его ширина изменяются.

По форме тел качения подшипники делят на шариковые (см. рис. 1, *а, б, ж, и), с цилиндрическими роликами* (см. рис. 1, *в), с коническими роликами* (см. рис. 16, з, *к), игольчатые* (см. рис. 1, *д), с витыми роликами* (см. рис. 1, *е), с бочкообразными роликами* (сферическими) (см. рис. 1, *г).* Тела качения игольчатых подшипников тонкие ролики — иглы диаметром 1,6—5 мм. Длина игл в 5—10 раз больше их диаметра. Сепараторы в игольчатых подшипниках отсутствуют.

По числу рядов тел качения различают однорядные (см. рис. 1, *а, в, д—к)* и *двухрядные* (см. рис. 1, *б, г)* подшипники качения.

По конструктивным и эксплуатационным признакам *подшипники делят на самоустанавливающиеся* (см. рис. 1, *б, г)* и *несамоустанавливающиеся* (см. рис. 1, *а, в,д—к).*

Существует более 15 тыс. типоразмеров подшипников размером от 0,5мм до 2м и более, массой от 0,001 кг до 7 т.

Подшипники в диапазоне внутренних диаметров 3…10мм стандартизированы через 1мм, от10 до 20мм – через 2…3мм, до 110мм – через 5мм, до 200мм – через 10мм, до 500мм – через 20мм.

Подшипники качения по направлению воспринимаемой нагрузки разделяют на:

- радиальные, предназначенные восприятия радиальной нагрузки (поперек продольной оси вращения) и меньшие по величине осевые нагрузки, допускают небольшие перекосы (до 1/4°);
- упорные, воспринимающие только осевую нагрузку;
- радиально-упорные, воспринимающие комбинированную (осевую и радиальную) нагрузку.

По форме тел качения подшипники делят на шариковые (см. рис. 16, *а, б, ж, и), с цилиндрическими роликами* (см. рис. 16, *в), с коническими роликами* (см. рис. 16, з, *к), игольчатые* (см. рис. 1, *д), с витыми роликами* (см. рис. 1, *е), с бочкообразными роликами* (сферическими) (см. рис. 16, *г).* Тела качения игольчатых подшипников тонкие ролики — иглы диаметром 1,6—5 мм. Длина игл в 5—10 раз больше их диаметра. Сепараторы в игольчатых подшипниках отсутствуют.

По числу рядов тел качения различают однорядные (см. рис. 16, *а, в, д—к)* и *двухрядные* (см. рис. 16, *б, г)* подшипники качения.

По конструктивным и эксплуатационным признакам *подшипники делят на самоустанавливающиеся* (см. рис. 16, *б, г)* и *несамоустанавливающиеся* (см. рис. 16, *а, в,д—к).*

Маркировка подшипников качения.

Каждый подшипник качения имеет условное клеймо, обозначающее тип, размер, класс точности, завод-изготовитель.

На неразъемные подшипники клеймо наносят на одно из колец, на разборные — на оба кольца, например, на радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (см. рис. 1, *в),* где наружное кольцо без бортов и свободно снимается, а внутреннее кольцо с бортами составляет комплект с сепаратором и роликами.

Под типом подшипника понимают его конструктивную разновидность, определяемую по признакам классификации.

Условное обозначение подшипника составляется из цифр (максимальное количество цифр 7) и характеризует внутренний диаметр ПК, его серию, тип, конструктивную разновидность. Порядок отсчёта цифр справа налево (рис. 2).

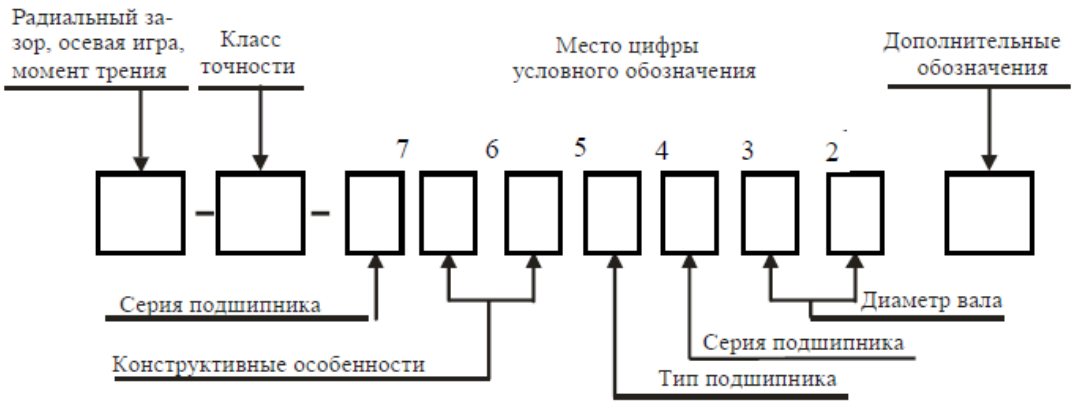


Рисунок 2 - Пример маркировки подшипника.

Первая и вторая цифры справа условно обозначают *его номинальный внутренний диаметр d* (диаметр вала). Для определения истинного размера *d* (в миллиметрах) необходимо указанные две цифры умножить на пять. Например, подшипник ...04 имеет внутренний диаметр (04 х 5) = 20 мм. Это правило распространяется на подшипники с цифрами ...04 и выше, до ...99, т. е. для J=20н-495 mm. Подшипники с цифрами... 00 имеют *d*- 10 мм; ...01 *d*= 12 мм; ...02 *d*= 15 мм; ...03 *d*= 17 мм.

Третья цифра справа обозначает серию подшипника, определяя его наружный диаметр: 1 — особо легкая, 2 — легкая; 3 — средняя, 4 — тяжелая; 5 — легкая широкая, 6 — средняя широкая.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника. Если эта цифра 0, то это означает, что подшипник радиальный шариковый однорядный; шариковый однорядный (если левее 0 нет цифр, то 0 не указывают); 1 — радиальный шариковый двухрядный сферический; 2 — радиальный с короткими цилиндрическими роликами; 3 — радиальный роликовый двухрядный сферический; 4 — игольчатый или роликовый с длинными цилиндрическими роликами; 5 — роликовый с витыми роликами; 6 — радиально-упорный шариковый; 7 — роликовый конический (радиально-упорный); 8 — упорный шариковый; 9 — упорный роликовый.

шариковый радиальный однорядный ……..... 0
шариковый радиальный сферический ……..... 1
роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами …….. 2
роликовый радиальный сферический ……....3
роликовый радиальный с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами ……..…4
роликовый радиальный с витыми роликами ……... 5
шариковый радиально-упорный ……... 6
роликовый конический …….. 7
шариковый упорный и шариковый упорно-радиальный ……... 8
роликовый упорный и роликовый упорно-радиальный ……9

Так, например, подшипник 7208 является роликовым коническим.

Пятая и шестая цифры справа характеризуют конструктивные особенности подшипника (неразборный, с защитной шайбой, с закрепительной втулкой и т. п.). Например:

50312 — радиальный однорядный шарикоподшипник средней серии со стопорной канавкой на наружном кольце;

150312 — тот же подшипник с защитной шайбой;

36312 — радиально-упорный шариковый однорядный подшипник средней серии, неразборный. http://discover-thailand.ru/frukti-thailanda.html

Седьмая цифра справа характеризует серию подшипника по ширине.

ГОСТом установлены следующие классы точности подшипников качения: 0 — нормальный класс (как правило, 0 в обозначении не указывают); 6 — повышенный; 5 — высокий, 4 — особо высокий, 2 — сверхвысокий. Цифру, обозначающую класс точности, ставят слева от

условного обозначения подшипника и отделяют от него знаком тире; например, 206 означает шариковый радиальный подшипник легкой серии с номинальным диаметром 30 мм, класса точности 0.

Кроме цифр основного обозначения слева и справа от него могут дополнительные буквенные или цифровые знаки, характеризующие специальные условия изготовления данного подшипника.

Так, класс точности маркируют цифрой слева через тире от основного обозначения. В порядке повышения точности классы точности обозначают: 0, 6, 5, 4, 2. Класс точности, обозначаемой цифрой 0 и соответствующей нормальной точности, не проставляют. В общим машиностроение применяют подшипники классов 0 и 6. в изделиях высокой точности или работающей высокой частотой вращения (шпиндельные узлы скоростных станков, высокооборотный электродвигатели и др.) применяют подшипники класса 5 и 4. подшипники класса точности 2 используют в гироскопических приборах.

Так, например, подшипник 7208 — класса точности 0.

Помимо приведенных выше, имеются и дополнительные (более высокие и 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.

Возможные знаки справа от основного обозначения: Е — сепаратор выполнен из пластических материалов; Р — детали подшипника из теплостойких сталей; С — подшипник закрытого типа при заполнении смазочным материалом и др.

Примеры обозначений подшипников:

311 — подшипник шариковый радиальный однорядный, средней серии диаметров 3, серии ширин 0, с внутренним диаметром d= 55 мм, основной конструкции, класса точности 0;

6-36209 — подшипник шариковый радиально-упорный однорядный, легкой серии диаметров 2, серии ширин 0, с внутренним диаметром d = 45 мм, с углом контакта а= 12°, класса точности 6;

4-12210 — подшипник роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами, легкой серии диаметров 2, серии ширин 0, с внутренним диаметром d = 50 мм, с одним бортом на наружном кольце (см. рис. 14.9, б), класса точности 4;

4-3003124Р — подшипник роликовый радиальный сферический двухрядный особо легкой серии диаметров 1, серии ширин 3, с внутренним диаметром d=120 мм, основной конструкции (см. рис. 14.8), класса точности 4, детали подшипника изготовлены из теплостойких сталей.

Расчет подшипников качения.

Ведущий вал.

диаметр входного участка вала:

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{16T_1}{\pi[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 147{,}7 \cdot 1000}{\pi 25}} = \quad 31{,}1 \text{ мм.}$$

Принимаем:

$d_{в1} =$ 35 мм.

диаметр вала под подшипники:

$d_{п1} =$ 40 мм.

Ведомый вал.

диаметр выходного участка вала:

$$d_{в2} = \sqrt[3]{\frac{16T_2}{\pi[\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 516{,}7 \cdot 1000}{\pi 25}} = \quad 47{,}2 \text{ мм.}$$

Принимаем:

$$d_{в2} = \quad 50 \text{ мм.}$$

диаметр вала под подшипники:

$$d_{п2} = \quad 55 \text{ мм.}$$

По диаметру вала под подшипники принимаем (табл.1, рис. 1).

Таблица 1. Размеры подшипников

	№	d, мм	D, мм	b, мм	C, кН	Co, кН
Шестерня	308	40	90	23	31,3	22,3
Колесо	311	55	120	29	54,9	41,8

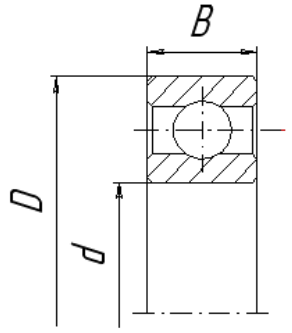


Рисунок 1 - Подшипник радиальный однорядный

Конструктивно определяем размер от оси колес до оси подшипников $l_1 = l_2 = 60$ мм.
Схема нагружения валов показана на рис.2.

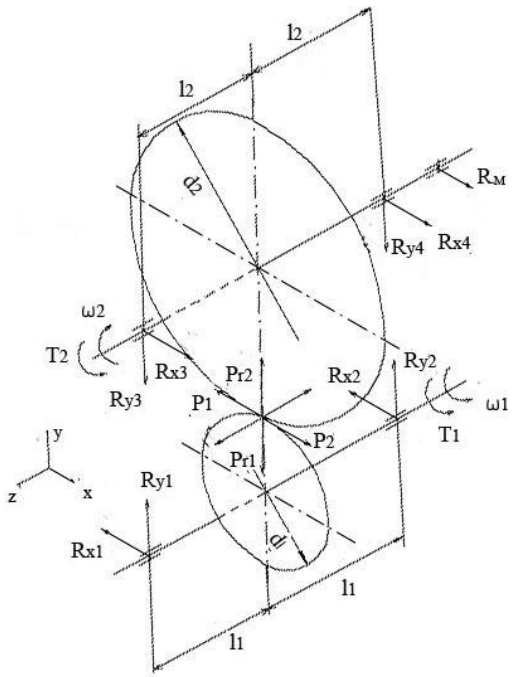


Рисунок 2 - Схема нагружения валов

Ведущий вал.
Реакции опор:
в плоскости XZ

$$R_{x1} = R_{x2} = \frac{P}{2} = \frac{3692}{2} = \quad 1846 \text{ Н.}$$

в плоскости YZ

$$R_{y1} = \frac{1}{2l_1}\left(P_r l_1 + P_a \frac{d_1}{2}\right) = \frac{1}{2 \cdot 60}\left(1378 \cdot 60 + 841\frac{80}{2}\right) = \quad 970 \text{ Н.}$$

$$R_{y2} = \frac{1}{2l_1}\left(P_r l_1 - P_a \frac{d_2}{2}\right) = \frac{1}{2 \cdot 60}\left(1378 \cdot 60 - 841\frac{320}{2}\right) = \quad 409 \text{ Н.}$$

Проверка: $R_{y1} + R_{y2} - P_r = \quad 0.$

Суммарные реакции:

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{x1}{}^2 + R_{y1}{}^2} = \sqrt{1846^2 + 970^2} = \quad 2085 \text{ Н.}$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{x2}{}^2 + R_{y2}{}^2} = \sqrt{1846^2 + 409^2} = \quad 1891 \text{ Н.}$$

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 1. Намечаем радиальные шариковые подшипники 308:

d=30 мм; D=90 мм; B=23 мм; C= 31,3 кВт; Co=22,3 кВт.

Коэффициенты:

$k_\sigma = \quad 1;$

$k_\tau =$ 1;

V= 1;

$\frac{P_a}{C_o} =$ 0,038; $\frac{P_a}{F_{r1}} =$ 0,404>e;

X= 0,56; Y= 1,75.

Эквивалентная нагрузка:

$$P_э = (XVF_{r1} + YF_a)k_\sigma K_\tau = (0{,}56 \cdot 1 \cdot 2085 + 1{,}75 \cdot 841)1 \cdot 1 = \text{ 2640 Н.}$$

Расчетная долговечность:

$$L_h = 16667\frac{(c/P_э)^3}{n_1} = 16667\frac{(31300/2640)^3}{970} = \text{ 28637 ч. .>Lзад=8760 ч.}$$

Ведомый вал.
Реакция опор:
в плоскости XOZ

$R_{cx} = \frac{-F_t \cdot l_2 + P_ц \cdot (l_1 + 2 \cdot l_2)}{2 \cdot l_2}$ =3003,8 Н;

$R_{Dx} = \frac{F_t \cdot l_2 + P_ц \cdot l_1}{2 \cdot l_2}$ =3317,7 Н.

в плоскости YOZ

$$R_{CY} = \frac{F_ц \cdot (l_1 + 2 \cdot l_2) + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r2} \cdot l_2}{2 \cdot l_2} = 5122{,}2 \text{ Н.}$$

$$R_{DY} = \frac{F_ц \cdot l_1 + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_{r2} \cdot l_2}{2 \cdot l_2} = 3122{,}4 \text{ Н.}$$

$$\sum Y_i = F_ц - F_{r2} - R_{CY} + R_{DY} = 0.$$

Суммарные реакции:

$F_{r3} = R_3 = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{3003{,}8^2 + 5122{,}2^2}$ =3035 Н.

$F_{r4} = R_4 = \sqrt{R_{cx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{3317{,}7^2 + 3122{,}4^2}$ =3780 Н.

Подбираем подшипники по более нагруженной опоре 4. Намечаем радиальные шариковые подшипники 311:

d=55 мм; D=120 мм; B=29 мм; C= 54,9 кВт; Co=41,8 кВт

$k_\sigma =$ 1;

$k_\tau =$ 1;

V= 1.

$\frac{F_a}{C_o} =$ 0,02; $\frac{F_a}{F_{r4}} = 0{,}223 >$e; X=0,56; Y=2,2.

Эквивалентная нагрузка:

$P_э = (XVF_{r4} + YF_a)k_\sigma k_\tau = (0{,}56 \cdot 1 \cdot 3780 + 2{,}2 \cdot 841) \cdot 1 \cdot 1 =$3968 Н.

Расчетная долговечность:

$$L_h = 16667\frac{\left(C/P_э\right)^3}{n_2} = 16667\frac{\left(54900/3968\right)^3}{242{,}5} = 182084 \text{ ч.}$$

$L_h > L_{зад}$. Подшипник пригоден.

Форма представления результата:

защита лабораторной работы

Критерии оценки:

Оценка «отлично» выставляется, если выполнена устная защита работы по конспекту.

Оценка «хорошо» выставляется, если верно отобраны и рассчитаны подшипники.

Оценка «удовлетворительно» выставляется, если, верно, отобраны подшипники.

Оценка «неудовлетворительно» выставляется, если подшипники не отобраны и не рассчитаны.