

Федеральное государственное бюджетное образовательное
Учреждение высшего образования
«Саратовский государственный технический университет имени
Гагарина Ю.А.»

Филиал федерального государственного бюджетного образовательного
учреждения высшего образования
«Саратовский государственный технический университет имени
Гагарина Ю.А.» в г. Петровске

УТВЕРЖДАЮ
Директор филиала СГТУ
имени Гагарина Ю.А. в г. Петровске
Е.А. Бесшапошникова
«30» июня 2021 г.



МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ

по дисциплине
ОП.03 «Техническая механика»

специальности
15.02.15 «Технология металлообрабатывающего производства»

Методические указания рассмотрены
на заседании предметной (цикловой) комиссии
общепрофессиональных дисциплин,
профессиональных модулей специальностей
технического профиля
«14» июня 2021 года, протокол №13

Председатель ПЦК  /Т.А.Лескина/

Петровск 2021

Пояснительная записка.

Методические указания по выполнению практических работ подготовлены на основе рабочей программы учебной дисциплины «Техническая механика», разработанной на основе ФГОС СПО по специальности 15.02.15 «Технология металлообрабатывающего производства» и соответствующих общих (ОК) и профессиональных (ПК) компетенций:

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

ОК 02. Осуществлять поиск, анализ и интерпретацию информации, необходимой для выполнения задач профессиональной деятельности.

ОК 04. Работать в коллективе и команде, эффективно взаимодействовать с коллегами, руководством, клиентами.

ОК 05. Осуществлять устную и письменную коммуникацию на государственном языке с учетом особенностей социального и культурного контекста.

ОК 09. Использовать информационные технологии в профессиональной деятельности.

ОК 10. Пользоваться профессиональной документацией на государственном и иностранном языках.

ПК 1.2. Осуществлять сбор, систематизацию и анализ информации для выбора оптимальных технологических решений, в том числе альтернативных в соответствии с принятым процессом выполнения своей работы по изготовлению деталей.

ПК 1.4. Осуществлять выполнение расчетов параметров механической обработки и аддитивного производства в соответствии с принятым технологическим процессом согласно нормативным требованиям, в том числе с использованием систем автоматизированного проектирования.

ПК 1.5. Осуществлять подбор конструктивного исполнения инструмента, материалов режущей части инструмента, технологических приспособлений и оборудования в соответствии с выбранным технологическим решением, в том числе с использованием систем автоматизированного проектирования.

ПК 1.7. Осуществлять разработку и применение управляющих программ для металлорежущего или аддитивного оборудования в целях реализации принятой технологии изготовления деталей на механических участках машиностроительных производств, в том числе с использованием систем автоматизированного проектирования.

ПК 1.9. Организовывать эксплуатацию технологических приспособлений в соответствии с задачами и условиями технологического процесса механической обработки заготовок и/или аддитивного производства согласно с требованиями технологической документации и реальными условиями технологического процесса.

ПК 2.2. Осуществлять сбор, систематизацию и анализ информации для

выбора оптимальных технологических решений, в том числе альтернативных в соответствии с принятым процессом выполнения своей работы по сборке узлов или изделий.

ПК 2.4. Осуществлять выполнение расчетов параметров процесса сборки узлов или изделий в соответствии с принятым технологическим процессом согласно нормативным требованиям, в том числе с использованием систем автоматизированного проектирования.

ПК 2.5. Осуществлять подбор конструктивного исполнения сборочного инструмента, материалов исполнительных элементов инструмента, приспособлений и оборудования в соответствии с выбранным технологическим решением, в том числе с использованием систем автоматизированного проектирования.

ПК 2.7. Осуществлять разработку управляющих программ для автоматизированного сборочного оборудования в целях реализации принятой технологии сборки узлов или изделий на сборочных участках машиностроительных производств, в том числе с использованием систем автоматизированного проектирования.

ПК 2.9. Организовывать эксплуатацию технологических сборочных приспособлений в соответствии с задачами и условиями технологического процесса сборки узлов или изделий сообразно с требованиями технологической документации и реальными условиями технологического процесса.

ПК 3.1. Осуществлять диагностику неисправностей и отказов систем металлорежущего и аддитивного производственного оборудования в рамках своей компетенции для выбора методов и способов их устранения.

ПК 4.1. Осуществлять диагностику неисправностей и отказов систем сборочного производственного оборудования в рамках своей компетенции для выбора методов и способов их устранения.

Целью освоения учебной дисциплины «Техническая механика», является: получение студентами знаний об общих законах движения и равновесия материальных тел, основ расчета элементов конструкции на прочность, жесткость, усталость и устойчивость, основ проектирования деталей машин, сборочных единиц и простейших механических устройств общего назначения.

При выполнении практических работ студент должен **знать:**

- основы технической механики; виды механизмов, их кинематические и динамические характеристики;
- методику расчета элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость при различных видах деформации;
- основы расчетов механических передач и простейших сборочных единиц общего назначения

При выполнении практических работ студент должен **уметь:**

- производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц;

- читать кинематические схемы; определять напряжения в конструкционных элементах;

- определять напряжения в конструкционных элементах;

Содержание практических занятий определено рабочей программой и тематическим планированием, соответствует теоретическому материалу изучаемых разделов учебной дисциплины.

Объём практических занятий по дисциплине определяется учебным планом по данной специальности.

Продолжительность практического занятия - 2 академических часа. Перед проведением практического занятия преподавателем организуется инструктаж, а по ее окончании – обсуждение итогов.

Комплект методических указаний по выполнению практических работ дисциплины «Техническая механика» содержит 18 практических занятий.

**Перечень практических работ
по дисциплине «Техническая механика»**

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №1.

Тема: Определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2.

Тема: Определение направления и величины реакций связей

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3.

Тема: Определение опорных реакций двухопорных балок.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4

Тема: Определение опорных реакций консольных балок.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5

Тема: Определение опорных реакций пространственно нагруженного вала.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №6

Тема: Определение центра тяжести составных плоских фигур.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №7

Тема: Построение эпюр продольных сил и нормальных напряжений.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №8

Тема: Расчет на прочность при растяжении и сжатии.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №9

Тема: Выполнение расчетов на срез и смятие

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №10

Тема: Расчеты вала на прочность и жесткость при кручении

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №11

Тема: Определение осевых моментов инерции составных сечений, составленных из прокатных профилей, имеющих ось симметрии.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №12

Тема: Расчет на прочность при поперечном изгибе.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №13

Расчет бруса круглого поперечного сечения при сочетании основных деформаций.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №14

Расчет многоступенчатого привода

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №15

Изучение конструкции цилиндрического зубчатого редуктора.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №16

Изучение конструкции цилиндрического зубчатого редуктора.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №17

Подбор и расчет подшипников качения

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №18

Подбор и расчет подшипников качения

ИНСТРУКЦИИ ДЛЯ ОБУЧАЮЩИХСЯ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ

Прежде чем приступить к выполнению заданий, внимательно прочитайте данные рекомендации. Практические работы включают в себя задания следующих видов:

1. Решение задач

Внимательно прочитайте цель работы, ознакомьтесь с требованиями к уровню вашей подготовки, краткими теоретическими и справочно - информационными материалами по теме практической работы, выполните задания.

Номер варианта вашего задания соответствует порядковому номеру в журнале учебных занятий. Все задания к практической работе вы должны выполнить по приведенному алгоритму, опираясь на образец. Отчет о выполнении практического занятия оформляется в специальной тетради и сдается преподавателю для проверки по окончании занятия.

В отчете указывается:

- номер практического занятия;
- тема;
- цель;
- решение задания(приводятся необходимые формулы, указываются единицы измерения величин);
- ответы на контрольные вопросы;
- вывод - результат по задаче

Практические работы оформляются в отдельной тетради или специальной папке на листах формата А 4, соблюдая следующие требования:

- записывается дата выполнения работы, название работы, цель, объекты и результаты исследования;
- если предусмотрено оформление результатов исследования в таблице, то все результаты заносятся в таблицу;
- после каждого задания должно быть сделано заключение, вывод с обобщением, систематизацией или обоснованием результатов.

Работа выполняется четко, грамотно, пастой синего или черного цвета.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №1

Тема : «Определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил»

Цель: определить равнодействующую плоской системы сходящихся сил аналитическим и геометрическим способом.

Оборудование: тетрадь, карандаш, линейка, транспортир.

Содержание работы:

Задание1.

Выполнить расчетно – графическую работу №1.

Задание 2.

Выполнить расчетно – графическую работу №2

Расчетные формулы

Равнодействующая системы сил

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2}; \quad F_{\Sigma x} = \sum_0^n F_{kx}; \quad F_{\Sigma y} = \sum_0^n F_{ky},$$

где $F_{\Sigma x}$, $F_{\Sigma y}$ — проекции равнодействующей на оси координат;
 F_{kx} , F_{ky} — проекции векторов-сил системы на оси координат.

$$\cos \alpha_{\Sigma x} = \frac{F_{\Sigma x}}{F_{\Sigma}},$$

где $\alpha_{\Sigma x}$ — угол равнодействующей с осью Ox .

Условие равновесия

$$\begin{cases} \sum_0^n F_{kx} = 0; \\ \sum_0^n F_{ky} = 0. \end{cases}$$

Если плоская система сходящихся сил находится в равновесии, многоугольник сил должен быть замкнут.

Пример 1. Определение равнодействующей системы сил

Определить равнодействующую плоской системы сходящихся сил аналитическим и геометрическим способами (рис. П1.1). Дано: $F_1 = 10$ кН; $F_2 = 15$ кН; $F_3 = 12$ кН; $F_4 = 8$ кН; $F_5 = 8$ кН;

$$\alpha_1 = 30^\circ; \alpha_2 = 60^\circ; \alpha_3 = 120^\circ; \alpha_4 = 180^\circ; \alpha_5 = 300^\circ.$$

Решение

1. Определить равнодействующую аналитическим способом (рис. П1.1а).

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{1x} = 10 \cdot \cos 30^\circ = 8,66 \text{ кН}; \\ F_{2x} = 15 \cdot \cos 60^\circ = 7,5 \text{ кН}; \\ F_{3x} = -12 \cdot \cos 60^\circ = -6 \text{ кН}; \\ F_{4x} = -8 \text{ кН}; \\ F_{5x} = 8 \cdot \cos 60^\circ = 4 \text{ кН}; \end{array} \right\} \begin{array}{l} F_{\Sigma x} = \sum F_{kx}; \\ F_{\Sigma x} = 6,16 \text{ кН}. \end{array}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{1y} = 10 \cdot \cos 60^\circ = 5 \text{ кН}; \\ F_{2y} = 15 \cdot \cos 30^\circ = 12,99 \text{ кН}; \\ F_{3y} = 12 \cdot \cos 30^\circ = 10,4 \text{ кН}; \\ F_{4y} = 0; \\ F_{5y} = -8 \cdot \cos 30^\circ = -6,9 \text{ кН}; \end{array} \right\} \begin{array}{l} F_{\Sigma y} = \sum F_{ky}; \\ F_{\Sigma y} = 21,49 \text{ кН}. \end{array}$$

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2}; \quad F_{\Sigma} = \sqrt{6,16^2 + 21,49^2} = 22,36 \text{ кН};$$

$$\cos \alpha_{\Sigma x} = \frac{F_{\Sigma x}}{F_{\Sigma}}; \quad \cos \alpha_{\Sigma x} = \frac{6,16}{22,36} = 0,2755; \quad \alpha_{\Sigma x} = 74^\circ.$$

2. Определить равнодействующую графическим способом.

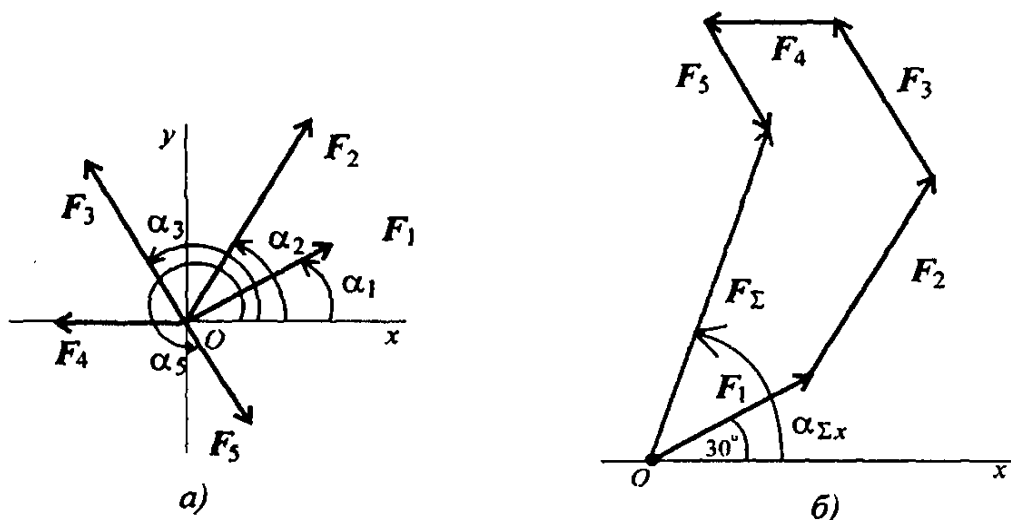


Рис. П1.1

С помощью транспортира в масштабе $2 \text{ мм} = 1 \text{ кН}$ строим многоугольник сил (рис. П1.16). Измерением определяем модуль равнодействующей силы и угол наклона ее к оси Ox .

$$F_{\Sigma \text{гр}} \cong 22 \text{ кН}; \quad \alpha_{\Sigma x} = 73^\circ.$$

Результаты расчетов не должны отличаться более чем на 5 %

$$\frac{F_{\Sigma \text{ан}} - F_{\Sigma \text{гр}}}{F_{\Sigma \text{ан}}} \cdot 100 \% \leq 5 \%.$$

Расчетно-графическая работа 1

Определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил аналитическим и геометрическим способами

Задание. Используя схему рис. П1.1а, определить равнодействующую системы сил.

Параметр	Вариант				
	1	2	3	4	5
$F_1, \text{ кН}$	12	8	20	3	6
$F_2, \text{ кН}$	8	12	5	6	12
$F_3, \text{ кН}$	6	2	10	12	15
$F_4, \text{ кН}$	4	10	15	15	3
$F_5, \text{ кН}$	10	6	10	9	18
$\alpha_1, \text{ град}$	30	0	0	15	0
$\alpha_2, \text{ град}$	45	45	60	45	15
$\alpha_3, \text{ град}$	0	75	75	60	45
$\alpha_4, \text{ град}$	60	30	150	120	150
$\alpha_5, \text{ град}$	300	270	210	270	300

Пример 2. Решение задачи на равновесие аналитическим способом

Грузы подвешены на стержнях и канатах и находятся в равновесии. Определить реакции стержней AB и CB (рис. П1.2).

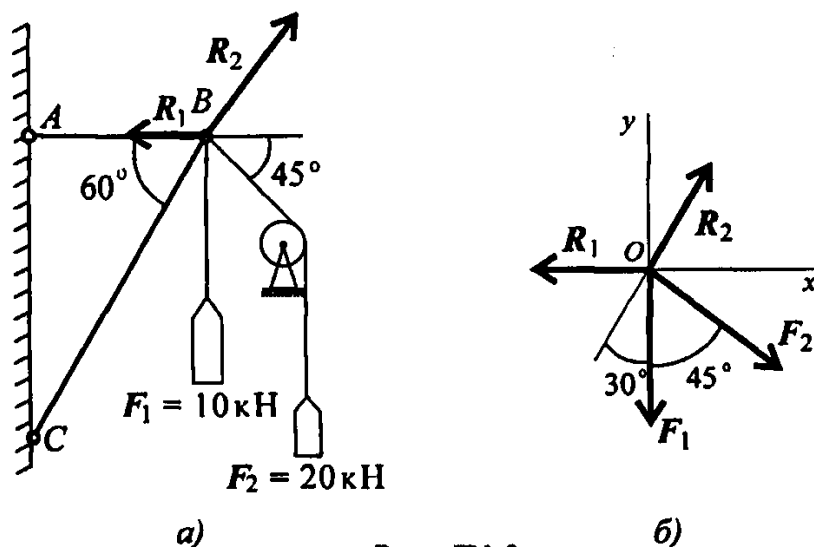


Рис. П1.2

Решение

1. Определяем вероятные направления реакций (рис. П1.2а). Мысленно убираем стержень AB , при этом стержень CB опускается, следовательно, точка B отодвигается от стены: назначение стержня AB — тянуть точку B к стене.

Если убрать стержень CB , точка B опустится, следовательно, стержень CB поддерживает точку B снизу — реакция направлена вверх.

2. Освобождаем точку B от связи (рис. П1.2б).

3. Выберем направление осей координат, ось Ox совпадает с реакцией R_1 .

4. Запишем уравнения равновесия точки B :

$$\sum_0^n F_{kx} = -R_1 + R_2 \cos 60^\circ + F_2 \cos 45^\circ = 0;$$

$$\sum_0^n F_{ky} = R_2 \cos 30^\circ - F_1 - F_2 \cos 45^\circ = 0.$$

5. Из второго уравнения получаем:

$$R_2 = \frac{F_1 + F_2 \cos 45^\circ}{\cos 30^\circ}; \quad R_2 = \frac{10 + 20 \cdot 0,7}{0,866} = 27,87 \text{ кН.}$$

Из первого уравнения получаем:

$$R_1 = R_2 \cos 60^\circ + F_2 \cos 45^\circ; \quad R_1 = 28,07 \text{ кН.}$$

Вывод: стержень AB растянут силой 28,07 кН, стержень CB сжат силой 27,87 кН.

П р и м е ч а н и е. Если при решении реакция связи окажется отрицательной, значит, вектор силы направлен в противоположную сторону.

В данном случае реакции направлены верно.

Расчетно-графическая работа 2

Условие равновесия плоской системы сходящихся сил в аналитической форме

Задание. Определить реакции стержней AC и AD (рис. П1.3).

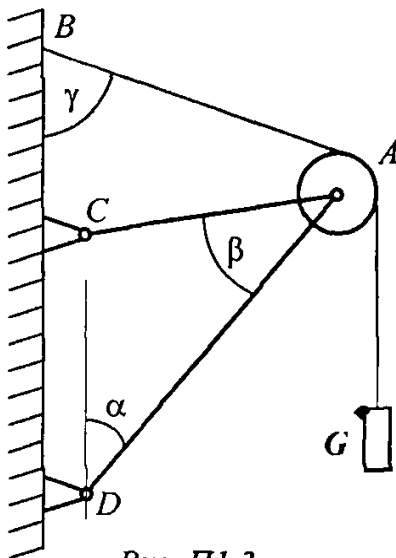
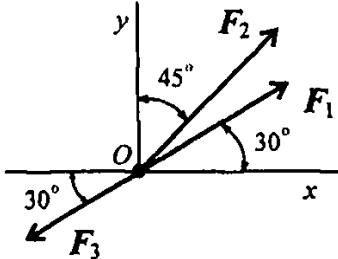
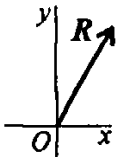
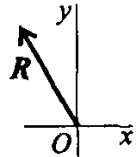
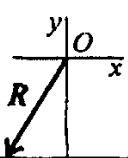
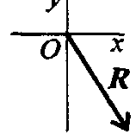


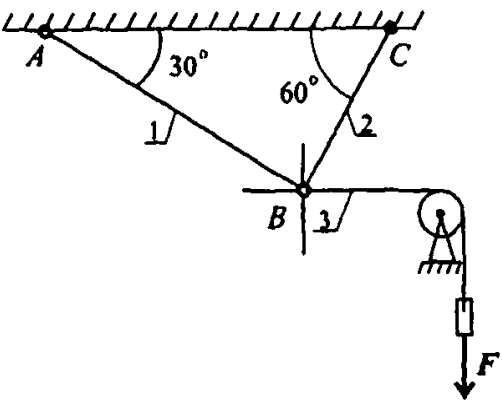
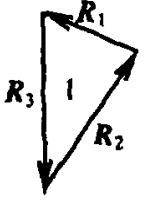
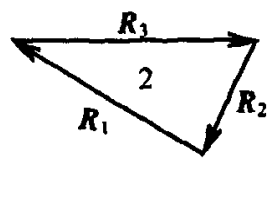
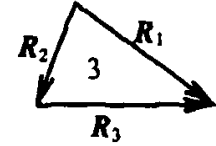
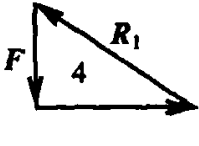
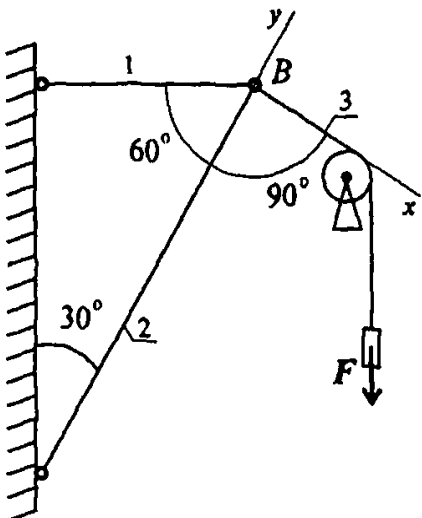
Рис. П1.3

Параметр	Вариант				
	1	2	3	4	5
G , кН	40	35	48	60	75
α , град	60	45	75	60	45
β , град	15	30	30	15	45
γ , град	60	45	60	75	75

При защите работ ответить на вопросы карт с тестовыми заданиями.

Темы 1.1, 1.2. Статика.
Плоская сходящаяся система сил

В о п р о с ы	О т в е т ы	К о д
<p>1. Определить проекции равнодействующей на ось Ox при $F_1 = 10$ кН; $F_2 = 20$ кН; $F_3 = 30$ кН.</p> 	$R_x = 4,99$ кН	1
	$R_x = 7,89$ кН	2
	$R_x = -3,18$ кН	3
	$R_x = 6,55$ кН	4
<p>2. Определить величину равнодействующей силы по ее известным проекциям: $R_x = 15$ кН; $R_y = 8,66$ кН.</p>	23,66 кН	1
	17,32 кН	2
	9,50 кН	3
	8,50 кН	4
<p>3. Как направлен вектор равнодействующей системы сил, если известно, что $R_x = -4$ кН; $R_y = 12$ кН?</p>		1
		2
		3
		4

Продолжение		
Вопросы	Ответы	Код
<p>4. Груз находится в равновесии. Указать, какой из треугольников для шарнира B построен верно.</p> 		1
		2
		3
		4
<p>5. Груз F находится в равновесии. Указать, какая система уравнений равновесия для точки B верна.</p> 	$\sum_0^n F_{kx} = R_3 - R_1 \cos 30^\circ = 0$ $\sum_0^n F_{ky} = R_2 - R_1 \cos 60^\circ = 0$	1
	$\sum_0^n F_{kx} = R_3 - R_1 \cos 60^\circ = 0$ $\sum_0^n F_{ky} = R_2 - R_1 \cos 30^\circ = 0$	2
	$\sum_0^n F_{kx} = R_3 - R_1 \cos 30^\circ + R_2 \cos 90^\circ = 0$ $\sum_0^n F_{ky} = -R_2 + R_1 \cos 60^\circ = 0$	3
	Верный ответ не приведен	4

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №2

Тема : «Определение направления и величины реакций связей»

Цель: научиться определять направление и величины реакций связей.

Оборудование: тетрадь, карандаш, линейка, транспортир.

Содержание работы:

Задание 1.

Выполнить расчетно – графическую работу №1

Задание №2.

Выполнить расчетно – графическую работу №2

Основные формулы и предпосылки расчета

Виды опор балок и их реакции (рис. П2.1)

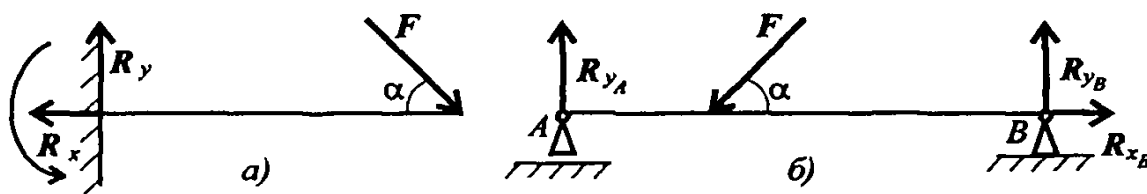


Рис. П2.1

Моменты пары сил и силы относительно точки (рис. П2.2)

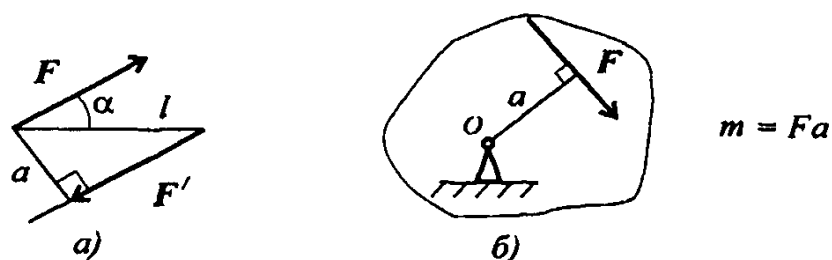


Рис. П2.2

Главный вектор

$$F_{\text{гл}} = \sqrt{\left(\sum_0^n F_{kx}\right)^2 + \left(\sum_0^n F_{ky}\right)^2}.$$

Главный момент

$$M_{\text{гло}} = \sum_0^n m_{kO}.$$

Условия равновесия

$$1. \quad \sum_0^n F_{kx} = 0; \quad \sum_0^n F_{ky} = 0; \quad \sum_0^n m_{kA} = 0.$$

$$\text{Проверка: } \sum_0^n m_{kB} = 0.$$

$$2. \quad \sum_0^n F_{kx} = 0; \quad \sum_0^n m_{kA} = 0; \quad \sum_0^n m_{kB} = 0.$$

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

Упражнения при подготовке к самостоятельной работе

1. Перенести силу F в точку A , используя теорему Пуансо (рис. П2.3). $F = 20 \text{ кН}$; $AB = 6 \text{ м}$; $BC = 2 \text{ м}$.



Рис. П2.3

2. Привести систему сил к точке B , определить главный вектор и главный момент системы сил (рис. П2.4). $AB = 2 \text{ м}$; $BC = 1,5 \text{ м}$; $CD = 1 \text{ м}$. $F_1 = 18 \text{ кН}$; $F_2 = 10 \text{ кН}$; $F_3 = 30 \text{ кН}$; $m = 36 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

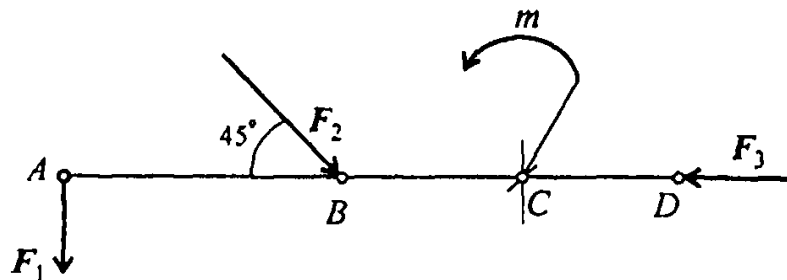


Рис. П2.4

3. Система сил находится в равновесии. Определить величину момента пары m (рис. П2.5). $F_1 = F'_1 = 10$ кН; $F_2 = F'_2 = 20$ кН.

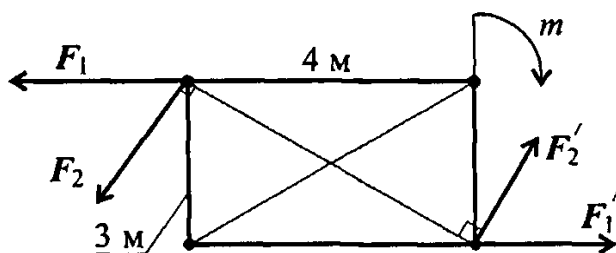


Рис. П2.5

4. Нанести реакции в опорах балок 1 и 2 (рис. П2.6).

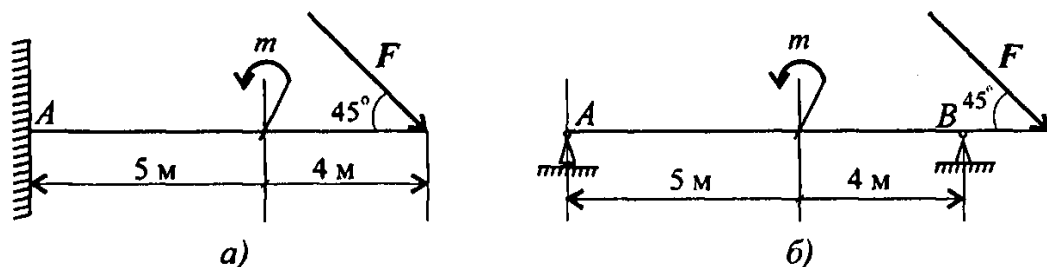


Рис. П2.6

5. Определить величину реакции в опоре A. Приложена распределенная нагрузка интенсивностью $q = 5$ кН/м (рис. П2.7).

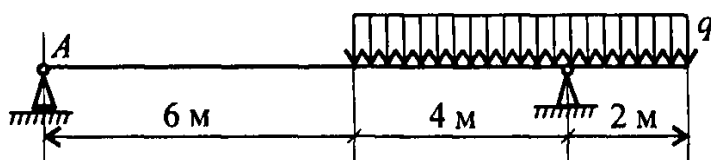


Рис. П2.7

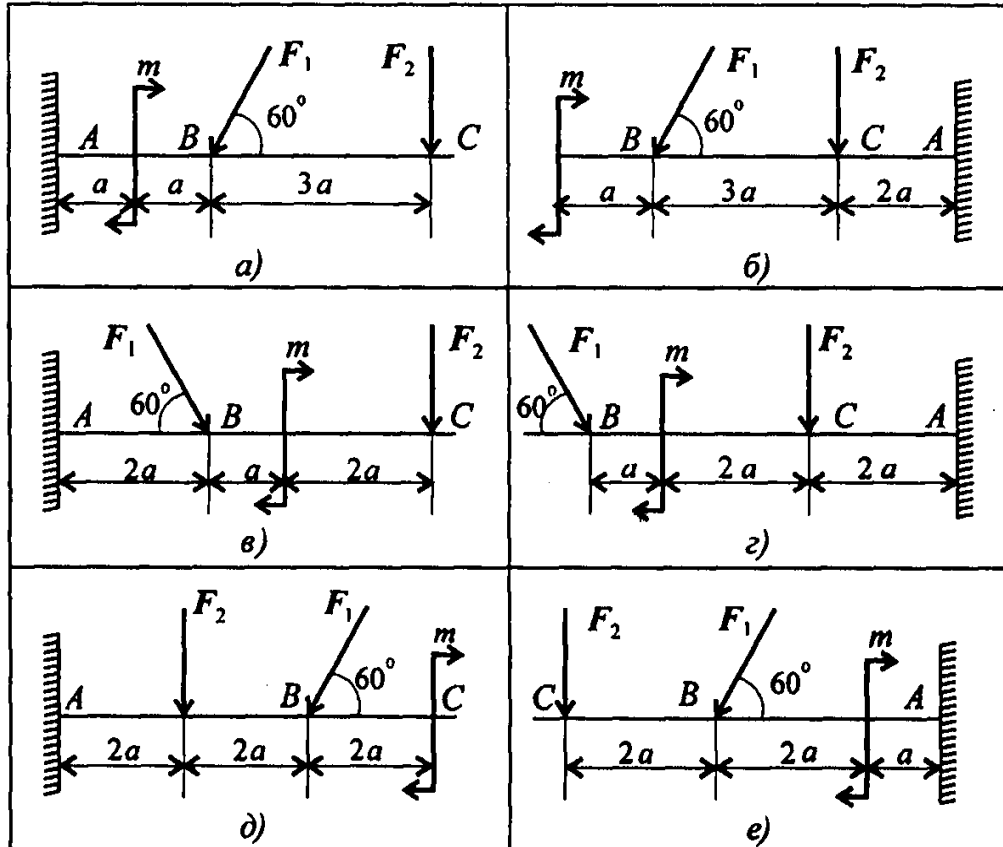
6. Записать систему уравнений равновесия для определения реакций в опоре защемленной балки.

7. Записать систему уравнений равновесия для определения реакций в опорах двухопорной балки, закрепленной на двух шарнирах.

Расчетно-графическая работа 1

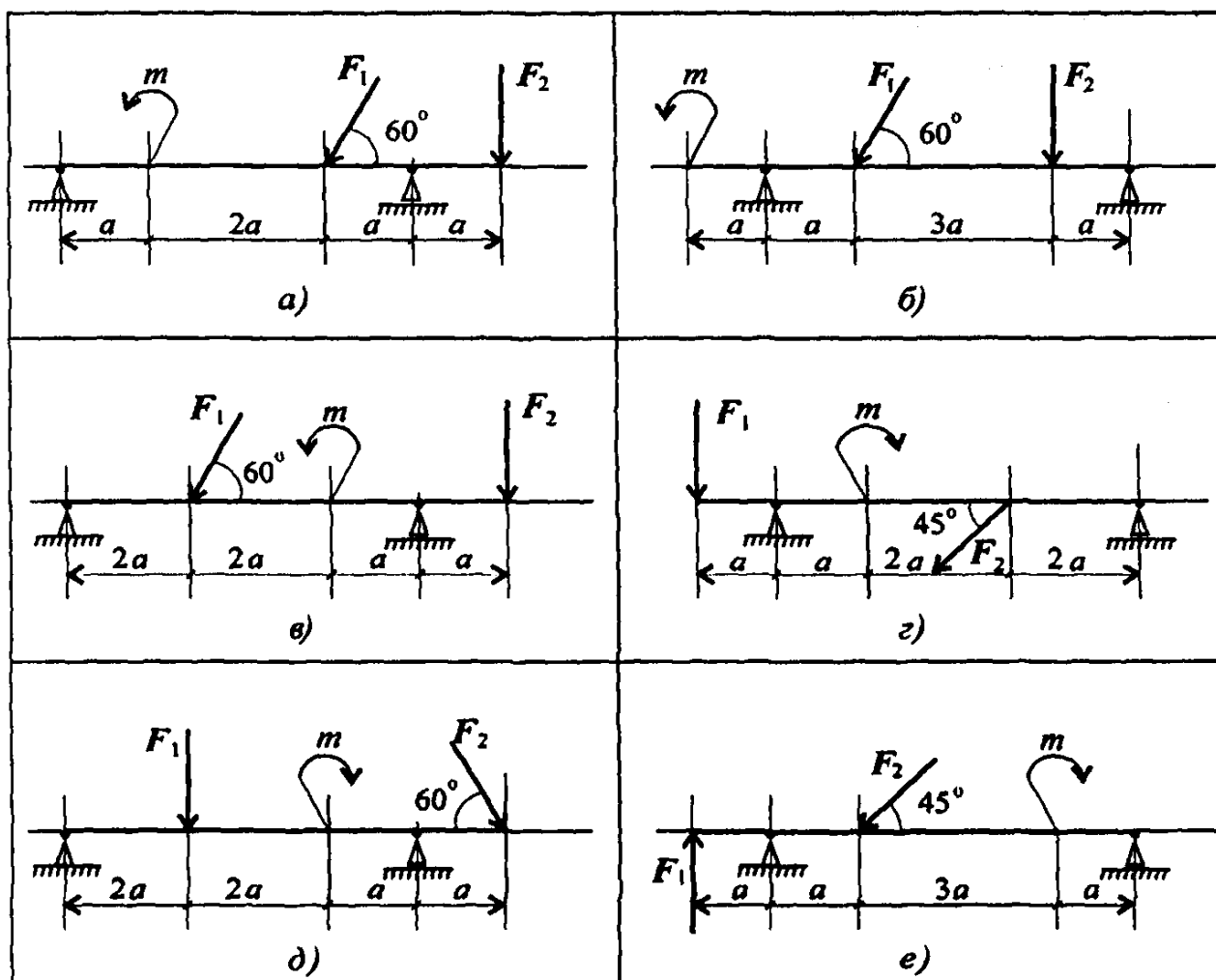
Определение реакций в опорах балочных систем под действием сосредоточенных сил и пар сил

Задание 1. Определить величины реакций в опоре зашеченной балки. Провести проверку правильности решения.



Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_1 , кН	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
F_2 , кН	4,4	4,8	7,8	8,4	12	12,8	17	18	22,8	24
m , кН·м	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
a , м	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6

Задание 2. Определить величины реакций для балки с шарнирными опорами. Провести проверку правильности решения.

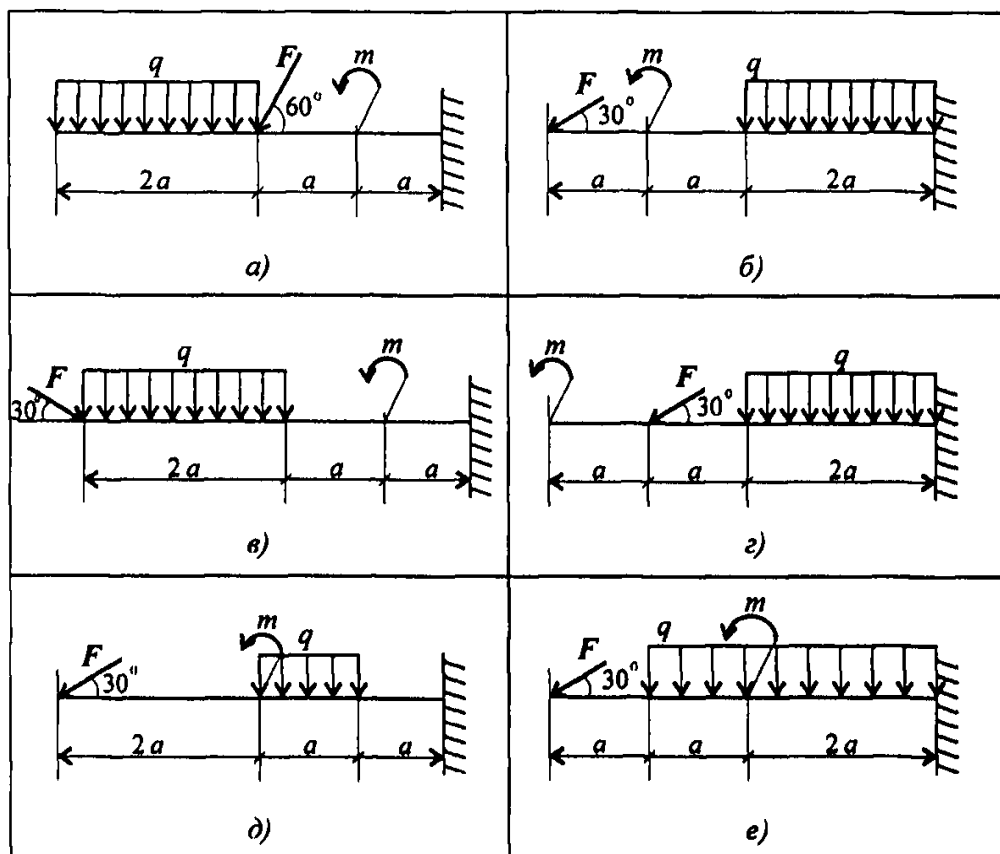


Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_1 , кН	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
F_2 , кН	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
m , кН·м	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
a , м	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2

Расчетно-графическая работа 2

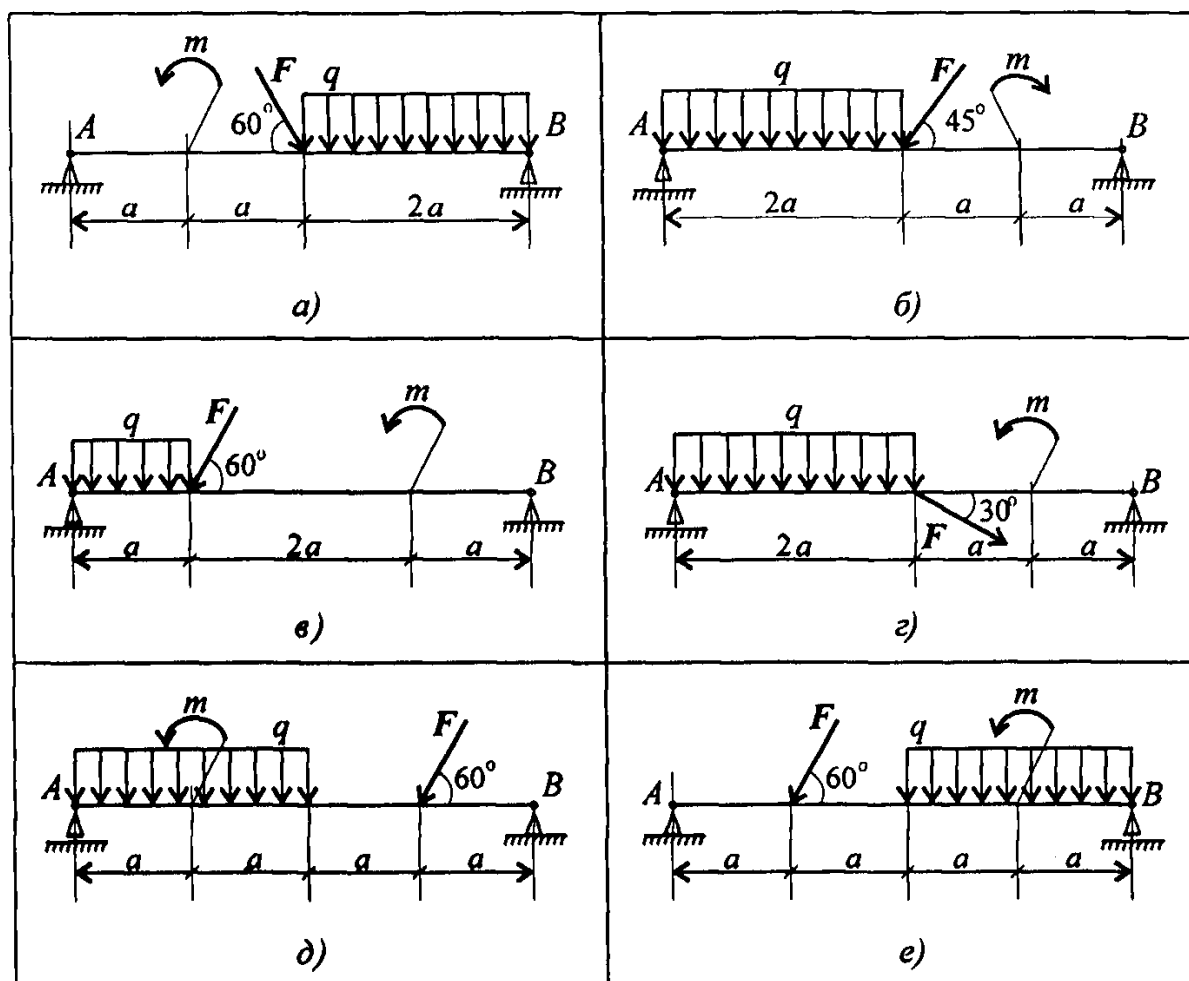
Определение величин реакций в опорах балочных систем под действием сосредоточенных и распределенных нагрузок

Задание 1. Определить величины реакций в заделке. Провести проверку правильности решения.



Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_1 , кН	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22
q , кН/м	2	2	2	2	2	3	3	3	3	3
m , кН·м	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50
a , м	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3

Задание 2. Определить величины реакций в шарнирных опорах балки. Провести проверку правильности решения.



Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100
q , кН/м	2	2	2	2	2	4	4	4	4	4
m , кН·м	15	25	35	45	55	45	35	25	15	5
a , м	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,6	0,6	0,6	0,6	0,6

При защите работ ответить на вопросы карт с тестовыми заданиями.

Продолжение		
Вопросы	Ответы	Код
<p>4. Найти главный вектор системы сил.</p>	2 кН	1
	4 кН	2
	6 кН	3
	8 кН	4
<p>5. Определите алгебраическую сумму моментов относительно точки B.</p>	7 кН·м	1
	25 кН·м	2
	42,3 кН·м	3
	68,3 кН·м	4

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №3

Тема: Определение опорных реакций двухопорных балок.

Цель работы: Научится определять усилия в стержнях конструкции аналитическим методом. Схему выбрать в соответствии с номером студента по списку журнала.

Оборудование: линейка, карандаш, калькулятор.

Справочный материал: справочник по материаловедению.

Содержание работы:

1. Изобразить заданную схему в соответствии с вариантом.
2. Выделить материальную точку, к которой приложена внешняя сила.
3. Определить тип связей, удерживающих точку.
4. Отбросить связи, заменить их действие силами реакции.
5. Составить расчетную схему, выделив точку, находящуюся в равновесии.

Приложить к ней все действующие силы.

6. Выбрать оси координат.

$$\begin{cases} \sum F_{ix} = 0 \\ \sum F_{iy} = 0 \end{cases}$$

7. Записать уравнения равновесия:
8. Из уравнений равновесия найти величину сил реакции.
9. Записать величину усилий в стержнях.
10. Вычертить многоугольник сил, приложенных к точке.
11. Вывод.

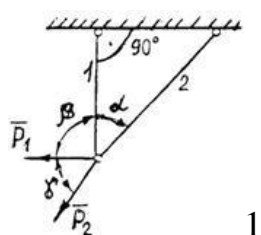
Задание 1.

Определить усилия в стержнях конструкции аналитическим методом.

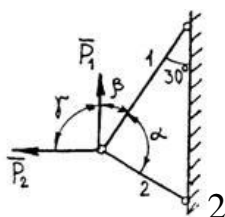
Таблица 1 – Варианты заданий

Вариант	Схема	P_1	P_2	α	β	γ
		кН		градусы		
1	1	6	8	45	90	30
2	2	5	10	90	30	45
3	3	3	6	120	30	60
4	4	7	9	60	30	30
5	5	10	6	30	30	30
6	6	8	4	90	60	45
7	7	12	3	120	30	90
8	8	9	5	60	45	75
9	9	4	7	60	45	45
10	10	8	12	90	30	30
11	11	10	8	90	60	30
12	12	8	5	60	60	45
13	13	7	10	45	45	75
14	14	4	6	30	60	30
15	15	5	8	120	45	45
16	1	10	4	30	60	30
17	2	3	7	90	60	30
18	3	8	5	150	60	30
19	4	3	12	30	60	60
20	5	7	5	60	30	45
21	6	6	4	60	30	90
22	7	5	8	90	60	60
23	8	14	6	45	75	45
24	9	12	10	120	60	30
25	10	4	7	60	30	60
26	11	8	6	90	120	30
27	12	6	9	120	30	30
28	13	10	3	30	45	60
29	14	9	4	60	120	30
30	15	3	8	90	30	60
31	1	7	5	60	30	60
32	2	12	6	90	30	90
33	3	4	10	90	45	60
34	4	8	4	45	30	45

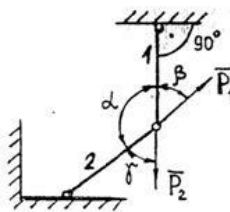
Схемы к заданию №1



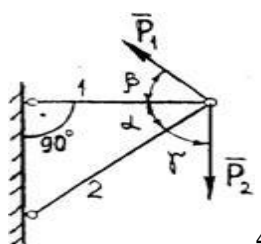
1



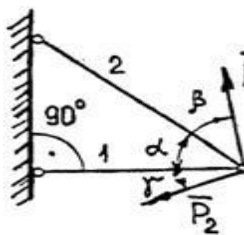
2



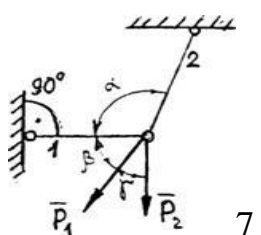
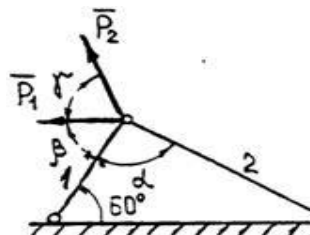
3



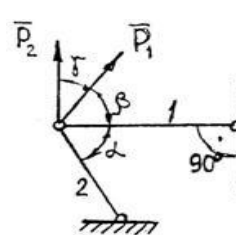
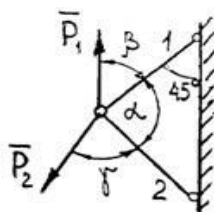
4 5



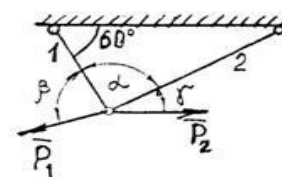
6



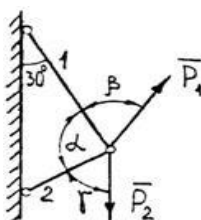
7 8



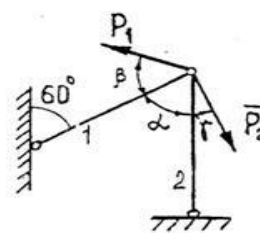
9



10

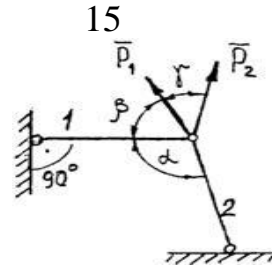
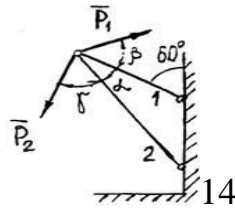
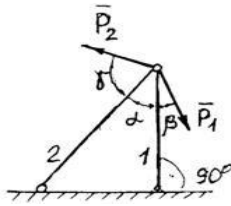


11

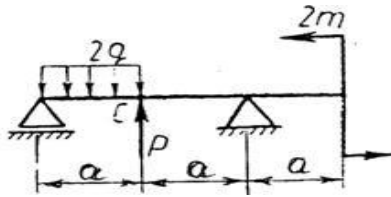


12

13



16



Задание 2.

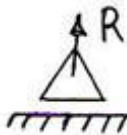
Определить реакции в опорах двухопорной балки.

1 **Принять:** $P = 4 \text{ кН}$; $M = 2 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $a = 2 \text{ м}$.

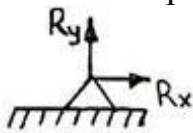
2. Изобразить схему в соответствии с вариантом.

3. Заменить распределенную нагрузку ее равнодействующей $Q = q \cdot l$.

Приложить равнодействующую к балке в центре тяжести соответствующего прямоугольника.



3. Заменить опоры их реакциями. Реакцию шарнирно-подвижной опоры направить перпендикулярно к опорной поверхности.



Реакцию шарнирно-подвижной опоры разложить на две составляющие, направленные по осям координат.

4. Составить расчетную схему балки.

5. Выбрать оси координат и центры моментов.

6. Составить уравнение равновесия: $\sum M_A = 0$; $\sum M_B = 0$; $\sum F_x = 0$.

7. Из уравнений равновесия найти неизвестные реакции опор.

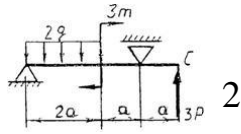
8. Провести проверку правильности решения, составив уравнения $\sum F_y = 0$.

9. Записать ответы.

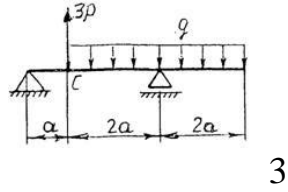
10. Вывод.

Схемы к заданию №2

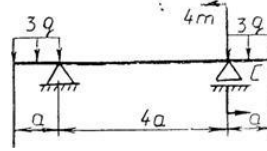
1



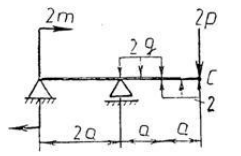
2



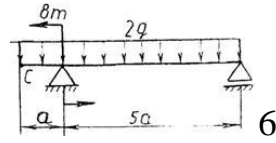
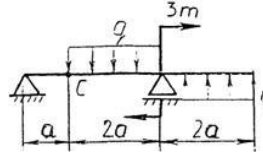
3



4

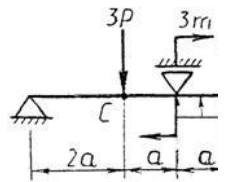


5

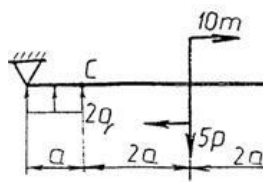


6

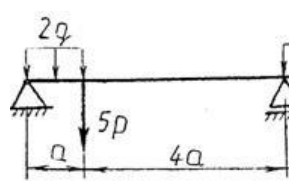
7



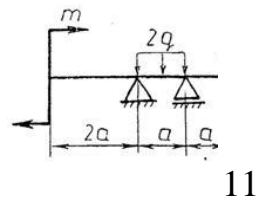
8



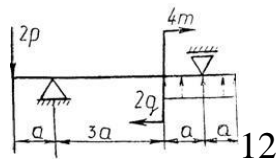
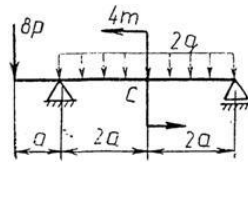
9



10

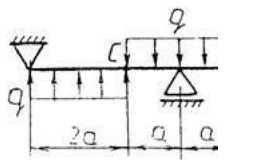


11

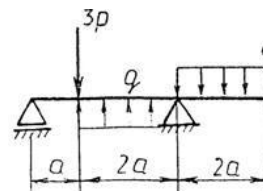


12

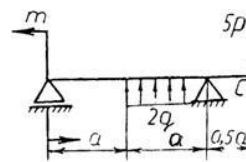
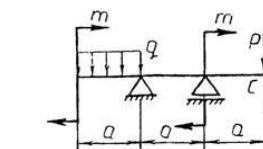
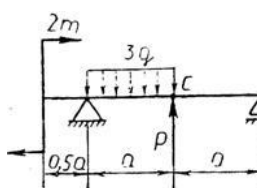
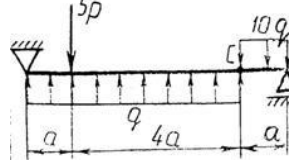
13



14



15

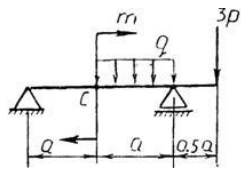


16

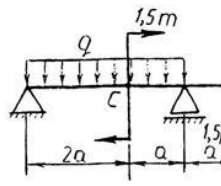
17

18

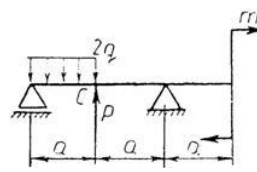
19



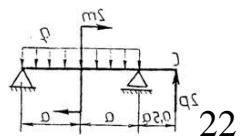
20



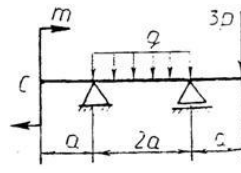
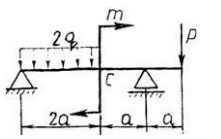
21



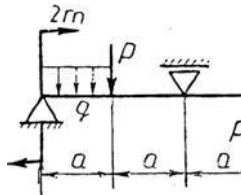
22 23



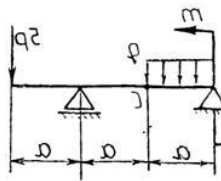
24



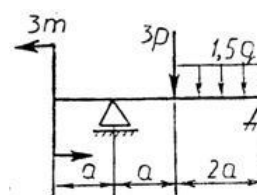
25



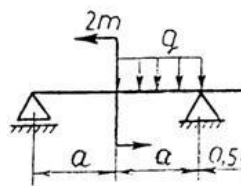
26



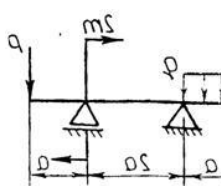
27



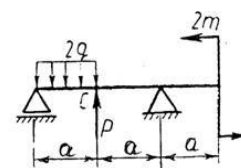
28



29



30



ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №4

Тема: Определение опорных реакций консольных балок.

Цель работы: Научиться определять усилия в стержнях конструкции аналитическим методом. Схему выбрать в соответствии с номером студента по списку журнала.

Оборудование: линейка, карандаш, калькулятор.

Справочный материал: справочник по материаловедению.

Содержание работы:

Задание .

Определить реакции жесткой заделки консольной балки. Определить реакции жесткой заделки балки. Схему выбрать в соответствии с номером студента по списку в журнале.

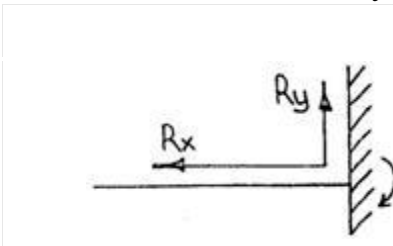
1.Принять: $q = 2 \frac{\text{кН}}{\text{м}}$; $P = 4 \text{ кН}$; $M = 2 \text{ кН} \cdot \text{м}$

2. Изобразить схему в соответствии с вариантом.

3. Заменить распределенную нагрузку ее равнодействующей $Q=q \cdot l$.

Приложить равнодействующую к балке в центре тяжести соответствующего прямоугольника.

4. Заменить жесткую заделку ее реакциями.



5. Составить расчетную схему балки.

6. Выбрать оси координат.

7. Составить уравнения равновесия: $\sum M_A = 0$,
 $\sum F_{Ax} = 0$; $\sum F_{Ay} = 0$.

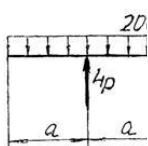
8. Из уравнений равновесия найти неизвестные реакции.

9. Провести проверку правильности решения, составить уравнения: $\sum M_C = 0$.

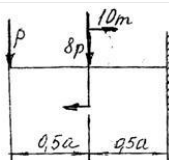
10. Записать ответы.

11. Вывод.

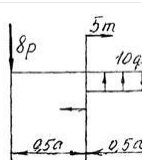
Схемы к заданию №3



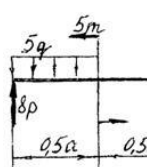
1



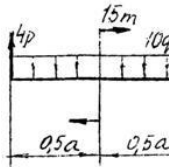
2



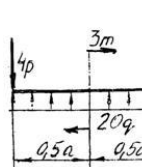
3



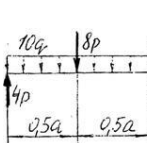
4



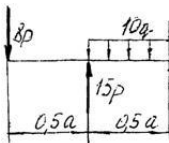
5



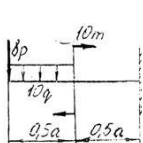
6



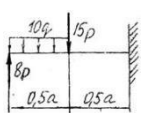
7



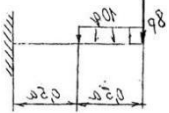
8



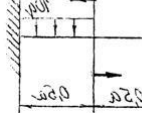
9



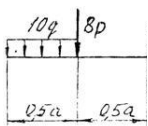
10



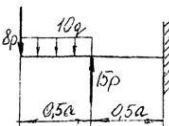
11



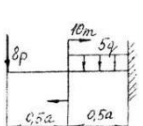
12



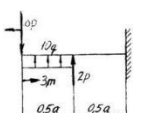
13



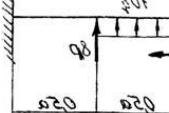
14



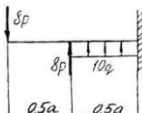
15



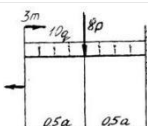
16



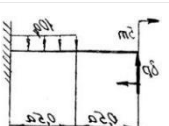
17



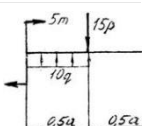
18



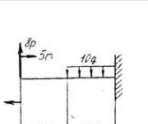
19



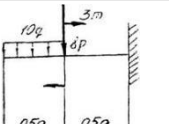
20



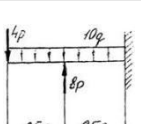
21



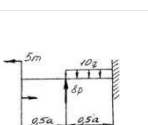
22



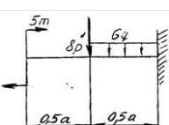
23



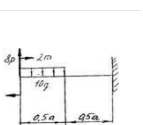
24



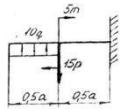
25



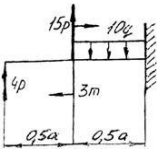
26



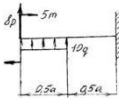
27



28



29



30

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №5

Тема: Определение опорных реакций пространственно нагруженного вала.

Цель работы: Приобретение практических навыков и умений в определении опорных реакций пространственно нагруженного вала, развитие самостоятельности и нахождение конструктивных решений при выполнении задания.

Оборудование: линейка, карандаш, калькулятор.

Справочный материал: справочник по материаловедению.

Содержание работы:

1. Балку освободить от связей (связи) и их (его) действие заменить силами реакций.
2. Выбрать координатные оси.
3. Из условия равновесия вала, имеющего неподвижную ось, определить значение силы F_2 , после чего вычислить значение силы F_{r2} .
4. Составить шесть уравнений равновесия.
5. Решить уравнения и определить реакции опор.
6. Проверить правильность решения задачи.

Пример 1. На вал (рис.1) жестко насажены: шкив 1 и колесо 2. Определить силы F_2 и $F_{r2}=0,4 \cdot F_2$, а также реакции опор A и B, если $F_1=100$ Н.

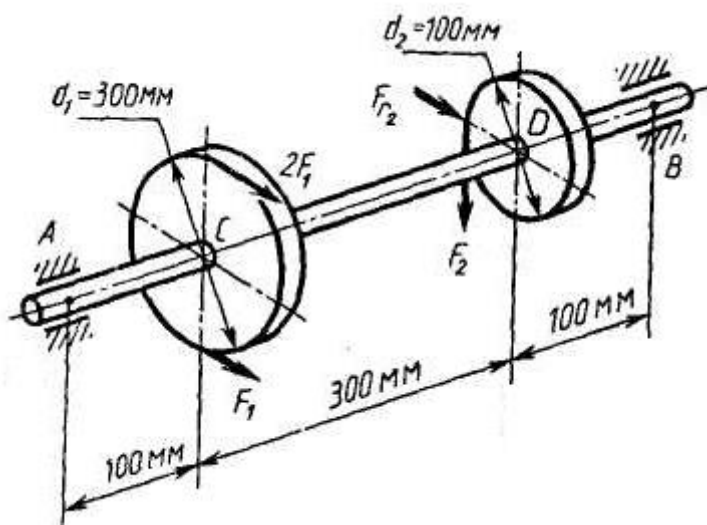


Рис. 1 - Схема задачи

Решение:

1. Изображаем вал со всеми действующими на него силами, а также оси координат (рис.2)

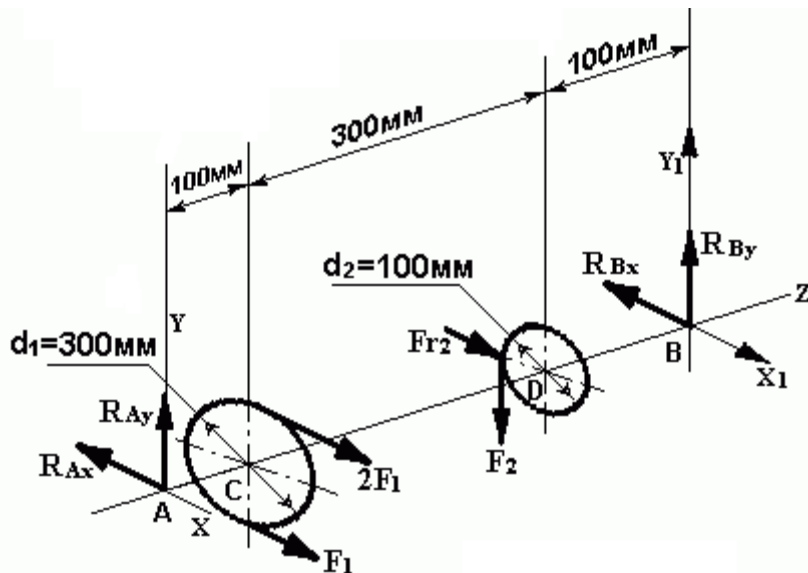


Рис. 2 - Схема реакций балки

2. Из условия равновесия вала (рис.3), имеющего неподвижную ось Z определяем F_2 и F_{r2}

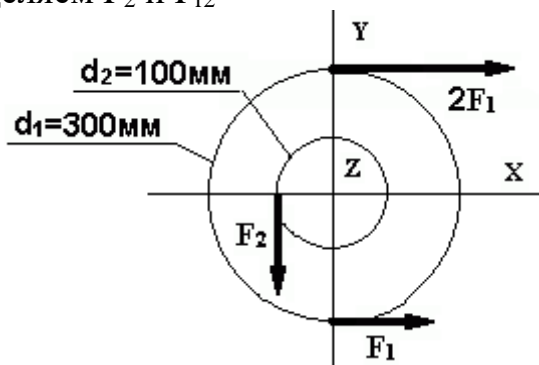


Рис. 3 - Схема реакций относительно оси Z

$$\sum M_Z(F_i) = 0; \quad 2F_1 \cdot \frac{d_1}{2} - F_1 \cdot \frac{d_1}{2} - F_2 \cdot \frac{d_2}{2} = 0$$

$$F_1 \cdot \frac{d_1}{2} - F_2 \cdot \frac{d_2}{2} = 0$$

$$F_2 = F_1 \cdot d_1 / d_2 = 100 \cdot 0,3 / 0,1 = 300 \text{ H}$$

$$F_{r2} = 0,4 \cdot F_2 = 0,4 \cdot 300 = 120 \text{ H}$$

3. Составляем уравнения равновесия системы сил в горизонтальной плоскости (рис.4) и определяем неизвестные реакции опор.

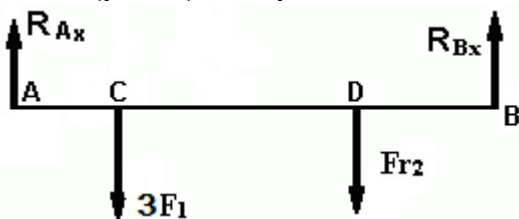


Рис. 4 - Схема реакций и сил в горизонтальной плоскости

$$\sum M_A(F_i) = 0; \quad 3F_1 \cdot AC + F_{r2} \cdot AD - R_{Bx} \cdot AB = 0 \quad (1)$$

$$\sum M_B(F_i) = 0; \quad R_{Ax} \cdot AB - 3F_1 \cdot CB - F_{r2} \cdot DB = 0 \quad (2)$$

$$\sum F_{ix} = 0; R_{Ax} - 3F_1 - F_{r2} + R_{Bx} = 0 \quad (3)$$

4. Определяем реакции опор R_{Ax} и R_{Bx} решая уравнения.

Из уравнения (1) получаем

$$R_{Bx} = 3F_1 \cdot AC + F_{r2} \cdot AD / AB = 3 \cdot 100 \cdot 0,1 + 120 \cdot 0,4 / 0,5 = 156 \text{ H}$$

Из уравнения (2) получаем

$$R_{Ax} = 3F_1 \cdot CB + F_{r2} \cdot DB / AB = 3 \cdot 100 \cdot 0,4 + 120 \cdot 0,1 / 0,5 = 264 \text{ H}$$

5. Проверяем правильность найденных результатов из уравнения (3):

$$\sum F_{ix} = 0; R_{Ax} - 3F_1 - F_{r2} + R_{Bx} = 264 - 3 \cdot 100 - 120 + 156 = 0$$

Условие равновесия $\sum F_{ix} = 0$ выполняется, следовательно, реакции опор в горизонтальной плоскости найдены верно.

6. Составляем уравнения равновесия системы сил в вертикальной плоскости (рис.5) и определяем неизвестные реакции опор.

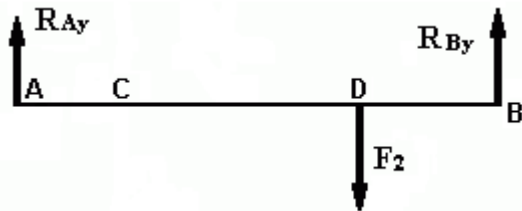


Рис. 5 - Схема реакций и сил в вертикальной плоскости

$$\sum M_A(F_i) = 0; F_2 \cdot AD - R_{By} \cdot AB = 0 \quad (4)$$

$$\sum M_B(F_i) = 0; R_{Ay} \cdot AB - F_2 \cdot DB = 0 \quad (5)$$

$$\sum F_{iy} = 0; R_{Ay} - F_2 + R_{By} = 0 \quad (6)$$

7. Определяем реакции опор R_{Ay} и R_{By} решая уравнения.

Из уравнения (4) получаем

$$R_{By} = F_2 \cdot AD / AB = 300 \cdot 0,4 / 0,5 = 240 \text{ H}$$

Из уравнения (5) получаем

$$R_{Ay} = F_2 \cdot DB / AB = 300 \cdot 0,1 / 0,5 = 60 \text{ H}$$

8. Проверяем правильность найденных результатов из уравнения (6):

$$\sum F_{iy} = 0; R_{Ay} - F_2 + R_{By} = 60 - 300 + 240 = 0$$

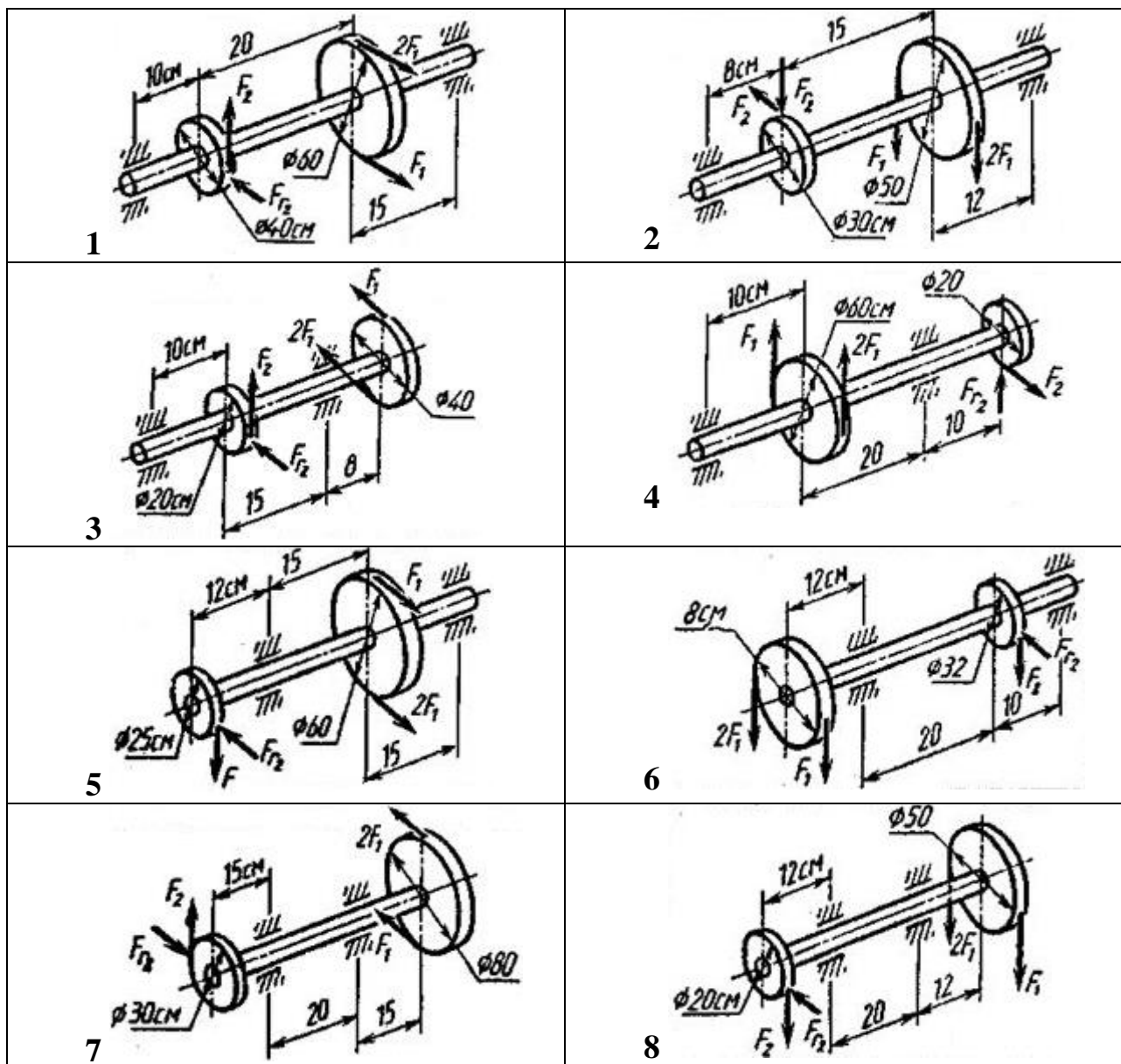
Условие равновесия $\sum F_{iy} = 0$ выполняется, следовательно, реакции опор в вертикальной плоскости найдены верно.

Задача 1. На вал (рис.6) жестко насажены: шкив 1 и колесо 2. Определить силы F_2 и $F_{r2}=0,4 \cdot F_2$, а также реакции опор (рисунок 6).

Данные своего варианта взять из таблицы 1.

Таблица 1 - Исходные данные

Номер схемы на рисунке 6										F_1
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	
Варианты										H
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	100
11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	200
21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	140



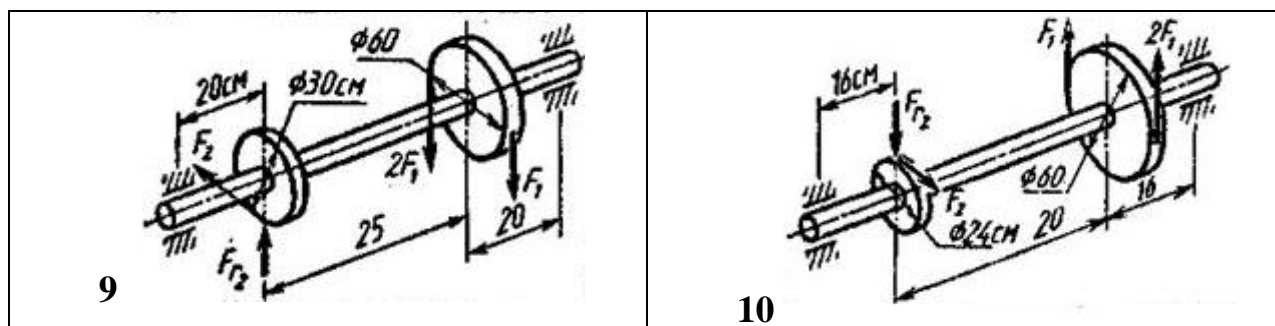


Рис. 6 - Схема задачи

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №6

Тема 1: «Определение центра тяжести составных плоских фигур.»

Цель: определить центр тяжести плоской фигуры.

Оборудование: тетрадь, карандаш, линейка, транспортир.

Содержание работы:

Основные формулы и предпосылки расчета

Центры тяжести простейших сечений (рис. ПЗ.1)

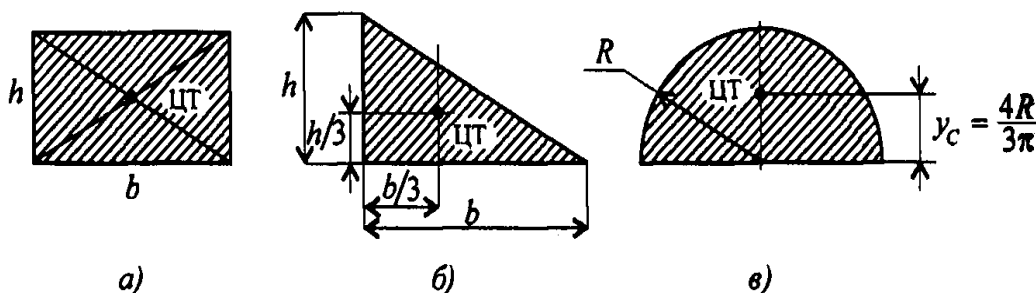


Рис. ПЗ.1

Геометрические характеристики стандартных прокатных профилей в Приложении 2.

Методы расчета:

- 1) метод симметрии;
- 2) метод разделения на простые части;
- 3) метод отрицательных площадей.

Координаты центров тяжести сложных и составных сечений

$$x_C = \frac{\sum_0^n A_k x_k}{A}; \quad y_C = \frac{\sum_0^n A_k y_k}{A},$$

где A_k — площади частей сечения; x_k ; y_k — координаты ЦТ частей сечения; A — суммарная площадь сечения, $A = \sum_0^n A_k$.

Упражнения при подготовке к самостоятельной работе

1. Определить положение центра тяжести каждой из фигур, составляющих сечение (рис. ПЗ.2). Размеры на чертеже указаны в мм.
2. Определить координату x_C изображенного сечения (рис. ПЗ.3).
- З а м е ч а н и е. Сечение расчленить на три части.

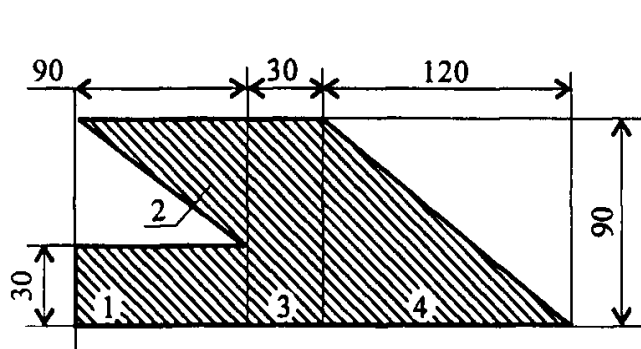


Рис. ПЗ.2

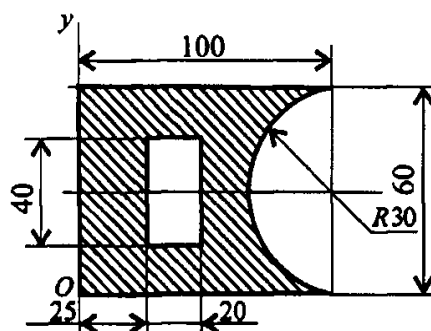


Рис. ПЗ.3

3. Сколько координат центра тяжести нужно определять расчетным путем для каждого из изображенных сечений (рис. ПЗ.4)?
4. По таблицам ГОСТ определить необходимые параметры сечений (рис. ПЗ.5).

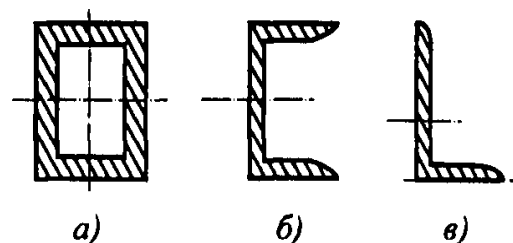


Рис. ПЗ.4

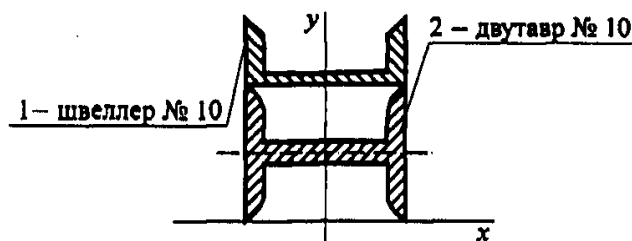


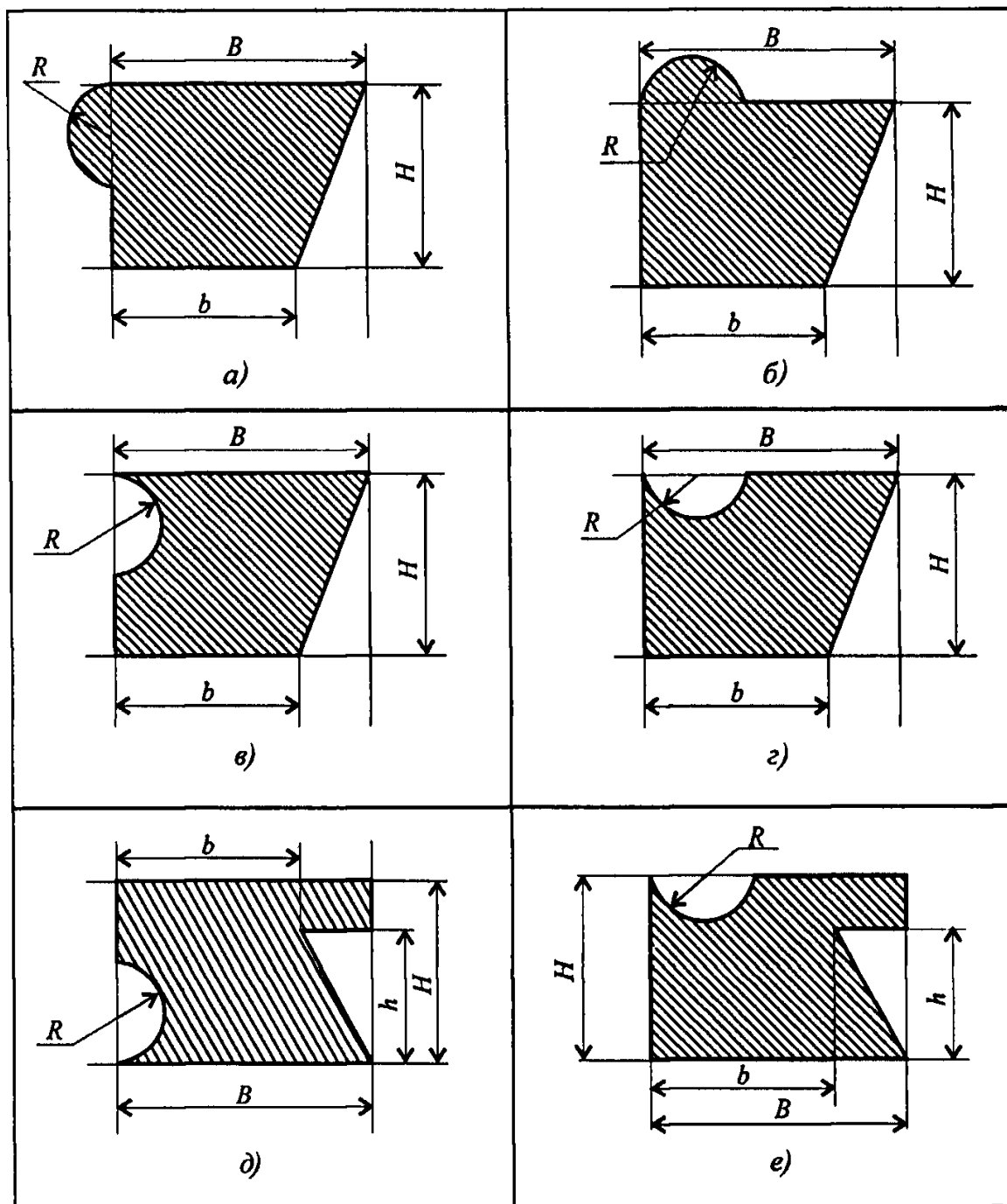
Рис. ПЗ.5

5. Определить координату y_C фигуры (рис. ПЗ.5).
6. Какая характеристика сечения определяется по указанной формуле?

$$1. \sum A_k x_k. \quad 2. \frac{\sum V_k x_k}{\sum V_k}. \quad 3. \frac{\sum G_k x_k}{\sum G_k}. \quad 4. \frac{\sum G_k y_k}{\sum G_k}.$$

Расчетно-графическая работа

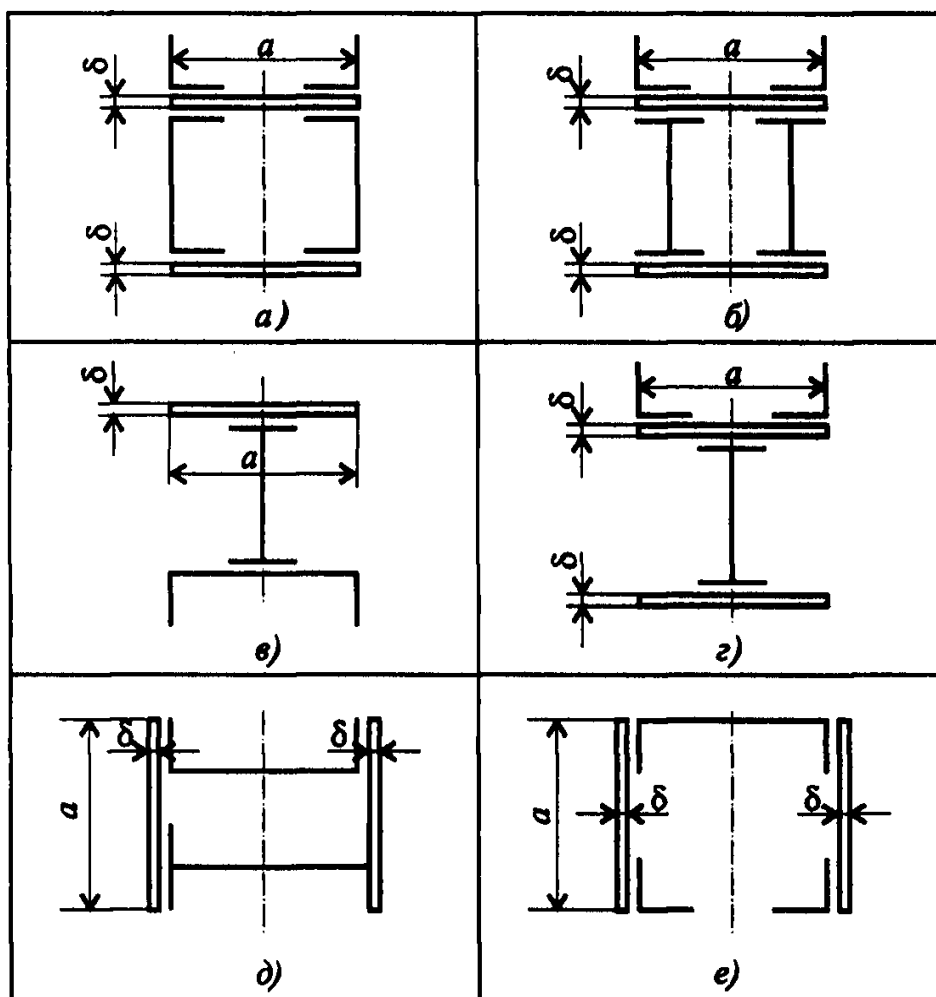
Задание 1. Определить координаты центра тяжести заданного сечения.



Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
B , мм	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
b , мм	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
H , мм	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170
h , мм	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140
R , мм	20	25	25	30	30	40	40	50	50	60

Задание 2. Определить координаты центра тяжести составного сечения. Сечения состоят из листов с поперечными размерами $a \times b$ и прокатных профилей по ГОСТ 8239–89, ГОСТ 8240–89 и ГОСТ 8509–86. Уголок выбирается наименьшей толщины.

Размеры стандартных профилей в Приложении 1.

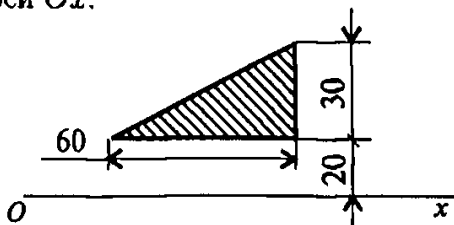


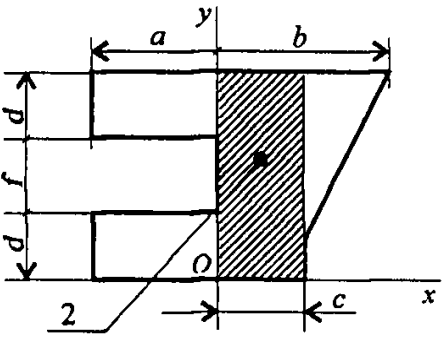
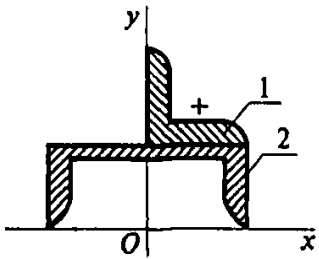
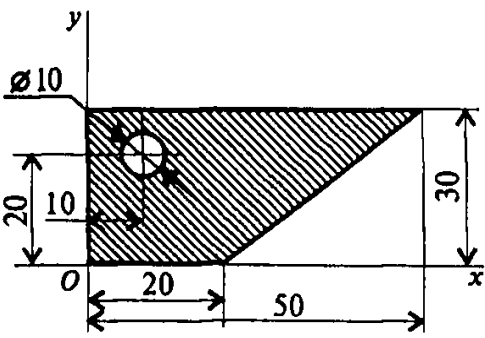
Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ швеллера	18	18а	20	20а	22	22а	24	24а	27	30
№ двутавра	18	18а	20	20а	22	22а	24	24а	27	30
№ уголка	8	8	9	9	10	10	11	11	12,5	14
а, мм	180	200	200	220	220	240	240	260	270	300
δ, мм	5	5	5	5	5	5	6	6	6	6

При защите работ ответить на вопросы тестового задания.

Тема 1.6. Статика. Центр тяжести тела

Вопросы	Ответы	Код
1. Выбрать формулы для расчета координат центра тяжести тела, составленного из объемных частей.	$x_C = \frac{\sum G_k x_k}{\sum G_k}; y_C = \frac{\sum G_k y_k}{\sum G_k}$	1
	$x_C = \frac{\sum \ell_k x_k}{\sum \ell_k}; y_C = \frac{\sum \ell_k y_k}{\sum \ell_k}$	2
	$x_C = \frac{\sum A_k x_k}{\sum A_k}; y_C = \frac{\sum A_k y_k}{\sum A_k}$	3
	$x_C = \frac{\sum V_k x_k}{\sum V_k}; y_C = \frac{\sum V_k y_k}{\sum V_k}$	4
2. Вычислить статический момент данной плоской фигуры относительно оси Ox .	$9 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$	1
	$27 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$	2
	$36 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$	3
	$42 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$	4



Продолжение		
Вопросы	Ответы	Код
<p>3. Определить координаты центра тяжести фигуры 2 относительно осей Ox и Oy; $a = 80$ мм; $b = 90$ мм; $c = 30$ мм; $d = f = 20$ мм.</p> 	$x_C = 15$ мм, $y_C = 30$ мм	1
	$x_C = -40$ мм, $y_C = 35$ мм	2
	$x_C = 25$ мм, $y_C = 50$ мм	3
	$x_C = -25$ мм, $y_C = 30$ мм	4
<p>4. Определить координату y_C центра тяжести фигуры 1 (уголок $70 \times 70 \times 5$) относительно оси Ox (фигура 2 — швеллер № 20).</p> 	64 мм	1
	83 мм	2
	95 мм	3
	163,5 мм	4
<p>5. Вычислить координату y_C центра тяжести составного сечения.</p> 	19 мм	1
	21 мм	2
	17 мм	3
	25 мм	4

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №7

Тема: «Построение эпюр продольных сил и нормальных напряжений».

Цель: Научиться выполнять расчеты элементов конструкций, испытывающих деформацию растяжения (сжатия).

Оборудование: карандаш, линейка, транспортир, тетрадь в клеточку.

Справочный материал: справочник по материаловедению.

Содержание работы

Для заданного двухступенчатого стального бруса, нагруженного двумя силами F_1 и F_2 , построить эпюры продольных сил (N_z). Определить площади поперечных сечений и диаметр каждой ступени бруса из условия прочности; построить эпюры нормальных напряжений; определить удлинение (укорочение) каждой ступени и найти перемещение свободного конца бруса.

При расчетах принять $\sigma_{\text{предел}} = 150 \text{ МПа}$; $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$. Исходные данные выбрать из таблицы.

Номер варианта взять в соответствии с номером студента в списках по журналу.

Задание .

1. Изобразить расчетную схему в соответствии с вариантом.
2. Выписать исходные данные из таблицы.
3. Разделить брус на участки, границы которых определяются сечениями, где изменяются площадь поперечного сечения или приложены внешние нагрузки. Пронумеровать участки.
4. Определить внутренние силовые факторы на каждом участке для чего применить метод сечения.

5. Построить эпюру N_z .

6. Из условия прочности при растяжении.

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]$$

Найти площадь поперечных сечений бруса на каждом участке.

$$A \geq \frac{N_{zi}}{[\sigma]} \text{ (мм}^2\text{)}$$

Определить диаметр каждого из сечений:

$$d \geq \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \text{ (мм)}$$

Округлить диаметр до стандартного из ряда чисел R40.

Уточнить площади поперечных сечений: $A'_1 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ $A'_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}$

8. Определить напряжения на каждом из участков.

$$\sigma_{\text{н.н}} = \frac{N_z}{A'} \text{ (МПа)}$$

9. Построить эпюру нормальных напряжений по длине бруса.

10. Определить деформацию каждого участка.

$\Delta l_i =$ (мм)

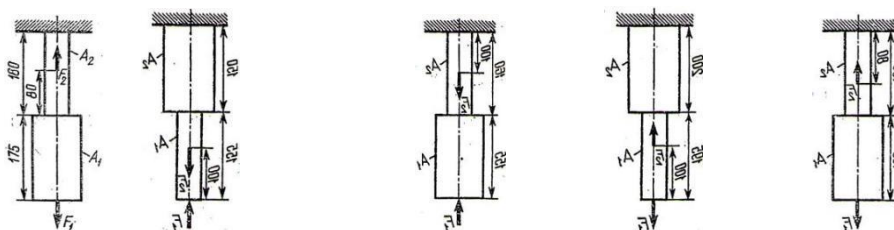
11. Определить перемещение свободного конца бруса.

$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2$

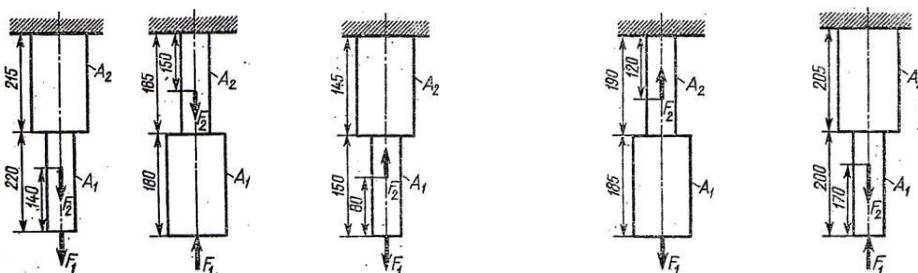
12. Вывод.

Схемы к практической работе №3

Вариант	Вариант	Вариант	Вариант	Вариант
1, 11, 21	2, 12, 22	3, 13, 23	4, 14, 24	5, 15, 25



Вариан	Вариант	Вариант	Вариант	Вариант
6, 16, 26	7, 17, 27	8, 18, 28	9, 19, 29	10, 20, 30



ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 8

Тема: «Соппротивление материалов»

Цель: усвоить теорию, научиться решать задачи на прочность при растяжении и сжатии.

Оборудование: тетрадь, ручка, карандаш, линейка.

Содержание работы:

Задача 1

Выполнить расчетно – графическую работу.

Задача 2

Ответить на вопросы тестового задания

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

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

$[s]$ — допускаемый запас прочности.

Условие прочности при растяжении и сжатии:

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

Примеры расчетов на прочность и жесткость

Пример 1. Груз закреплен на стержнях и находится в равновесии (рис. П6.1). Материал стержней — сталь, допускаемое напряжение 160 МПа. Вес груза 100 кН. Длина стержней: первого — 2 м, второго — 1 м. Определить размеры поперечного сечения и удлинение стержней. Форма поперечного сечения — круг.

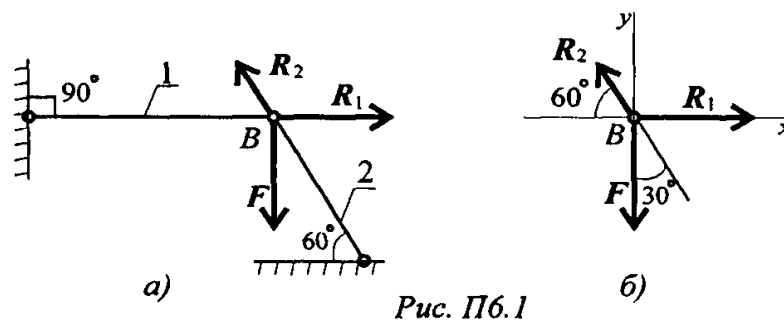


Рис. П6.1

Решение

1. Определить нагрузку на стержни. Рассмотрим равновесие точки B , определим реакции стержней. По пятой аксиоме статики (закону действия и противодействия) реакция стержня численно равна нагрузке на стержень.

Наносим реакции связей, действующих в точке B . Освобождаем точку B от связей (рис. П6.1).

Выбираем систему координат так, чтобы одна из осей координат совпала с неизвестной силой (рис. П6.1б).

Составим систему уравнений равновесия для точки B :

$$\begin{aligned}\sum F_x &= -R_2 \cos 60^\circ + R_1 = 0; \\ \sum F_y &= R_2 \cos 30^\circ - F = 0.\end{aligned}$$

Решаем систему уравнений и определяем реакции стержней.

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

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

Направление реакций выбрано верно. Оба стержня сжаты. Нагрузки на стержни: $F_1 = 57,4 \text{ кН}$; $F_2 = 115,5 \text{ кН}$.

2. Определяем требуемую площадь поперечного сечения стержней из условий прочности.

Условие прочности на сжатие: $\sigma = N/A \leq [\sigma]$, откуда

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

Стержень 1 ($N_1 = F_1$):

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

Для круга

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

Стержень 2 ($N_2 = F_2$):

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

$$d_2 = 30,4 \text{ мм}.$$

Полученные диаметры округляем: $d_1 = 25 \text{ мм}$, $d_2 = 32 \text{ мм}$.

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:

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

Пример 2. Однородная жесткая плита с силой тяжести 10 кН, нагруженная силой $F = 4,5 \text{ кН}$ и моментом $m = 3 \text{ кН} \cdot \text{м}$, опирается в точке A и подвешена на стержне BC (рис. П6.2). Подобрать сечение стержня в виде швеллера и определить его удлинение, если длина стержня 1 м, материал — сталь, предел текучести 570 МПа, запас прочности для материала 1,5.

Решение

1. Определить усилие в стержне под действием внешних сил.

Система находится в равновесии, можно использовать уравнение равновесия для плиты: $\sum m_A = 0$.

R_B — реакция стержня, реакции шарнира A не рассматриваем.

$$\sum m_A = m + G \cdot 5 - R_B \cdot 7 + F \cdot 10 = 0.$$

$$R_B \cdot 7 = m + G \cdot 5 + F \cdot 10.$$

$$\text{Откуда } R_B = \frac{3 + 10 \cdot 5 + 4,5 \cdot 10}{7} = 14 \text{ кН.}$$

По третьему закону динамики реакция в стержне равна силе, действующей от стержня на плиту. Усилие в стержне равно 14 кН.

2. По условию прочности определяем требуемую величину площади поперечного сечения: $\sigma = N/A \leq [\sigma]$, откуда $A \geq N/[\sigma]$.

Допускаемое напряжение для материала стержня

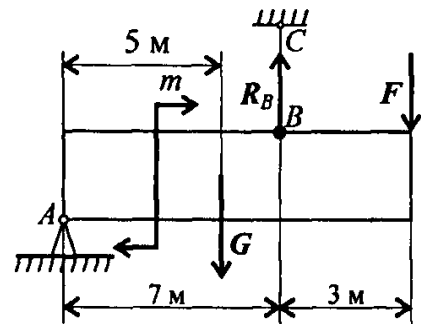


Рис. П6.2

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{т}}}{[s]} = \frac{570}{1,5} = 380 \text{ МПа.}$$

$$\text{Следовательно, } A \geq \frac{14 \cdot 10^3}{380} = 36,8 \text{ мм}^2 = 0,368 \text{ см}^2.$$

3. Подбираем сечение стержня по ГОСТ (Приложение 1).

Минимальная площадь швеллера 6,16 см² (№ 5; ГОСТ 8240–89).

Целесообразнее использовать равнополочный уголок № 2 ($d = 3 \text{ мм}$), площадь поперечного сечения которого 1,13 см² (ГОСТ 8509–86).

4. Определить удлинение стержня:

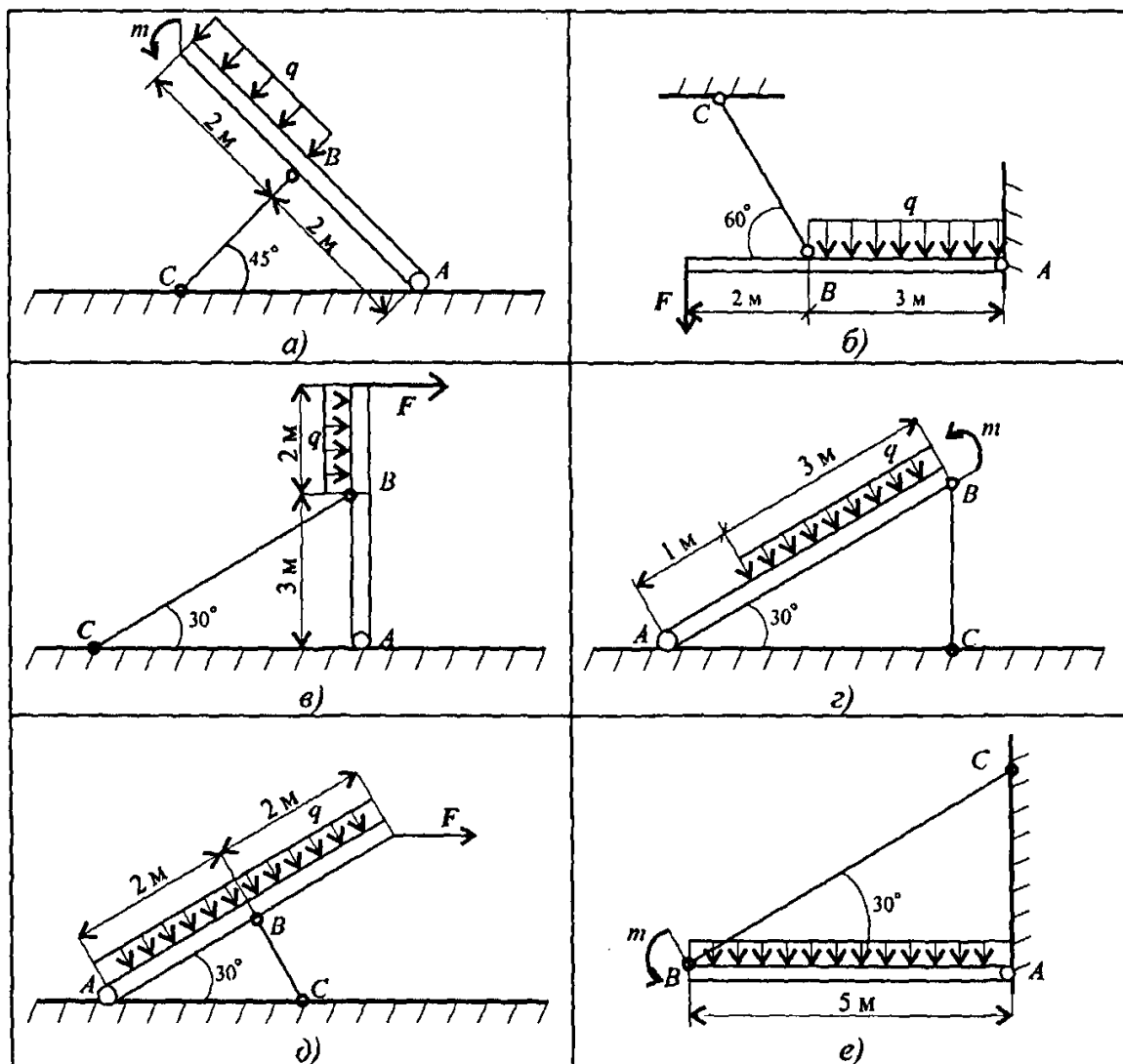
$$\Delta l = \frac{Nl}{AE}. \quad E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа;}$$

$$\Delta l = \frac{14 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 113} = 0,62 \text{ мм.}$$

На практическом занятии выполняется расчетно-графическая работа и проводится тестовый опрос.

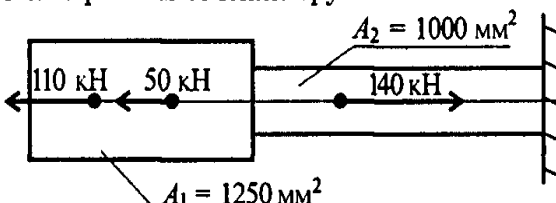
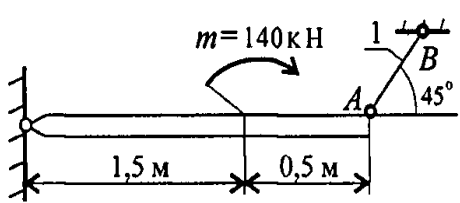
Расчетно-графическая работа

Задание 1. Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса. Определить перемещение свободного конца бруса. Двухступенчатый стальной брус нагружен силами F_1 , F_2 ; F_3 . Площади поперечных сечений A_1 и A_2 .



Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
m , кН·м	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
q , кН/м	4	6	8	10	12	14	16	18	20	22

При защите работы ответить на вопросы тестового задания.

В о п р о с ы	О т в е т ы	К о д
<p>1. Определить максимальную продольную силу в поперечном сечении бруса.</p> 	110 кН	1
	140 кН	2
	160 кН	3
	300 кН	4
<p>2. Определить максимальное напряжение в опасном сечении бруса (схема вопроса 1).</p>	88 МПа	1
	128 МПа	2
	160 МПа	3
	188 МПа	4
<p>3. Проверить прочность бруса, изображенного в вопросе 1, если материал бруса — сталь, $\sigma_b = 550$ МПа; $\sigma_r = 290$ МПа; допускаемый запас прочности $[s] = 2$.</p>	$\sigma < [\sigma]$	1
	$\sigma = [\sigma]$	2
	$\sigma > [\sigma]$	3
	Данных недостаточно	4
<p>4. Груз подвешен на стержне 1 и находится в равновесии. Материал стержня — сталь, допускаемое напряжение $[\sigma] = 160$ МПа. Подобрать размеры сечения для стержня. Форма поперечного сечения — швеллер.</p> 	№ 6,5	1
	№ 10	2
	№ 12	3
	№ 14	4
<p>5. Определить удлинение стержня АВ. Усилие в стержне 75,6 кН, длина стержня 2 м, материал — сталь, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа, сечение — круг диаметром 30 мм.</p>	1,07 мм	1
	2,12 мм	2
	0,1 мм	3
	0,615 мм	4

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №9

Тема: «Выполнение расчетов на срез и смятие»

Цель работы: научиться решать практические задачи на тему срез и смятие.

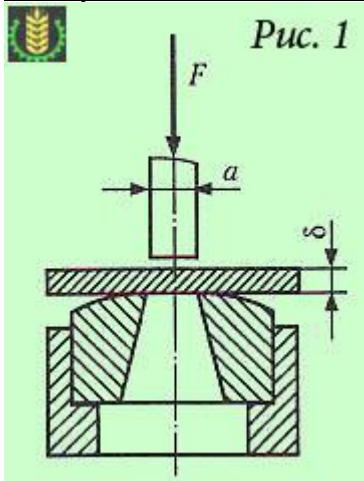
Оборудование: карандаш, линейка, транспортир, тетрадь в клеточку.

Справочный материал: справочник по материаловедению.

Содержание работы:

Напряжения при сдвиге

Сдвигом называют такой вид деформации, при которой в любом поперечном сечении бруса возникает только поперечная сила.



Деформацию сдвига можно наблюдать, например, при резке ножницами металлических полос или прутков, при пробивании отверстия в заготовках на штампе (рис. 1).

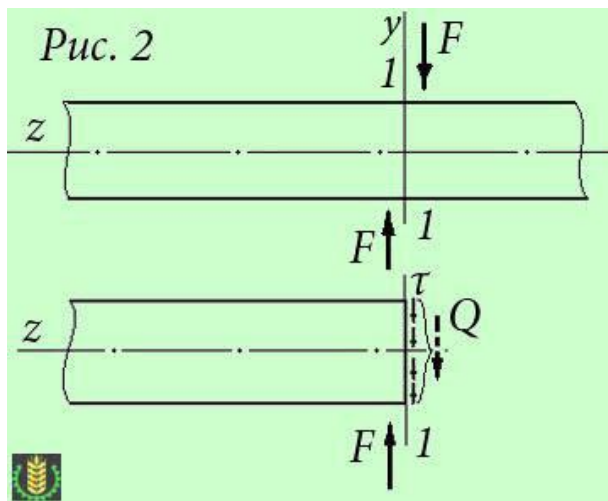
Рассмотрим брус площадью поперечного сечения A , перпендикулярно оси которого приложены две равные и противоположно направленные силы F ; линии действия этих сил параллельны и находятся на относительно небольшом расстоянии друг от друга. Для определения поперечной силы Q применим метод сечений (рис. 2). Во всех точках поперечного сечения действуют распределенные силы, равнодействующую которых определим из условия равновесия оставленной части бруса:

$$\sum Y = 0 \gg F - Q = 0,$$

откуда поперечная сила Q может быть определена, как:

$$Q = F.$$

Поперечная сила есть равнодействующая внутренних касательных сил в поперечном сечении бруса при сдвиге. Очевидно, что при сдвиге в поперечном сечении возникают только касательные напряжения τ .



Предполагаем, что эти касательные напряжения равномерно распределены по сечению, и, следовательно, могут быть вычислены по формуле:

$$\tau = Q / A.$$

На основании полученной формулы можно сделать вывод, что форма сечения на величину напряжения при деформации сдвига не влияет.

Расчеты на прочность при сдвиге

Условие прочности детали конструкции заключается в том, что наибольшее напряжение, возникающее в ней (рабочее напряжение), не должно превышать допустимое.

Расчетная формула при сдвиге:

$$\tau = Q / A \leq [\tau]$$

читается следующим образом: касательное напряжение при сдвиге не должно превышать допустимое. (при обозначении предельно допустимых напряжений применяют квадратные скобки: $[\tau]$ или $[\sigma]$) По этой расчетной формуле проводят проектный и проверочный расчеты и определяют допускаемую нагрузку.

Деформация сдвига, доведенная до разрушения материала, называется срезом (применительно к металлам) или скалыванием (применительно к неметаллам).

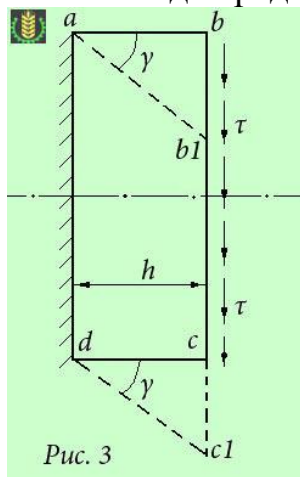
Допускаемое напряжение на срез выбирают для пластичных материалов в зависимости от предела текучести. В машиностроении для штифтов, болтов, шпонок и других деталей, работающих на срез принимают $[\tau_{ср}] = (0,25 \dots 0,35) \sigma_t$, где σ_t – предел текучести материала изделия.

При расчетах на срез в случае, если соединение осуществляется несколькими одинаковыми деталями (болтами, заклепками и т. д.), полагают, что все они нагружены одинаково. Расчеты соединений на срез обычно сопровождают проверкой прочности этих соединений на смятие.

Деформация Гука при сдвиге

Для установления параметров, характеризующих деформацию при сдвиге, рассмотрим элемент бруса в виде параллелепипеда $abcd$, на грани которого

действуют только касательные напряжения τ , а противоположную грань параллелепипеда представим жестко заземленной (рис. 3).



Деформация сдвига в указанном элементе заключается в перекашивании прямых углов параллелепипеда за счет поступательного перемещения грани bc по отношению к сечению, принятому за неподвижное. Деформация сдвига характеризуется углом γ (гамма) и называется углом сдвига, или относительным сдвигом. Величина bb_1 , на которую смещается подвижная грань относительно неподвижной, называется абсолютным сдвигом. Относительный сдвиг γ выражается в радианах.

Напряжения и деформации при сдвиге связаны между собой зависимостью, которая называется закон Гука при сдвиге. Закон Гука при сдвиге справедлив лишь в определенных пределах нагрузок и формулируется так: касательное напряжение прямо пропорционально относительному сдвигу.

Математически закон Гука для деформации сдвига можно записать в виде равенства:

$$\tau = G \gamma.$$

Коэффициент пропорциональности G характеризует жесткость материала, т. е. способность сопротивляться упругим деформациям при сдвиге, и называется модулем сдвига или модулем упругости второго рода.

Модуль упругости выражается в паскалях; для различных материалов его величина определена экспериментально и ее можно найти в специальных справочниках.

При проведении ответственных расчетов на срез величина модуля упругости для каждого соединения определяется опытным путем, непосредственно перед расчетом, либо берется из справочника с применением увеличенного запаса прочности.

Следует отметить, что между тремя упругими постоянными (модулями упругости) E , G и ν существует следующая зависимость:

$$G = E / [2(1 + \nu)].$$

Принимая для сталей $\nu \approx 0,25$, получаем: $G_{ст} \approx 0,4 E_{ст}$.

Виды расчётов из условий прочности

1. Проверочный.

2. Проектный – определение числа соединительных деталей при заданных размерах или определение размеров детали при заданном их числе.

3. Определение допускаемой нагрузки.

Смятие

1. При сжатии двух тел возникает опасность *смятия* контактирующих поверхностей.

2. *Напряжение смятия* – напряжение, возникающее при сжатии двух контактирующих поверхностей.

3. Пример смятия: клёпанные и болтовые соединения.

4. Формула для расчёта напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = F / A_{\text{см}}$$

5. Условие прочности на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = F / A_{\text{см}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

F – сила, с которой сдавливаются контактирующие поверхности

$A_{\text{см}}$ – площадь смятия

5. Если поверхность смятия криволинейная, то $A_{\text{см}} = A$ проекции этой поверхности на плоскость, перпендикулярную линии действия сминающей силы.

6. Расчёты на смятии носят условный характер: считают, что силы давления распределены по поверхности смятия равномерно и перпендикулярны ей.

Задание:

1. Изучить теорию.
2. Решить задачи.
3. Оформить работу.
4. Написать вывод.

Вариант 1:

1. Проверить прочность заклепочного соединения (рис.2.1 а), если $[\tau_{\text{ср}}] = 100 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma_{\text{см}}] = 240 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma_{\text{р}}] = 140 \text{ Н/мм}^2$.

2. По данным предыдущей задачи выяснить, будет ли достаточно прочностью листов и накладок, если изменить расположение заклепок: по линии I-I разместить четыре заклепки, а по линии III-III-две.

Вариант 2:

1. Проверить прочность заклепочного соединения (рис.2.4) если $[\sigma] = 140 \text{ Н/мм}^2$, $[\tau_{\text{ср}}] = 100 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma_{\text{см}}] = 240 \text{ Н/мм}^2$

2. По данным предыдущей задачи выяснить, допустимо ли уменьшение диаметра заклепок до 17 мм.

Вариант 3:

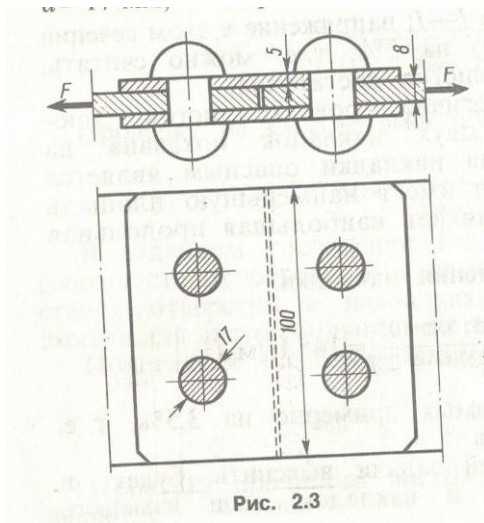
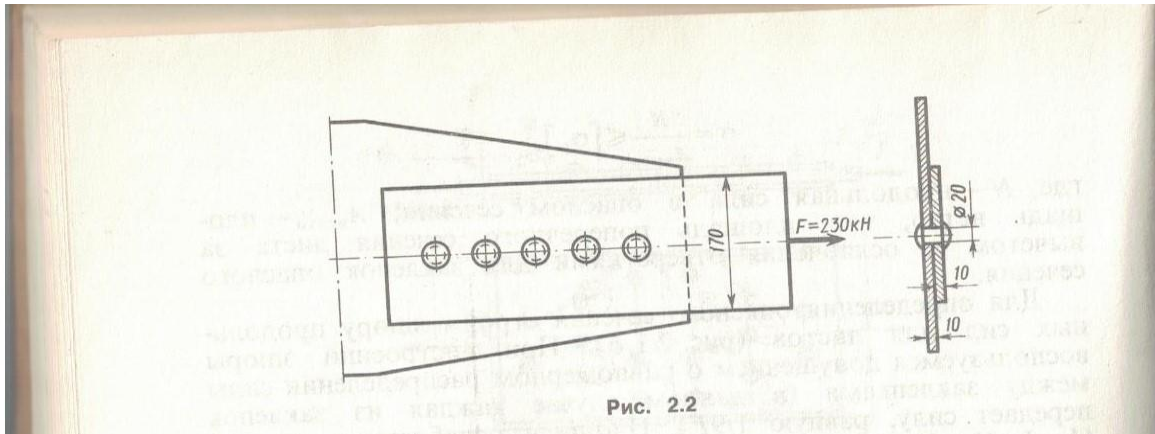
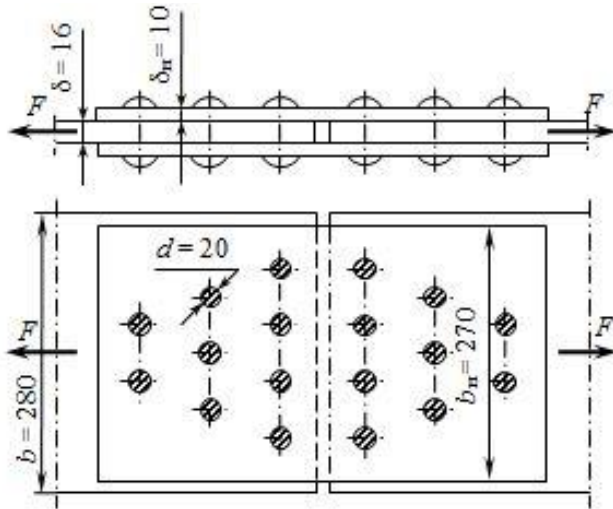
1. Проверить прочность заклепочного соединения (рис.2.2), если $[\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$, $[\tau_{\text{ср}}] = 140 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma_{\text{см}}] = 280 \text{ Н/мм}^2$.

2. Определить необходимое число заклепок для прикрепления угольников к фасонке (рис.2.5), если диаметр заклепок $d = 17 \text{ мм}$, материал

заклепок сталь Ст2 $[\tau_{ср}] = 140 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma_{см}] = 280 \text{ Н/мм}^2$. Вычислить $\tau_{ср}$ и $\sigma_{см}$ при принятом числе заклепок.

Вариант 4:

1. Определить число заклепок диаметром $d=14 \text{ мм}$ (рис.2.6), если $[\tau_{ср}] = 140 \text{ Н/мм}^2$ и $[\sigma_{см}] = 320 \text{ Н/мм}^2$. Вычислить $\tau_{ср}$ и $\sigma_{см}$ при принятом числе заклепок.
2. Проверить прочность заклепочного соединения (рис. 3.11) если $F = 550 \text{ кН}$; $[\tau_{ср}] = 100 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma_{см}] = 240 \text{ Н/мм}^2$; $[\sigma_p] = 140 \text{ Н/мм}^2$.



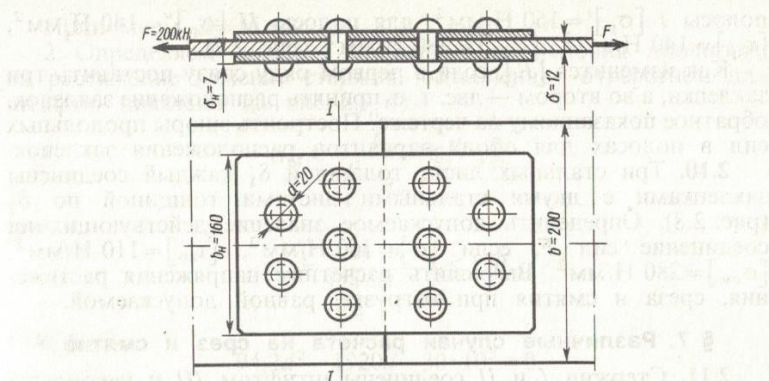


Рис. 2.4

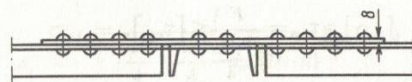


Рис. 2.5

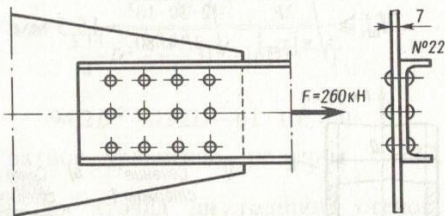


Рис. 2.6

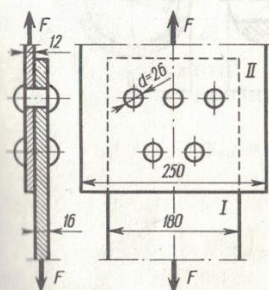


Рис. 2.7

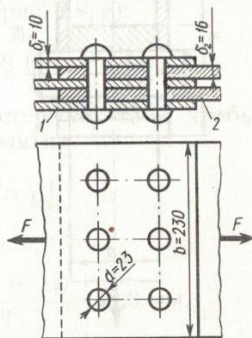


Рис. 2.8

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №10

Тема: «Расчеты вала на прочность и жесткость при кручении»

Цель: формирование умений выполнять расчеты валов на прочность при кручении, научиться производить расчеты на прочность при изгибе

Оборудование: тетрадь, ручка, карандаш, линейка.

Содержание работы:

Задача 1

Выполнить расчетно – графическую работу.

Задача 2

Ответить на вопросы тестового задания

Основные положения расчетов при кручении

Распределение касательных напряжений по сечению при кручении (рис. П8.1)

Касательное напряжение в точке A:

$$\tau_A = \frac{M_k \rho_A}{J_p},$$

где ρ_A — расстояние от точки A до центра сечения.

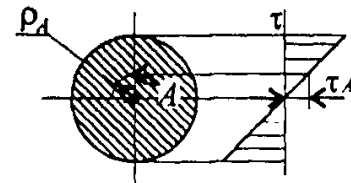


Рис. П8.1

Условие прочности при кручении

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau_k]; \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3 \quad (\text{круг}),$$

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} (1 - c^4) \quad (\text{кольцо}),$$

M_k — крутящий момент в сечении, Н·м, Н·мм;

W_p — момент сопротивления при кручении, м³, мм³;

$[\tau_k]$ — допускаемое напряжение при кручении, Н/м², Н/мм².

Проектировочный расчет, определение размеров поперечного сечения

Сечение — круг:
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau_k]}}.$$

Сечение — кольцо:
$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2(1 - c^4)[\tau_k]}}.$$

где d — наружный диаметр круглого сечения;

$d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр кольцевого сечения; $c = d_{\text{вн}}/d$.

Определение рационального расположения колес на валу

Рациональное расположение колес — расположение, при котором максимальное значение крутящего момента на валу — наименьшее из возможных.

Для экономии металла сечение бруса рекомендуется выполнить кольцевым.

Условие жесткости при кручении

$$\varphi_0 = \frac{M_k}{G J_p} \leq [\varphi_0]; \quad G \approx 0,4E,$$

G — модуль упругости при сдвиге, Н/м², Н/мм²;

E — модуль упругости при растяжении, Н/м², Н/мм².

$[\varphi_0]$ — допускаемый угол закручивания, $[\varphi_0] \cong 0,5 \div 1$ град/м;

J_p — полярный момент инерции в сечении, м⁴, мм⁴.

Проектировочный расчет, определение наружного диаметра сечения

$$J_p \geq \frac{M_k}{G[\varphi_0]}; \quad J_p = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1d^4 \quad (\text{круг}); \quad d \geq \sqrt[4]{\frac{32J_p}{\pi}}.$$

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32}(1 - c^4) \quad (\text{кольцо}); \quad d \geq \sqrt[4]{\frac{32J_p}{\pi(1 - c^4)}}.$$

Рекомендации по выполнению расчетно-графической работы

1. Построить эпюру крутящих моментов по длине вала для предложенной в задании схемы.

2. Выбрать рациональное расположение колес на валу и дальнейшие расчеты проводить для вала с рационально расположенными шкивами.

3. Определить потребные диаметры вала круглого сечения из расчета на прочность и жесткость и выбрать наибольшее из полученных значений, округлив величину диаметра.

4. Сравнить затраты металла для случая круглого и кольцевого сечений. Сравнение провести по площадям поперечных сечений валов.

Площади валов рассчитать в наиболее нагруженном сечении (по максимальному крутящему моменту на эпюре моментов). (Пример решения в лекции 28.)

Расчетно-графическая работа

Для стального вала круглого поперечного сечения определить значения внешних моментов, соответствующих передаваемым мощностям, и уравновешенный момент.

Построить эпюру крутящих моментов по длине вала.

Рациональным расположением шкивов на валу добиться уменьшения значения максимального крутящего момента на валу.

Построить эпюру крутящих моментов для этого случая.

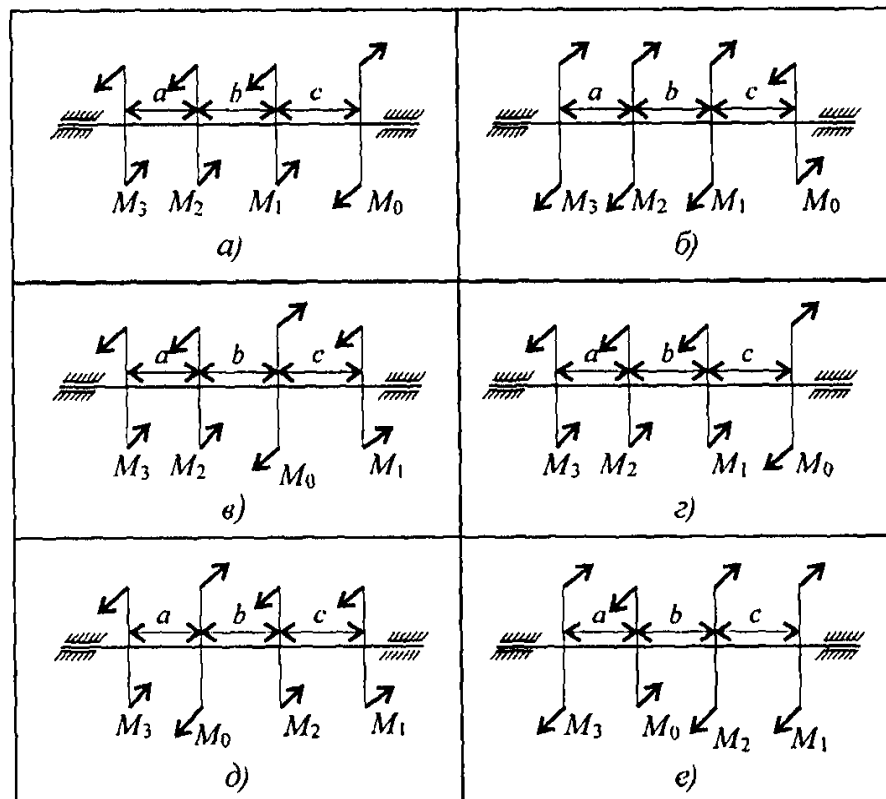
Дальнейшие расчеты вести для вала с рациональным расположением шкивов.

Определить диаметры вала по сечениям из расчетов на прочность и жесткость. Полученный больший результат округлить до ближайшего четного или оканчивающегося на 5 числа.

При расчете использовать следующие данные: вал вращается с угловой скоростью 25 рад/с; материал вала — сталь, допускаемое напряжение кручения 30 МПа, модуль упругости при сдвиге $8 \cdot 10^4$ МПа; допускаемый угол закручивания $[\varphi_0] = 0,02$ рад/м.

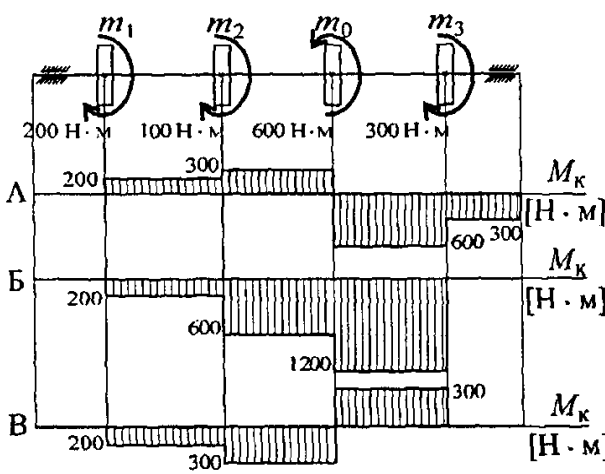
Провести расчет для вала кольцевого сечения, приняв $c = 0,9$. Сделать выводы о целесообразности выполнения вала круглого или кольцевого сечения, сравнив площади поперечных сечений.

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$a = b = c, \text{ м}$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$P_1, \text{ кВт}$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
$P_2, \text{ кВт}$	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5
$P_3, \text{ кВт}$	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0



При защите работы ответить на вопросы тестового задания.

Тема 2.5. Кручение

Вопросы		Ответы	Код
<p>1. Выбрать эпюру, соответствующую заданию.</p> 		А	1
		Б	2
		В	3
		Верный ответ не приведен	4

Продолжение		
В о п р о с ы	О т в е т ы	К о д
2. В каком порядке рациональнее расположить шкивы, чтобы получить минимальную нагрузку на вал? (См. схему к вопросу 1.)	$m_2; m_1; m_3; m_0$	1
	$m_1; m_2; m_3; m_0$	2
	$m_2; m_1; m_0; m_3$	3
	$m_3; m_1; m_0; m_2$	4
3. Указать размерность величины в знаменателе $\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_p}$	МПа	1
	мм ²	2
	мм ³	3
	Н·м	4
4. Определить диаметр бруса из условия прочности, если максимальный крутящий момент 1300 Н·м, допускаемое напряжение материала $[\tau] = 50$ МПа.	48 мм	1
	51 мм	2
	5,1 мм	3
	72 мм	4
5. Как изменится угол закручивания вала, если крутящий момент увеличится в 2 раза, а диаметр увеличится в 4 раза?	Увеличится в 4 раза	1
	Увеличится в 256 раз	2
	Уменьшится в 256 раз	3
	Уменьшится в 128 раз	4

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 11

Тема: Определение осевых моментов инерции составных сечений, составленных из прокатных профилей, имеющих ось симметрии.

Задача 1

Выполнить расчетно – графическую работу.

Задача 2.

Ответить на вопросы тестового задания.

Моменты инерции простейших сечений

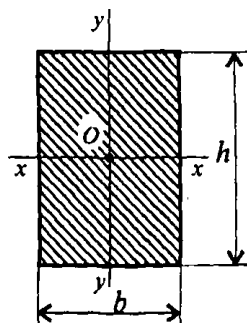


Рис. П7.1

Прямоугольник и квадрат (рис. П7.1)

Осевые:

$$J_x \text{ — относительно оси } xx \quad J_x = \frac{bh^3}{12};$$

$$J_y \text{ — относительно оси } yy \quad J_y = \frac{hb^3}{12}.$$

$$\text{Полярный } J_p = J_x + J_y.$$

Круг и кольцо (рис. П7.2)

$$\text{Осевые: } J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64} \text{ — круг;}$$

$$J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64} (1 - c^4) \text{ — кольцо.}$$

$$\text{Полярный: } J_p = \frac{\pi d^4}{32} \text{ — круг;}$$

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} (1 - c^4) \text{ — кольцо,}$$

где d — диаметр круга и наружный диаметр кольца; $d_{\text{вн}}$ — внутренний диаметр кольца; $c = d_{\text{вн}}/d$.

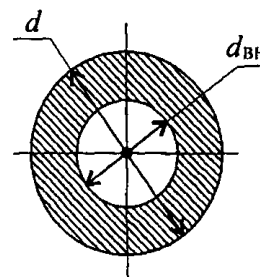


Рис. П7.2

Моменты инерции относительно параллельных осей (рис. П7.3)

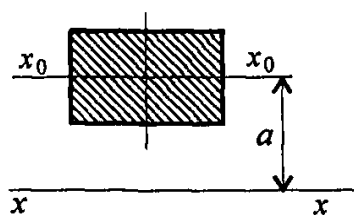


Рис. П7.3

$$J_x = J_{x_0} + a^2 A,$$

где J_x — момент инерции относительно оси xx ;
 J_{x_0} — момент инерции относительно оси x_0x_0 ; A — площадь сечения; a — расстояние между осями.

Рекомендации для решения задач расчетно-графической работы

1. Момент инерции сложной фигуры является суммой моментов инерции частей, на которые ее разбивают. Разбить заданную фигуру на простейшие части, для каждой определить главные центральные моменты инерции по известным формулам.

2. Моменты инерции вырезов и отверстий можно представить отрицательными величинами.

3. Заданные сечения симметричны, главные центральные оси совпадают с осями симметрии составного сечения.

4. Моменты инерции частей, чьи главные центральные оси не совпадают с главными центральными осями сечения в целом, пересчитывают с помощью формулы для моментов инерции относительно параллельных осей. Расстояние между параллельными осями определить по чертежу.

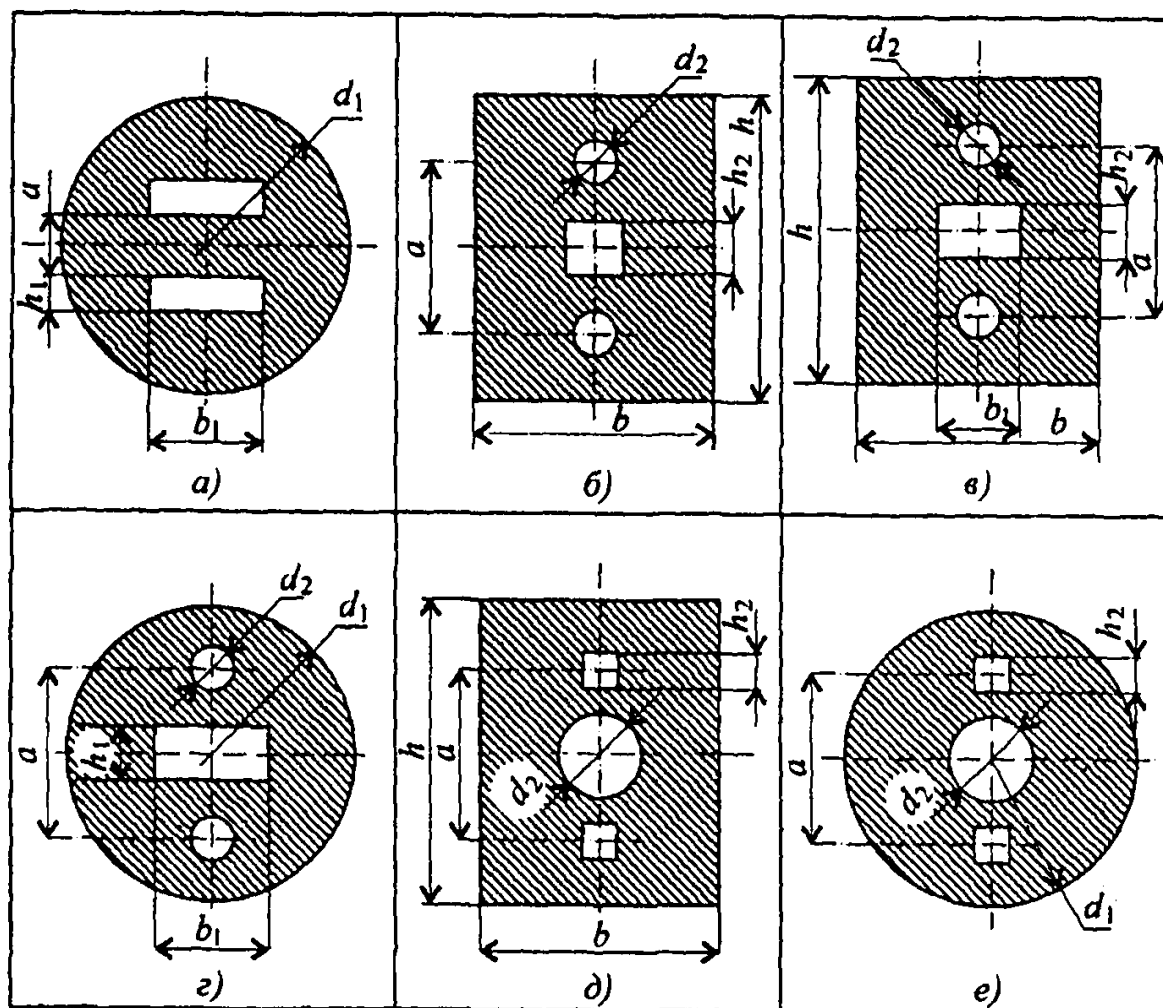
5. При выполнении задания 2 главные центральные моменты инерции отдельных стандартных профилей определить по таблицам ГОСТ (Приложение 1).

Для использованных в составных сечениях полос моменты инерции определить по известной формуле для прямоугольника.

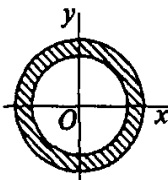
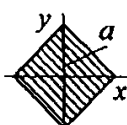
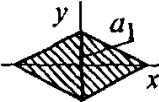
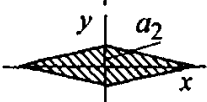
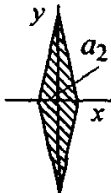
Расчетно-графическая работа

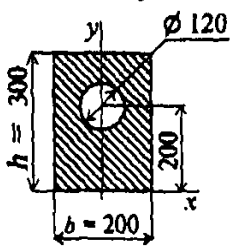
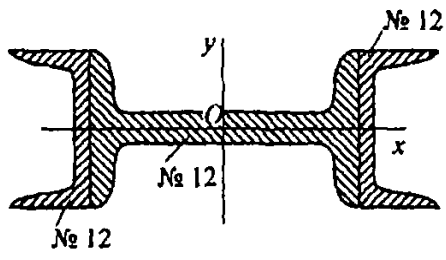
Геометрические характеристики плоских сечений

Задание 1. Вычислить главные центральные моменты инерции сечений, представленных на схемах. При расчетах воспользоваться данными таблицы, выбрав необходимые величины.



Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
d_1 , мм	72	80	88	96	98	72	76	88	96	104
d_2 , мм	12	14	16	18	10	12	14	16	18	20
h , мм	72	80	88	96	98	72	76	88	96	104
b , мм	36	42	48	54	60	36	42	48	4	60
a , мм	48	52	56	60	58	48	48	56	60	64
h_1 , мм	16	18	20	22	24	16	18	20	22	24
b_1 , мм	32	36	40	44	48	32	36	40	44	48
h_2 , мм	6	8	10	6	8	10	6	8	10	6

В о п р о с ы	О т в е т ы	К о д
1. Диаметр сплошного вала увеличили в 3 раза. Во сколько раз увеличились главные центральные моменты инерции?	В 6 раз	1
	В 3 раза	2
	В 9 раз	3
	В 81 раз	4
2. Определить осевой момент инерции относительно оси Oy , если $J_x = 4 \text{ см}^4$. 	$J_y = 4 \text{ см}^4$	1
	$J_y = 0 \text{ см}^4$	2
	$J_y = 8 \text{ см}^4$	3
	$J_y = 16 \text{ см}^4$	4
3. У четырех ромбов одна и та же площадь. В каком случае значение J_x наименьшее?		1
		2
		3
		4

Продолжение		
Вопросы	Ответы	Код
<p>4. Выбрать формулу для определения осевого момента инерции всего сечения относительно его главной центральной оси y.</p> 	$\frac{bh^3}{12} - \frac{\pi d^4}{64}$	1
	$\frac{\pi d^4}{64} - \frac{b^3h}{12}$	2
	$\frac{\pi d^4}{64} - \frac{bh^3}{12}$	3
	$\frac{b^3h}{12} - \frac{\pi d^4}{64}$	4
<p>5. Найти главный центральный момент инерции всего сечения относительно оси Oy.</p> 	1137 см ⁴	1
	1924 см ⁴	2
	815 см ⁴	3
	1602 см ⁴	4

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №12

Тема: «Расчет на прочность при поперечном изгибе».

Цель: научиться производить расчеты на прочность при изгибе

Оборудование: тетрадь, ручка, карандаш, линейка.

Содержание работы:

Задача 1

Выполнить расчетно – графическую работу.

Задача 2

Ответить на вопросы тестового задания

Основные положения и расчетные формулы при изгибе

Распределение нормальных и касательных напряжений при изгибе

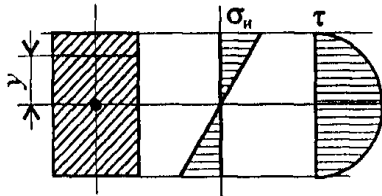


Рис. П9.1

$$\sigma_n = \frac{M_n y}{J_x};$$
$$\tau_{\max} = \frac{1,5Q}{A},$$

где M_n — изгибающий момент в сечении; Q — поперечная сила в сечении; y — расстояние до нейтрального слоя; J_x — осевой момент инерции сечения (рис. П9.1);

$$W_x = \frac{J_x}{y_{\max}},$$

W_x — осевой момент сопротивления сечения; A — площадь сечения.

Условие прочности при изгибе

$$\sigma_n^{\max} = \frac{M_n}{W_x} \leq [\sigma_n],$$

где $[\sigma_n]$ — допускаемое напряжение.

Знаки изгибающих моментов и поперечных сил (рис. П9.2)

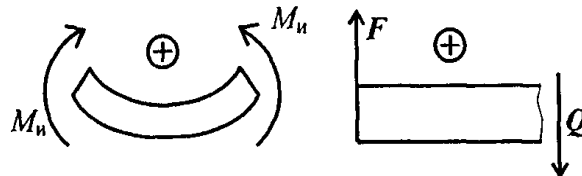


Рис. П9.2

построить эпюры изгибающих моментов для изображенных балок (рис. П9.3). Рекомендации в лекциях 30 и 31.

Для каждого случая определить максимальные значения моментов.

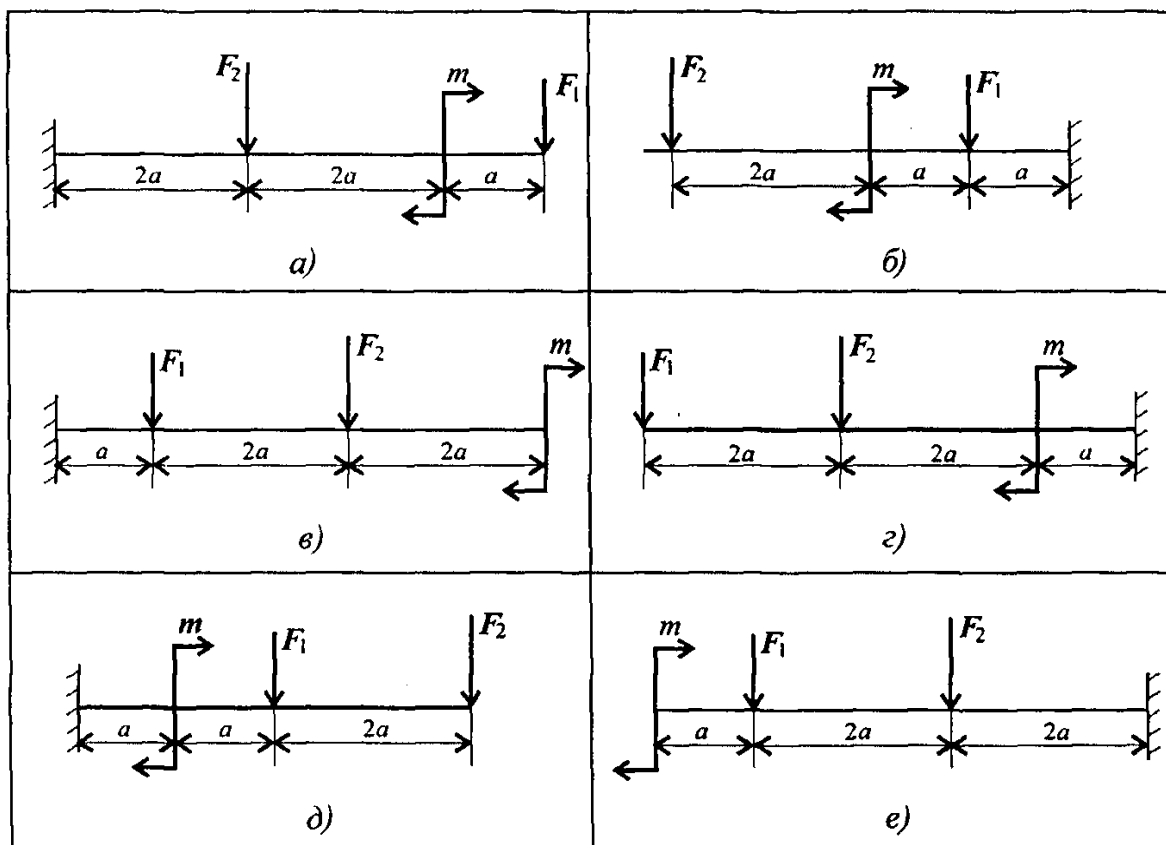
2. По приведенным эпюрам поперечной силы и изгибающего момента восстановить нагрузки на балке (рис. П9.4).

3. Повторить основные положения при расчете на изгиб.

Расчетно-графическая работа

Задание 1. Для одноопорной балки, нагруженной сосредоточенными силами и парой сил с моментом m , построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов. Найти максимальный изгибающий момент и из условия прочности подобрать поперечное сечение для балки в виде двутавра и прямоугольника с соотношением сторон $h = 2b$. Материал — сталь, допускаемое напряжение 160 МПа. Рассчитать площади поперечных сечений и сделать вывод о целесообразности применения сечения.

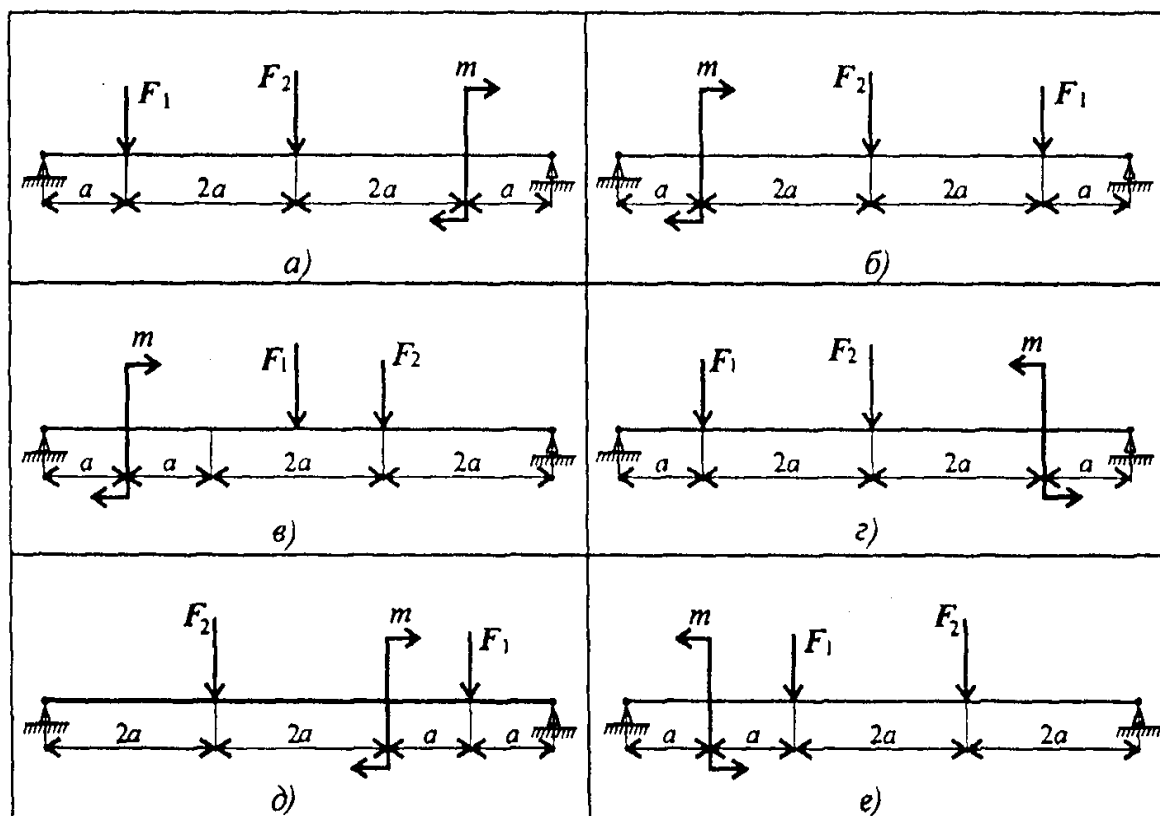
Пример расчета в лекции 30.



Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_1 , кН	10	12	14	16	18	10	22	24	26	28
F_2 , кН	4,4	4,8	7,8	8,4	12	12,8	17	18	22,8	24
m , кН·м	8	7	6	5	4	8	7	6	5	4
a , м	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6

Задание 2. Для двухопорной балки, нагруженной сосредоточенными силами и парой сил с моментом, определить реакции в опорах. Найти максимальный изгибающий момент и, используя условие прочности, подобрать необходимые размеры поперечных сечений. Материал — сталь, допускаемое напряжение изгиба 160 МПа. Сечение — швеллер.

Пример расчета в лекции 30.



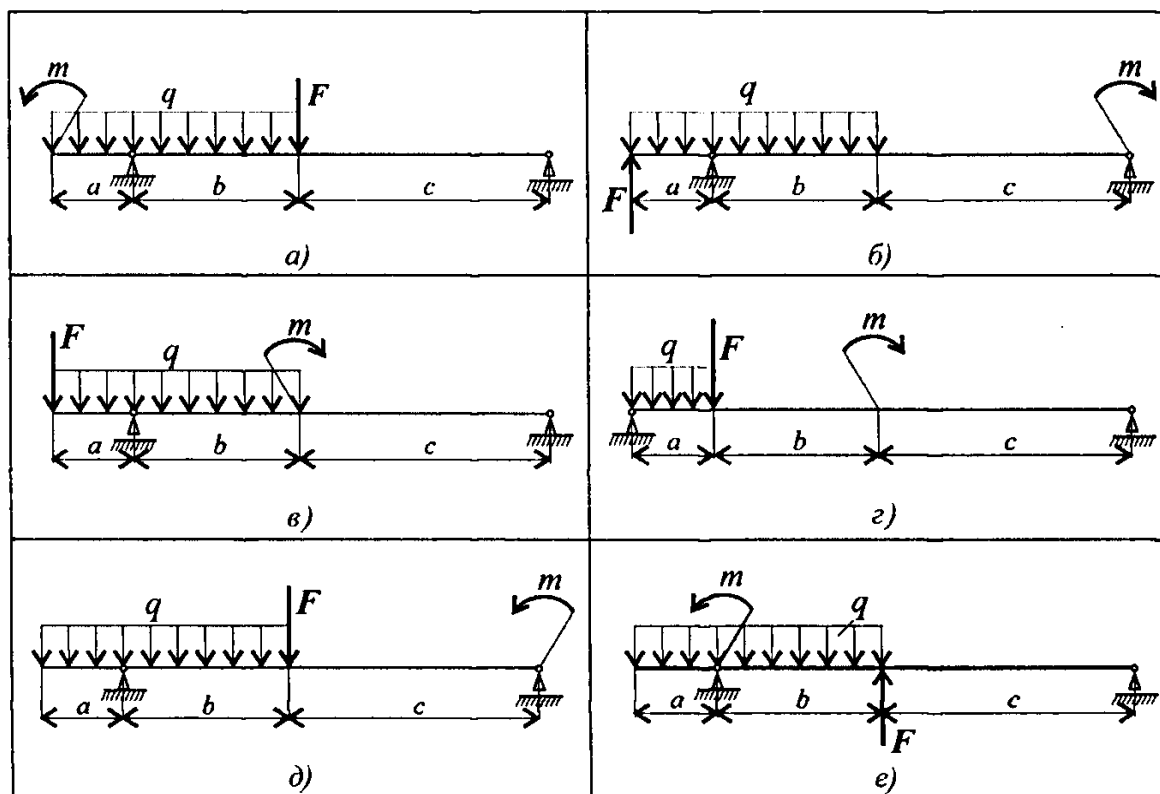
Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_1 , кН	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19
F_2 , кН	4,4	4,8	7,8	8,4	12	12,8	17	18	22,8	24
m , кН·м	3	4	5	6	7	7	6	5	4	3
a , м	0,2	0,2	0,3	0,3	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,6

Задание 3. Для изображенных балок построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов. Сечение балок — сдвоенный двутавр. Материал — сталь, допускаемое напряжение изгиба 160 МПа. Проверить прочность балок. В случае, если прочность не обеспечена, подобрать сечение большего размера.

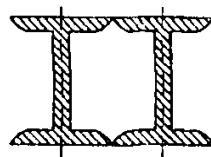
В вариантах 1–5 использован двутавр № 20.

В вариантах 6–10 — двутавр № 30.

Пример расчета в лекции 31.



Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
m , кН·м	15	17	19	20	21	23	24	25	26	28
F , кН	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105
q , кН/м	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
a , м	0,5	0,6	0,8	0,9	1	1	1,1	0,9	0,6	0,8
b , м	1,5	1,6	1,8	1,9	2	1	2,3	2,1	2,5	2,3
c , м	1,5	1,7	1,9	2	2,1	1,8	2,7	2,5	2,6	2,4



Форма поперечного сечения

При защите работы ответить на вопросы тестового задания.

Тема 2.6. Изгиб. Расчеты на прочность

В о п р о с ы	О т в е т ы	К о д
1. Определить участок бруса, на котором возникает чистый изгиб. $q = 2 \text{ кН/м}$ 	I	1
	II	2
	III	3
	Чистый изгиб не возникает	4
2. Выбрать выражение для изгибающего момента в любом сечении на участке II. 	$R_A z - F_1(z - 2) + \frac{q(z - 2)^2}{2}$	1
	$R_A z - F_1(z - 2) - \frac{q(z - 2)^2}{2}$	2
	$R_B z - \frac{qz^2}{2} - M$	3
	$R_B z - \frac{qz^2}{2} + M$	4

Продолжение		
В о п р о с ы	О т в е т ы	К о д
3. Известно, что в сечении бруса поперечная сила $Q = 20 \text{ кН}$, а изгибающий момент $M_x = 120 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Определить максимальное напряжение изгиба в этом сечении. Сечение бруса — двутавр № 45.	23,8 МПа	1
	46,2 МПа	2
	97,5 МПа	3
	142,2 МПа	4
4. В каком из вариантов сечений балка выдержит большую нагрузку? 	А	1
	Б	2
	В	3
	Г	4
5. При чистом изгибе в точке А поперечного сечения возникло нормальное напряжение 48 МПа. Чему равно нормальное напряжение в точке В? 	48 МПа	1
	40 МПа	2
	24 МПа	3
	32 МПа	4

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №13

Тема: «Расчет бруса круглого поперечного сечения при сочетании основных деформаций».

Цель: уметь рассчитать брус круглого поперечного сечения на прочность при сочетании основных деформаций

Оборудование: тетрадь, ручка, карандаш, линейка.

Содержание работы:

Задача 1

Выполнить расчетно – графическую работу

Задача 2

Ответить на вопросы тестового задания

Основные положения и расчетные формулы

Геометрические характеристики круга и кольца

Круг (рис. П10.1)

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

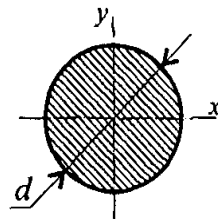


Рис. П10.1

Кольцо (рис. П10.2)

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32}(1 - c^4); \quad c = \frac{d_{\text{вн}}}{d}.$$

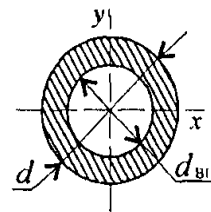


Рис. П10.2

$$J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64}.$$

$$J_x = J_y = \frac{\pi d^4}{64}(1 - c^4).$$

Моменты сопротивления:

круг: $W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3;$

кольцо: $W_x = W_y = \frac{\pi d^3}{32}(1 - c^4) \approx 0,1d^3(1 - c^4);$

Площади сечений:

круг: $A = \frac{\pi d^2}{4};$ кольцо: $A = \frac{\pi}{4}(d^2 - d_{\text{вн}}^2).$

Условие прочности при совместном действии изгиба и кручения:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_x} \leq [\sigma].$$

Эквивалентные моменты:

при расчете по гипотезе максимальных касательных напряжений:

$$M_{\text{экв III}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + M_{\text{к}}^2};$$

— при расчете по энергетической гипотезе формоизменения:

$$M_{\text{экв V}} = \sqrt{M_{\text{и}}^2 + 0,75M_{\text{к}}^2}.$$

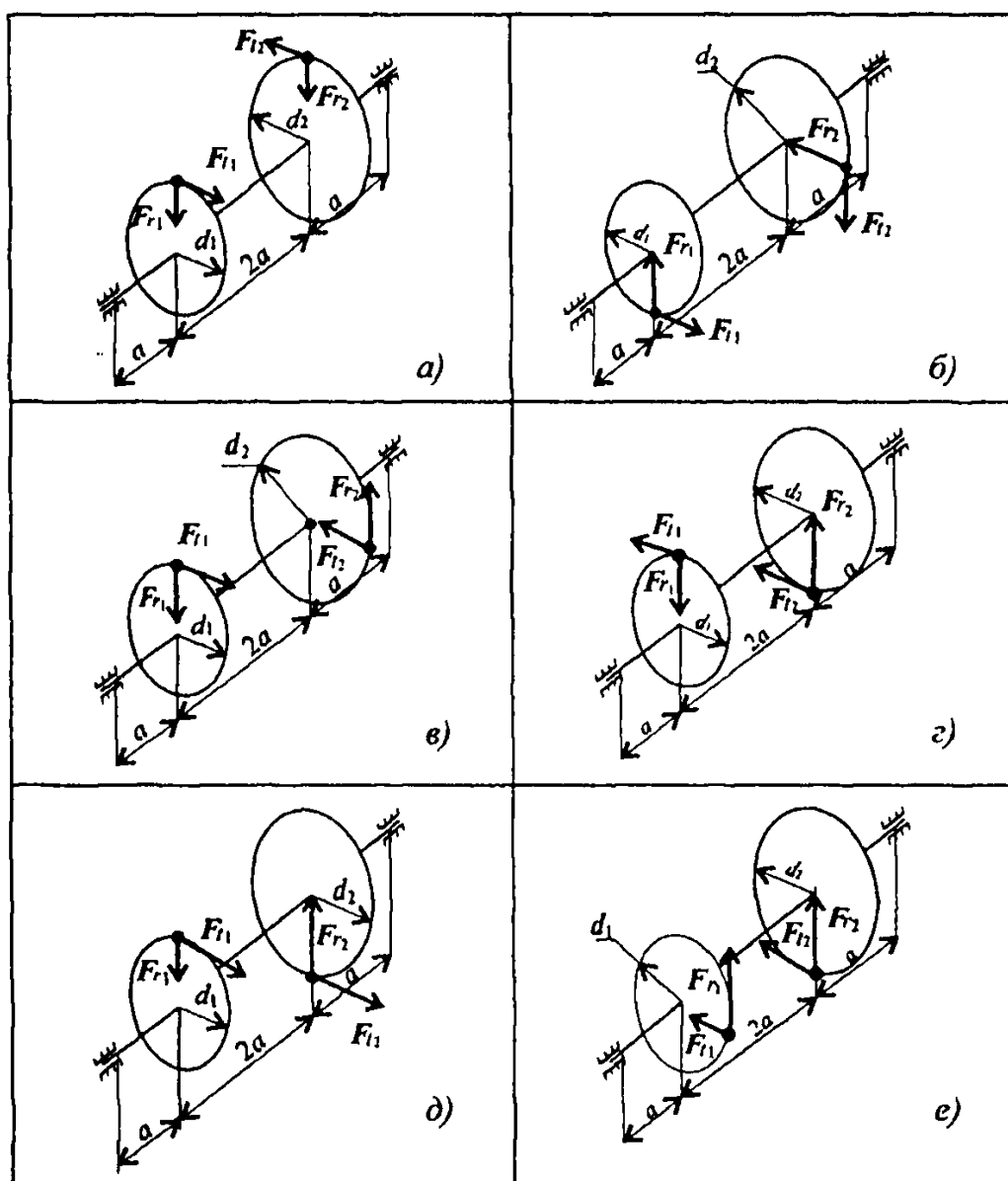
Упражнение. В опасном сечении вала действуют изгибающие моменты $M_x = 40 \text{ кН}\cdot\text{м}$ и $M_y = 50 \text{ кН}\cdot\text{м}$ и крутящий момент $M_k = 100 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Материал вала — сталь, допускаемое напряжение $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$. Определить требуемые размеры вала круглого и кольцевого сечения при $c = 0,6$. Расчет провести по теории максимальных касательных напряжений.

Порядок расчета:

1. Определить суммарный изгибающий момент в сечении.
2. Определить эквивалентный момент в сечении.
3. Из условия прочности определить требуемый момент сопротивления с сечения.
4. Определить требуемый диаметр вала круглого сечения.
5. Определить требуемые внешний и внутренний диаметры кольцевого сечения.
6. Сравнить полученные результаты по полученным площадям поперечных сечений.

Расчетно-графическая работа

Для промежуточного вала редуктора, передающего мощность P при угловой скорости ω , определить вертикальную и горизонтальную составляющие реакций подшипников, построить эпюры крутящего момента и изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Определить диаметры вала по сечениям, приняв $[\sigma] = 60 \text{ МПа}$ и полагая $F_r = 0,364F_t$. Расчет произвести по гипотезе максимальных касательных напряжений.



Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P , кВт	40	38	36	34	32	30	28	26	24	22
ω , рад/с	70	65	62	58	54	50	46	42	38	34
a , мм	60	70	80	90	100	60	70	80	90	100
d_1 , мм	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
d_2 , мм	250	240	230	220	210	200	190	180	170	160

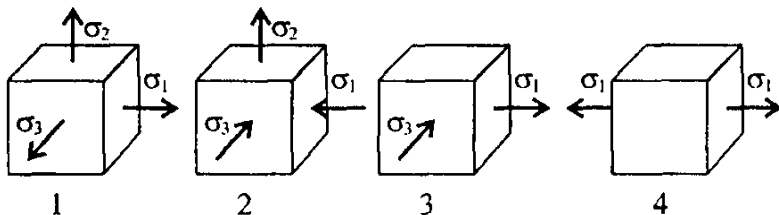
У к а з а н и е. Окружную силу определить по формуле

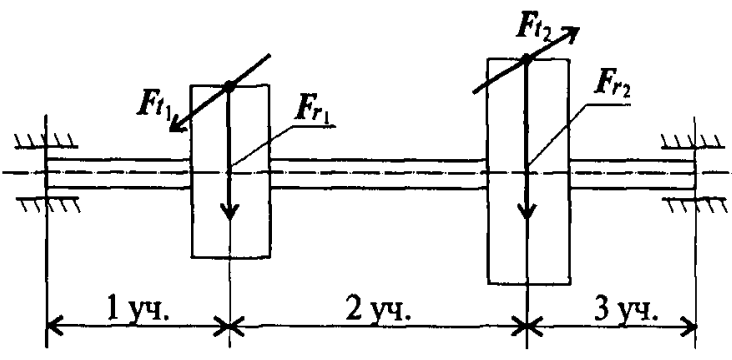
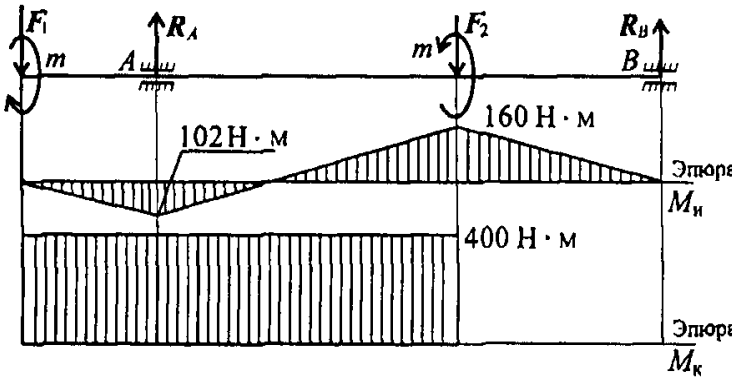
$$F_t = \frac{2M}{d}, \quad \text{где} \quad M = \frac{P}{\omega}.$$

Пример решения в лекции 35 (Пример 2).

При защите работы ответить на вопросы тестового задания.

Тема 2.7. Сочетание основных деформаций. Гипотезы прочности

В о п р о с ы	О т в е т ы	К о д
<p>1. Среди приведенных схем выбрать плоское напряженное состояние.</p> 	1	1
	2	2
	3	3
	4	4
<p>2. Для заданного напряженного состояния вычислить эквивалентное напряжение, используя гипотезу наибольших касательных напряжений.</p> 	120	1
	104	2
	165	3
	200	4
<p>3. Выбрать формулу для расчета эквивалентного момента по гипотезе энергии формоизменения.</p>	$\sqrt{M_x^2 + M_y^2}$	1
	$\sqrt{M_n^2 + M_k^2}$	2
	$\sqrt{M_n^2 + 0,75M_k^2}$	3
	$M_n + M_k$	4

Продолжение		
В о п р о с ы	О т в е т ы	К о д
<p>4. На приведенной схеме вала выбрать участок, где действует крутящий момент.</p> 	1 участок	1
	2 участок	2
	3 участок	3
	Такого участка на схеме нет	4
<p>5. По схеме нагружения вала определить необходимый диаметр в опасном сечении. Допускаемое напряжение при изгибе 120 Н/мм^2. Расчет провести по гипотезе максимальных касательных напряжений.</p> 	20,5 мм	1
	25 мм	2
	28,5 мм	3
	32,5 мм	4

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №14

Тема: «Расчет многоступенчатого привода».

Цель:

1. Закрепить теоретический материал темы Общие сведения о передачах
2. Закрепить знания по определению основных кинематических характеристик
3. Закрепить знания по определению основных геометрических и силовых параметров привода

Оборудование: тетрадь, ручка, карандаш, линейка.

Содержание работы:

Задание:

1. Изучить теоретический материал темы Общие сведения о передачах.
2. Определить требуемую мощность электродвигателя и мощность на валах редуктора, согласно своего варианта
3. Рассчитать привод к ленточному конвейеру, согласно своего варианта
4. Ответить на вопросы
5. Варианты практической работы Таблица 2.1

Таблица 2.1 Варианты практической работы

Задача № 1						Задача №2							
№	F_t (кН)	V (м\сек)	№	t (кН)	V (м\сек)	№	P_6 (кВт)	n_6 (об\мин)	u	№	P_6 (кВт)	n_6 (об\мин)	u
1	9,6	0,92	16	9,5	0,89	1	4,6	130	4	16	5,3	135	6
2	8,8	0,94	7	9,7	0,91	2	5,2	127	4,5	17	4,77	126	5,5
3	7,7	0,99	8	8,8	0,77	3	3,9	145	3,7	18	3,95	143	3,7
4	9,8	0,88	9	7,8	0,88	4	4,7	132	3,6	19	5,5	136	3,6
5	9,5	0,87	0	8,9	0,98	5	5,39	128	4,9	20	4,86	128	3,3
6	8,7	0,99	1	9,6	0,75	6	3,99	147	5,1	21	3,88	143	4,2
7	7,9	0,88	2	9,9	0,85	7	4,9	137	5,5	22	5,9	139	5,5
8	9,7	0,79	3	7,9	0,95	8	5,97	124	3,9	23	4,33	125	3,7
9	8,6	0,89	24	7,5	0,73	9	3,89	149	3,5	24	3,95	147	4,6
10	7,5	0,74	25	9,9	0,86	10	4,8	139	5,4	25	5,7	135	5,8
11	9,9	0,69	26	8,7	0,94	11	5,88	131	6	26	4,72	153	3,8
12	8,4	0,74	27	7,2	0,79	12	3,85	129	5,2	27	4,1	138	4,8
13	7,6	0,88	28	9,3	0,87	13	4,79	143	4,7	28	5,8	138	5,7
14	7,2	0,97	29	8,5	0,92	14	5,89	136	3,9	29	4,68	132	3,9
15	9,3	0,87	30	9,8	0,78	15	3,69	148	4,2	30	3,99	142	4,3

3 ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

3.1 Лента транспортёра имеющая максимальную тяговую силу F_t (Кн) перемещается со скоростью V (м/с). Определить требуемую мощность электродвигателя и мощность на валах редуктора, если известны КПД ремённой передачи, зубчатой передачи, цепной передачи и одной пары подшипников. Редуктор имеет две пары подшипников качения, а барабан конвейера – одну.

3.2 Рассчитать привод к ленточному конвейеру, если мощность на барабане конвейера P_6 (кВт), частота вращения барабана конвейера n_6 (об/мин), передаточное число редуктора – u . Работа двухсменная, нагрузка спокойная, безударная, среда не агрессивная.

4 ХОД РАБОТЫ

Решение задания 3.1:

4.1.1 Определяем мощность на барабане по формуле:

$$P_6 = F_t \times 10^3 \times V = \text{Вт}$$

4.1.2 Определяем общий КПД привода по формуле:

$$\eta_{\text{общ.}} = \eta_{\text{рп}} \times \eta_{\text{зп}} \times \eta_{\text{цп}} \times \eta_i^3 =$$

4.1.3 Определяем требуемую мощность электродвигателя по формуле:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_6}{\eta_{\text{общ}}} = \text{Вт}$$

4.1.4 Определяем мощность на быстроходном валу редуктора по формуле:

$$P_1 = P_{\text{дв}} \times \eta_{\text{рп}} \times \eta_{\text{п}} = \text{Вт}$$

4.1.5 Определяем мощность на тихоходном валу редуктора по формуле:

$$P_1 = P_{\text{дв}} \times \eta_{\text{рп}} \times \eta_{\text{зп}} \times \eta_{\text{п}}^2 = \text{Вт}$$

Решение задания 3.2

4.2.1 Определяем общий КПД привода по формуле:

$$\eta_{\text{общ.}} = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_i^3 = \text{, где}$$

$\eta_1 =$ - КПД зубчатой передачи редуктора;

$\eta_2 =$ - КПД цепной передачи;

$\eta_3 =$ - КПД пары подшипников качения

4.2.2 Определяем потребную мощность на входном валу привода:

$$P_{\text{вх}} = P_1 = \frac{P_6}{\eta_{\text{общ}}} = \text{кВт}$$

Принимаем электродвигатель типа для которого

$$P_3 = \text{кВт}; n_3 \text{ об/мин}$$

4.2.3 Определяем общее передаточное число привода по формуле:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_1}{n_3} = \text{, где}$$

$n_1 = n_3 =$ об/мин – частота вращения вала электродвигателя;

$n_3 = n_5 =$ об\мин – частота вращения барабана конвейера;

4.2.4 Определяем передаточное число цепной передачи по формуле:

$$U_{ц.п} = \frac{u_{общ}}{u_1} = \quad , \text{ где } u = \quad - \text{ передаточное число редуктора}$$

4.2.5 Определяем частоту вращения валов привода по формуле:

$$n_1 = n_3 = \quad \text{об\мин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \quad \text{об\мин};$$

$$n_3 = n_6 = \quad \text{об\мин};$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \times n_1}{30} = \quad \text{рад\сек};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \times n_2}{30} = \quad \text{рад\сек}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \times n_3}{30} = \quad \text{рад\сек}$$

4.2.6 Определяем мощность на валах привода по формуле:

$$P_1 = P_{вх.} = \quad \text{кВт};$$

$$P_2 = P_1 \times \eta_1 = \quad \text{кВт};$$

$$P_3 = P_6 = \quad \text{кВт}$$

4.2.7 Определяем вращающий момент на валах привода по формуле:

$$T_1 = \frac{10^6 \times P_1}{\omega_1} = \quad \text{Н мм};$$

$$T_2 = \frac{10^6 \times P_2}{\omega_2} = \quad \text{Н мм};$$

$$T_3 = \frac{10^6 \times P_3}{\omega_3} = \quad \text{Н мм};$$

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

5.1 Как определить потребную мощность электродвигателя?

5.2 Как определить вращающий момент?

5.3 Что такое передаточное число передачи?

5.4 Какова зависимость угловой скорости от частоты вращения?

5.5 Как определить общее передаточное число привода ?

6. ВЫВОД

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №15

Тема: «Изучение конструкции цилиндрического зубчатого редуктора».

Цель: Ознакомление с конструкцией редуктора и назначение его деталей; составление кинематической схемы реального зубчатого редуктора; определение основных параметров зубчатых пар редуктора путем их замера и расчета

Оборудование: цилиндрический одно- или двухступенчатый редуктор (предпочтительно стандартный), набор гаечных ключей и отверток, штангенрейсман, штангенциркуль, кронциркуль, масштабную линейку, краску для проверки пятна контакта, набор регулировочных прокладок, сборочный чертеж редуктора.

Содержание работы:

Произвести внешний осмотр редуктора, сверить соответствие редуктора и чертежа, изучить конструкцию корпуса, наметить план разборки редуктора.

Отвинтить крепежные элементы крышки корпуса и крышек подшипниковых узлов, снять крышки и ознакомиться с внутренним устройством редуктора. Особое внимание следует обратить на способ регулировки подшипников и правильность зацепления цилиндрической пары.

Вынуть цилиндрическое колесо редуктора вместе с валом, а также цилиндр с деталями на нем (детали и подшипники с валом не снимать)- Ознакомиться с конструкцией колеса и цилиндра путем замера и расчета определить их размерности и параметры. Результаты занести в таблицу отчета. Параметры цилиндрической пары, регламентированные стандартом, сверить с ГОСТ 2144-66.

Выполнить кинематическую схему редуктора и эскиза элементов зацепления в соответствии с ГОСТ 2402-68.

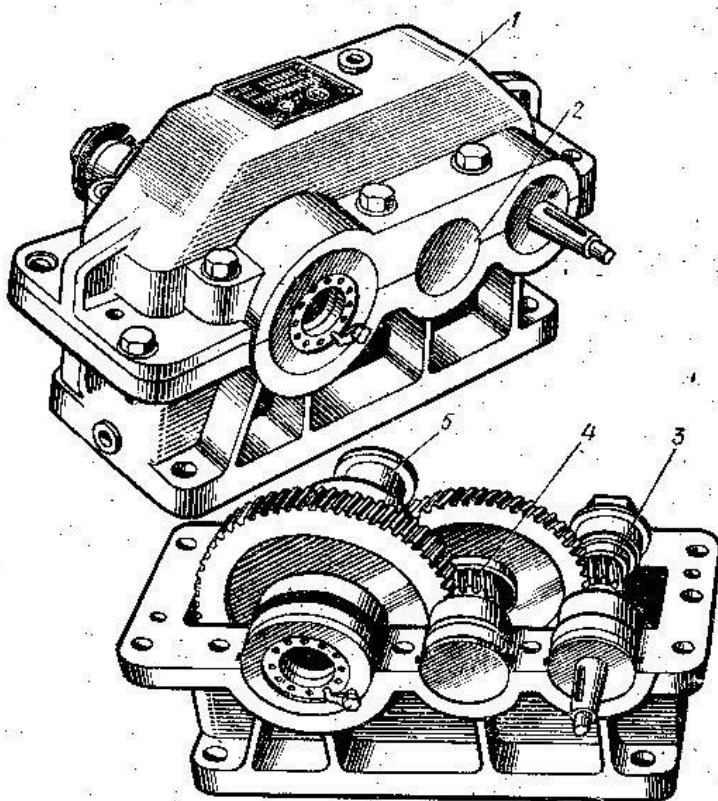
Произвести сборку редуктора в последовательности, обратной разборки. На очищенные 3-4 зуба колеса тонким слоем равномерно нанести краску и, проворачивая цилиндр, наблюдать пятно контакта на зубьях колеса. Если оно смещено влево или вправо, то соответствующим подбором регулировочных прокладок добиться, чтобы пятно контакта расположилось симметрично, т.е. чтобы средняя плоскость цилиндрического колеса проходила через центр цилиндра. Этим обеспечивается нормальное зацепление цилиндрической пары.

Задание:

1. Изучить основные параметры исследуемого редуктора.
2. Начертить эскиз цилиндра и цилиндрического колеса, кинематическую схему редукторов.
3. Сделать вывод о проделанной работе.

Наименование величины и размерность	Обозначение	Способность определения	Значения величин
Межцентровое расстояние (мм)	d_{ω}	Заменить	
Число зубьев колеса	Z_2	сосчитать	
Число заходов червяка	Z_1	-----	
Передаточное число	i	$i = Z_2 / Z_1$	
Диаметр вершин зубьев (мм)	d_{a1} d_{a2}	Замерить -----	
Осевой шаг червяка (мм)	P_x	-----	
Осевой модуль (мм)	m_x	$m_x = P_x / \pi$	
Диаметр делительной окружности колеса (мм)	d_2	$d_2 = Z_2 m_x$	
Относительный диаметр червяка (мм)	q	Замерить	
Угол подъема винтовой линии (град)	γ	$\tan \gamma = Z_1 \backslash q$	
Диаметр впадин зубьев (мм)	d_{1f} d_{2f}	$d_{1f} = d_1 - 2,4m_t$ $d_{2f} = d_2 - 2,4m_t$	
Длина нарезаемой части червяка (мм)	b_1	Замерить	
Диаметр делительной окружности червяка (мм)	d_1	$d_1 = d_a - 2m_x$	
Ширина венца колеса (мм)	b_2	-----=	

Примечание: 1. Межосевое расстояние сравнить с ГОСТ 2144-66
2. Модуль зацепления округлить по ГОСТ 9563-60.



Контрольные вопросы:

1. По каким признакам классифицируются цилиндрические зубчатые редукторы?
2. Какими особенностями характеризуются цилиндрические зубчатые передачи?
3. Что является показателем точности монтажа цилиндрических зубчатых передач?
4. Как обеспечивается сносность средней плоскости колеса и цилиндра.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №16

Тема: «Изучение конструкции цилиндрического зубчатого редуктора».

Цель: 1) ознакомиться с конструкцией редуктора, особенностями его сборки и разборки, системой смазки;

2) составить кинематические схемы зубчатых редукторов

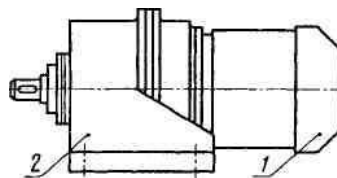
Оборудование: компьютер, тетрадь, карандаш, линейка.

Содержание работы:

Редуктором называют механизм, выполненный в виде отдельного агрегата, служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине с соответствующим понижением угловых скоростей и повышением крутящего момента от входного к выходному валу.

Редуктор состоит из зубчатых или червячных передач, установленных в отдельном герметичном корпусе, что принципиально отличает его от зубчатой или червячной передачи, встроенной в исполнительный механизм или машину. Редукторы широко применяют в приводах различных рабочих машин в разных отраслях машиностроения, поэтому число разновидностей их велико (рис. 19.1, а — м).

Широко применяют **мотор-редукторы**, представляющие собой объединенные в одно целое фланцевый высокоскоростной электродвигатель и редуктор, служащий для повышения вращающего момента. Мотор-редукторы экономичнее и имеют более высокие **КПД** и пусковой момент, чем обычные тихоходные высокомоментные электродвигатели.



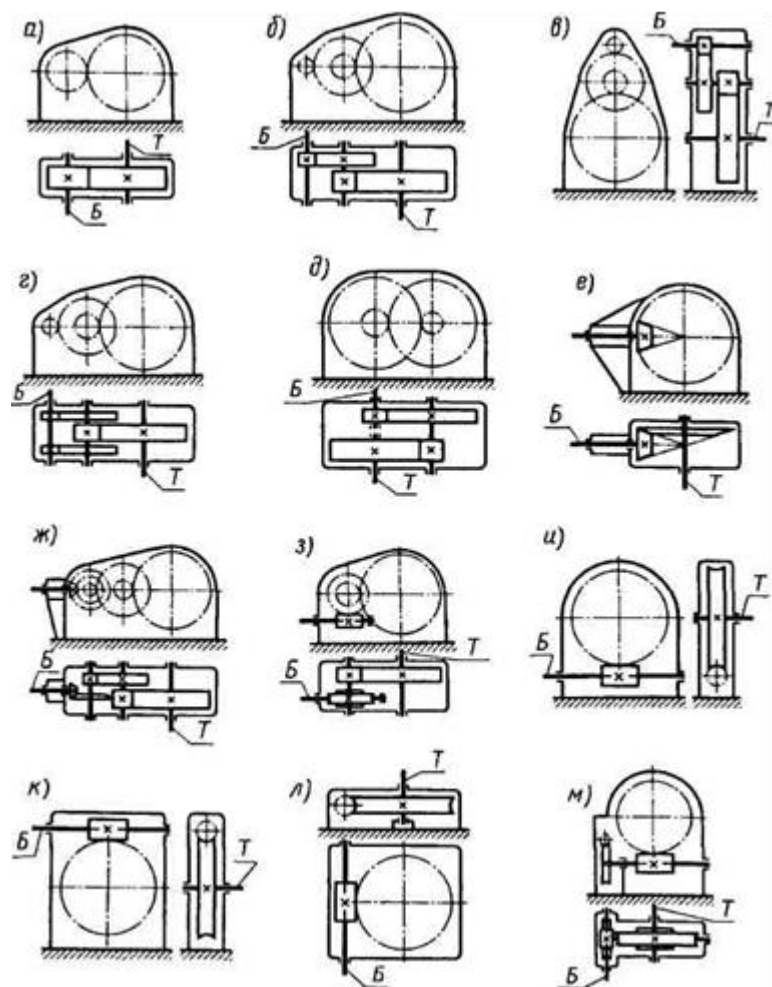


Рис. 19.1. Кинематические схемы редукторов:

Б — быстроходный вал; Т — тихоходный вал

Классификация редукторов

Редукторы широко применяют в различных отраслях машиностроения и поэтому они весьма разнообразны по своим кинематическим схемам и конструктивному исполнению.

Редукторы бывают

1. по типу передачи:

- зубчатые
- червячные
- зубчато-червячные

1. по числу ступеней:

- одноступенчатые
- двухступенчатые
- трехступенчатые и т. д.

1. по расположению валов и зубчатых колес:

- горизонтальные
- вертикальные

1. Зубчатые редукторы в зависимости от расположения осей колес бывают:

- цилиндрические
- конические
- коническо-цилиндрические

1. Зубчатые редукторы в зависимости от расположения зубьев бывают:

- прямозубые
- косозубые
- шевронные
- с круговыми зубьями

Вид и конструкция редуктора определяются типом, расположением и количеством отдельных передач (ступеней).

Обзор основных типов редукторов

Зубчатые редукторы.

Цилиндрические зубчатые редукторы благодаря широкому диапазону передаваемых мощностей, долговечности, простоте изготовления и обслуживания имеют широкое распространение в машиностроении.

Одноступенчатые редукторы (см. рис. 19.1, а и 19.3) применяют при передаточных числах i косозубое.

Двухступенчатые редукторы выполняют по развернутой (см. рис. 19.1, б и в), раздвоенной (см. рис. 19.1, г) и соосной (см. рис. 19.1, д) схемам. Диапазон $i = 6,3 \dots 50$.

Наиболее распространены цилиндрические двухступенчатые горизонтальные редукторы (см. рис. 19.1, б), выполненные по развернутой схеме. Они конструктивно просты, технологичны, имеют малую ширину. Недостатком этих редукторов является неравномерность распределения нагрузки по длине зуба из-за несимметричного расположения колес относительно опор.

Для улучшения условий работы зубчатых колес наиболее нагруженной тихоходной ступени применяют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью (см. рис. 19.1, г). Для равномерной нагрузки обеих зубчатых пар быстроходной ступени их выполняют косозубыми (зубчатое колесо одной пары — с правым, другой — с левым зубом), а один из валов делают «плавающим», что обеспечивает самоустановку вала в осевом направлении. Такие редукторы легче редукторов по развернутой схеме (на 20 %).

Соосные редукторы (см. рис. 19.1, д) имеют меньшую длину корпуса. Они проще по конструкции, легче и менее трудоемки в изготовлении.

Цилиндрические **трехступенчатые** редукторы выполняют по развернутой или раздвоенной схеме при $i = 31,5 \dots 250$.

Конические редукторы (см. рис. 19.1, ё) выполняют с круговыми зубьями при передаточном числе i . Коническо-цилиндрические редукторы (см. рис. 19.1, ж) независимо от числа ступеней выполняют с быстроходной конической ступенью.

Червячные редукторы чаще всего применяют в одноступенчатом исполнении (см. рис. 19.1, и — л) с передаточным числом $u = 8 \dots 63$. Для приводов тихоходных машин применяют червячно-зубчатые (см. рис. 19.1 з, м) двухступенчатые редукторы.

Планетарные редукторы позволяют получить большое передаточное число при малых габаритах. По конструкции они сложнее редукторов, описанных ранее. Широко применяют планетарные мотор-редукторы.

Волновые редукторы имеют наименьшие удельную массу и погрешность угла поворота выходного вала, при наименьших габаритах позволяют получить большое передаточное число ($i = 80 \dots 300$).

Тип редуктора, основные параметры и конструкцию выбирают в зависимости от его места в силовой цепи привода машины, передаваемого момента и частоты вращения, назначения машины и условий эксплуатации. На практике используют стандартные редукторы, изготавливаемые на специализированных заводах.

Цилиндрические редукторы следует предпочитать другим ввиду более высоких значений КПД. При больших передаточных числах применяют планетарные, червячные и волновые редукторы.

Корпуса (картеры) редукторов должны быть прочными и жесткими. Внешние очертания формируют плоскостями с внутренним расположением бобышек, фланцев и ребер. Корпуса отливают из серого чугуна, реже из алюминиевых сплавов. Для удобства сборки корпуса редукторов выполняют разъемными по плоскости расположения осей валов

Опорами валов редукторов служат подшипники качения.

Смазывание зубчатых или червячных передач редукторов применяют в целях уменьшения изнашивания, отвода тепла и продуктов износа от контактирующих поверхностей, защиты от коррозии и снижения шума и вибраций. В большинстве случаев смазывание зацепления осуществляют погружением колес или червяков в масляную ванну, а подшипников — разбрызгиванием (масляным туманом) или консистентной смазкой.

В корпус редуктора заливают масло из расчета $0,4 - 0,7$ л на 1 кВт передаваемой мощности, при этом колесо или червяк должны погружаться в

масло на глубину не менее, чем высота зуба или витка. Допускается погружать в масляную ванну тихоходные колеса многоступенчатых редукторов на глубину до $\frac{1}{3}$ радиуса колеса

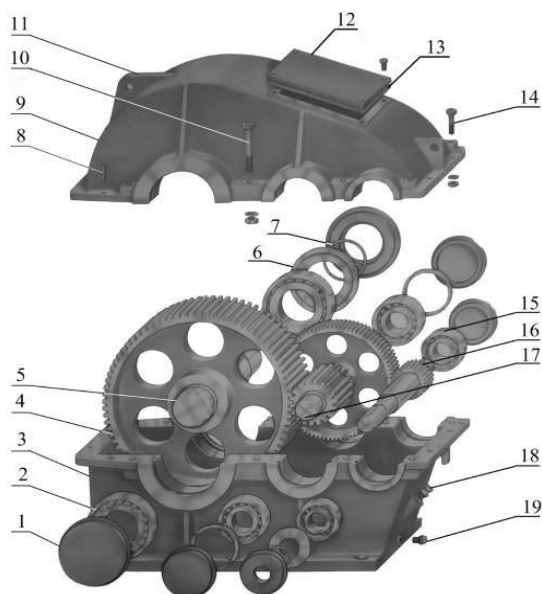
При окружной скорости колеса свыше 1 м/с происходит интенсивное разбрызгивание масла внутри корпуса и образование масляного тумана, обеспечивающего смазывание всех других зацеплений и подшипников качения.

Во избежание больших гидравлических потерь и сбрасывания масла с зубьев центробежной силой окружная скорость погружаемой детали не должна превышать 12,5 м/с.

Сорт масла назначают в зависимости от условий и режима работы. Вязкость масла должна быть тем выше, чем больше значения контактных напряжений и меньше значение окружной скорости.

В процессе эксплуатации смазочные масла постепенно теряют свои свойства. Периодичность замены масла устанавливают в зависимости от условий работы.

Конструкция редуктора



Редуктор цилиндрический:

1 – крышка подшипника закладная; 2 – шарикоподшипник радиальный; 3 – корпус;
4 – колесо зубчатое тихоходного вала; 5 – вал ведомый; 6 – кольцо; 7 – кольцо
регулирующее; 8 – штифт; 9 – крышка корпуса; 10 – болт стяжной;
11 – проушина; 12 – крышка люка; 13 – прокладка; 14 – болт крепления крышки и корпуса;
15 – шарикоподшипник радиальный; 16 – вал-шестерня быстроходного вала;
17 – вал промежуточный; 18 – маслоуказатель; 19 – пробка масляного отверстия

Задание:

1. Изучить теоретические сведения.
2. Пройти по предложенным ссылкам, посмотреть, как производится сборка-разборка различных типов редукторов.

1.<https://www.youtube.com/watch?v=1T-EsE7ySE0>

2.<https://www.youtube.com/watch?v=j0Fy31MCpSg>.

3.<https://www.youtube.com/watch?v=bdhQtsydtfc>

4.<https://www.youtube.com/watch?v=vq-QXCeLrB0>

5.<https://www.youtube.com/watch?v=cc-03ZpOdRs>

1. **Зарисовать кинематические схемы данных редукторов.**

Для вариантов с 1 по 10 схемы редукторов в ссылках 1 и 5

Для вариантов с 11 по 20 ссылки 2 и 3

С 21 варианта ссылки 3 и 4

1. Подписать схемы, указав **полное** название редуктора

2. На схемах указать **основные элементы** редуктора

Содержание отчета

1. Название работы
2. Цель
3. Основные теоретические сведения
4. Кинематические схемы редукторов, рассмотренных в видеофрагментах с указанием полного названия редуктора и основных его элементах
5. Ответы на контрольные вопросы
6. Вывод
- 7.

Контрольные вопросы:

1. Что называется редуктором
2. Из чего состоит редуктор
3. В чем отличие развернутой и соосной схем
4. Когда необходимо применять двухступенчатые редукторы

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №17

Тема: «Подбор и расчет подшипников качения».

Цель работы: приобретение студентом практических навыков проведения расчета посадок при конструировании подшипникового узла на примере шарикового радиального подшипника качения.

Оборудование: подшипник качения.

Справочный материал:

Содержание работы:

1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

1.1. Классы точности подшипников качения

Подшипники качения являются стандартными изделиями, получившими широкое распространение во всех областях машиностроения. Это объясняется тем, что трение качения, возникающее в этих подшипниках, значительно меньше трения скольжения, которое имеет место в подшипниках скольжения.

Подшипники качения (рис. 1, а) состоят из двух колец: внутреннего 1 и наружного 2, между которыми размещены тела качения 3 – шарики или ролики; сепаратор 4 разделяет и направляет тела качения.

Размеры подшипников качения стандартизированы и определены ГОСТ 3478-79 [6].

Основными присоединительными размерами, по которым осуществляется полная (внешняя) взаимозаменяемость подшипников качения (см. рис. 1, а), являются внутренний диаметр d внутреннего кольца, наружный диаметр D наружного кольца, и ширина B кольца подшипников.

Внутренняя взаимозаменяемость в подшипниках между телами качения, кольцами и сепаратором является неполной и осуществляется методом *групповой взаимозаменяемости*.

Основным параметром подшипника качения, который определяет точность вращения, равномерность распределения нагрузки, бесшумность работы, грузоподъемность и другие эксплуатационные характеристики подшипника, является радиальный зазор между телами качения и дорожками качения.

Радиальный зазор между телами качения и дорожками качения зависит от следующих параметров элементов подшипников качения:

- точности размеров присоединительных поверхностей по d и D , точности формы, взаимного расположения и шероховатости присоединительных поверхностей подшипников качения;

- точности размеров, формы и шероховатости тел качения;
- бокового биения дорожек качения внутреннего и наружного колец.

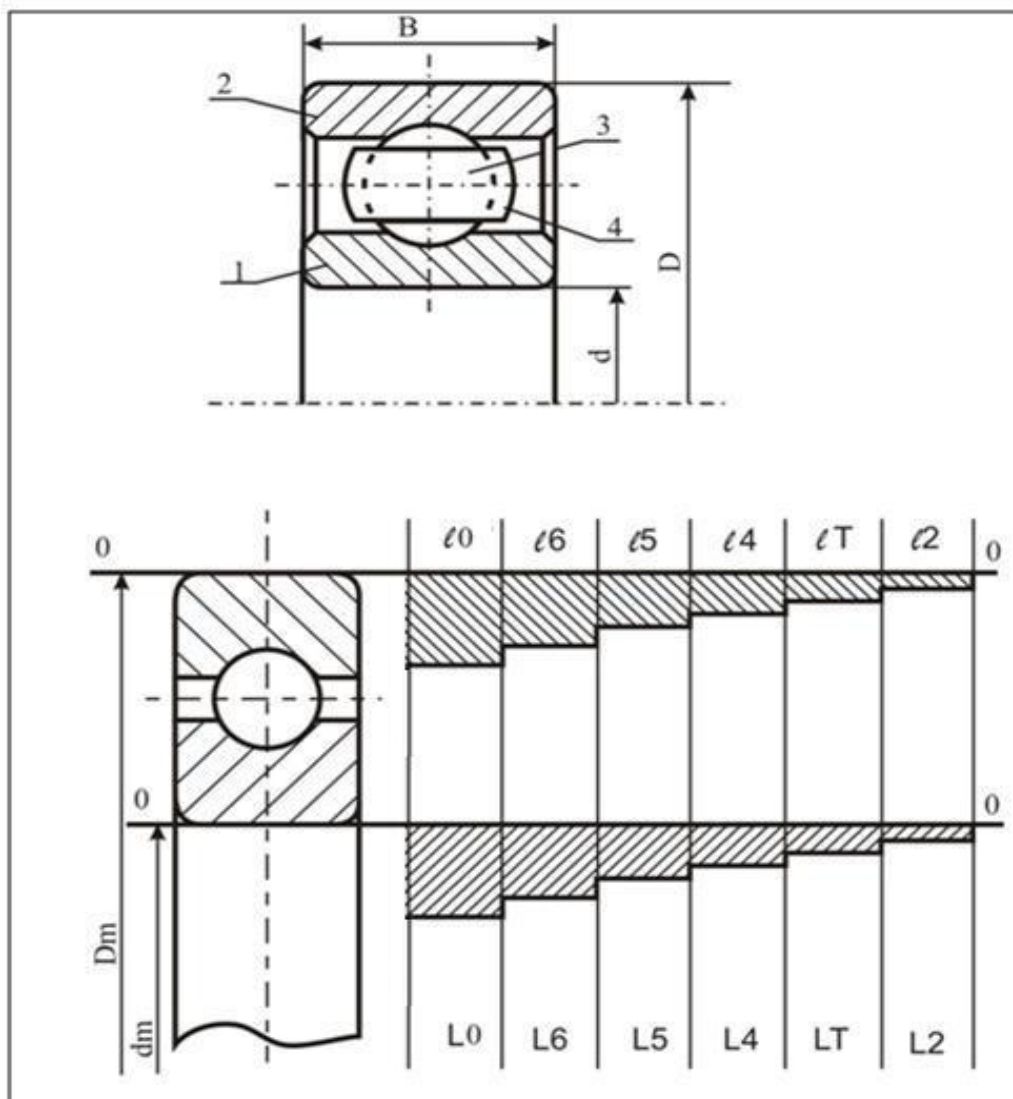


Рис. 1. Шариковый однорядный подшипник качения: а – конструктивные элементы; б – схемы расположения полей допусков по классам точности на средний наружный диаметр наружного кольца и средний внутренний диаметр внутреннего кольца для шариковых радиальных подшипников качения

В зависимости от точности изготовления вышеуказанных геометрических параметров и точности вращения для подшипников с внутренним диаметром от 0,6 до 2000 мм ГОСТ 520-2011 [4] устанавливает следующие классы точности, которые обозначаются в порядке повышения точности

- *нормальный, 6, 5, 4, T, 2 – для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;*
- *0, нормальный, 6X, 6, 5, 4, 2 – для роликовых конических подшипников;*

- нормальный, 6, 5, 4, 2 – для упорных и упорно-радиальных подшипников.

Класс точности указывается перед условным обозначением подшипника и отделяется от него разделительной чертой, например, 5-

308. Для всех подшипников, кроме конических, для обозначения нормального класса точности применяют знак «0». Для конических подшипников для обозначения нулевого класса точности применяют знак «0», нормального класса точности применяют знак «N», класса точности 6X – применяют знак «X».

Знак «0» маркируют только в том случае, если слева от него имеется знак маркировки, например, B0-205, где B – категория подшипника, учитывающая наличие требований по уровню вибрации или других дополнительных технических требований; 0 – класс точности подшипника качения; 205 – условное обозначение подшипника качения (маркировка подшипников качения производится в соответствии с требованиями ГОСТ 3189-89 [7]).

Если требования к точности вращения подшипников качения повышаются, например, для авиационных двигателей, шпинделей шлифовальных и других высокоточных станков, то применяют подшипники более высоких классов точности. С повышением класса точности возрастают точностные требования ко всем параметрам элементов подшипников качения: и внутренним, обеспечивающим точность вращения и радиальные зазоры между телами качения и дорожками колец, и внешним, обеспечивающим посадку колец в изделия.

ГОСТ 520–2011 [4] устанавливает предельные отклонения и до-

пуски как на присоединительные диаметры d и D колец подшипников, так и на их средние диаметры d_m и D_m .

Средний диаметр d_m отверстия внутреннего кольца – это среднее арифметическое значение наибольшего d_{smax} из максимальных и наименьшего d_{smin} из минимальных значений всех единичных (измеренных) диаметров d_{si} , полученных при их измерении в единичных плоскостях для конкретного внутреннего кольца подшипника [4]:

$$d_m = (d_{smax} + d_{smin})/2.$$

Средний наружный диаметр D_m наружного кольца – это среднее арифметическое значение наибольшего D_{smax} из максимальных и наименьшего D_{smin} из минимальных значений всех единичных (измеренных) диаметров D_{si} , полученных при их измерении в единичных плоскостях для конкретного наружного кольца подшипника [4]:

$$D_m = (D_{smax} + D_{smin})/2.$$

Отдельное кольцо имеет только одно значение d_m или D_m .

Кольца в свободном состоянии считаются годными, если их действительные размеры по d , D и по d_m , D_m находятся в заданных пределах.

Расчет посадок колец подшипника качения производят по средним диаметрам d_m , D_m , и связано это с тем, что кольца подшипников качения являются недостаточно жесткими, и, по существу, посадка осуществляется по средним диаметрам d_m , D_m .

ГОСТ 3325-85* [5] вводит условное обозначение полей допусков на посадочные диаметры колец подшипников по d_m , D_m :

- для среднего диаметра отверстия внутреннего кольца подшипника:

$Ld_m, L0, L6, L5, L4, LT, L2,$

где Ld_m – общее условное обозначение поля допуска на средний диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника; $L0, L6, L5, L4, LT, L2$ – обозначения полей допусков для среднего диаметра отверстия внутреннего кольца подшипника; *нормальный, 6, 5, 4, T, 2* – классы точности *шариковых радиальных подшипников качения* по ГОСТ 520-2011 [4]; L – обозначение основного отклонения для среднего диаметра отверстия внутреннего кольца подшипника;

- для среднего наружного диаметра наружного кольца подшипника:

$\ell D_m, \ell 0, \ell 6, \ell 5, \ell 4, \ell T, \ell 2,$

где ℓD_m – общее условное обозначение поля допуска на средний наружный диаметр наружного кольца подшипника; $\ell 0, \ell 6, \ell 5, \ell 4, \ell 2, \ell T$ – обозначения полей допусков для среднего наружного диаметра наружного кольца подшипника; ℓ – обозначение основного отклонения для среднего наружного диаметра наружного кольца подшипника.

Присоединительные диаметры колец подшипников изготавливаются с отклонениями размеров по внутреннему диаметру внутреннего кольца и наружному диаметру наружного кольца, не зависящим от посадки, по которой их будут монтировать.

Посадки наружного кольца подшипника с отверстием корпуса выполняют *в системе вала*. Поле допуска наружного диаметра наружного кольца располагается как для основного вала, т.е. в «минус» от нулевой линии (рис. 1, б).

Посадки внутреннего кольца подшипника с валом осуществляются *в системе отверстия*, но поле допуска внутреннего диаметра внутреннего кольца также располагается от нулевой линии в «минус» (см. рис. 1, б).

Таким образом, для всех классов точности *верхнее отклонение присоединительных диаметров колец подшипников по d_m , D_m равно нулю* (см. рис. 1, б).

Такое расположение поля допуска внутреннего диаметра внутреннего кольца позволяет получать посадки с гарантированным натягом, используя для валов поля допусков переходных посадок по ГОСТ 25347-82 [9], и дает возможность не «прибегать» к специальным посадкам для получения неподвижных соединений колец с валами.

Применение *системы отверстия и системы вала* в посадках колец подшипника с валом и отверстием корпуса обеспечивает их полную взаимосвязь и быстрый демонтаж и монтаж в условиях эксплуатации.

Точность геометрических параметров посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса под подшипники качения *зависит от класса точности подшипника*.

Кольца подшипников из-за недостаточной жесткости воспринимают погрешности размеров, формы, взаимного расположения, шероховатость более жестких деталей – посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса, что приводит к деформации колец и искажению характера соединения колец с валом и корпусом. В результате этого радиальный зазор между телами и дорожками качения изменяется и нормальная работа подшипника качения нарушается.

При повышении класса точности подшипника качения ужесточаются требования к геометрическим параметрам посадочных поверхностей вала и корпуса под подшипники качения (прил. 1–4).

1.2. Выбор посадок подшипников качения

Выбор посадок подшипников качения на вал и в корпус зависит от вида нагружения колец подшипника, величины и характера воспринимаемых нагрузок, скорости вращения, класса точности, размеров и конструкции подшипника качения, а также других факторов.

К дополнительным факторам, которые также необходимо учитывать при выборе посадок подшипников, относятся [4]: перепад температур между валом и корпусом; монтажные и контактные деформации, влияющие на рабочий зазор в подшипнике; материал и состояние посадочных поверхностей вала и корпуса; условия монтажа.

Основным фактором при выборе посадок является вид нагружения внутреннего и наружного колец подшипника. Виды нагружения колец подшипника при радиальных нагрузках в зависимости от условий работы приведены в ГОСТ 3325-85* [5].

Различают три вида нагружения колец подшипников: *местное, циркуляционное и колебательное.*

Местное нагружение кольца (М) – вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка F_r (например, натяжение приводного ремня, сила тяжести конструкции) постоянно воспринимается одним и тем же ограниченным участком дорожки качения этого кольца (в пределах зоны нагружения) и передается соответствующему участку посадочной поверхности вала или корпуса. Под радиальной нагрузкой следует понимать равнодействующую всех радиальных сил, воздействующую на подшипник или тела качения [5].

Такое нагружение возникает, когда кольцо не вращается относительно действующей нагрузки (рис. 2, а) или кольцо и нагрузка участвуют в совместном вращении (рис. 2, д, е).

Циркуляционное нагружение кольца (Ц) – вид нагружения, при котором действующая на подшипник результирующая радиальная нагрузка F_r воспринимается и передается телами качения в процессе вращения дорожке качения последовательно по всей ее длине, а следовательно, и всей посадочной поверхности вала или корпуса.

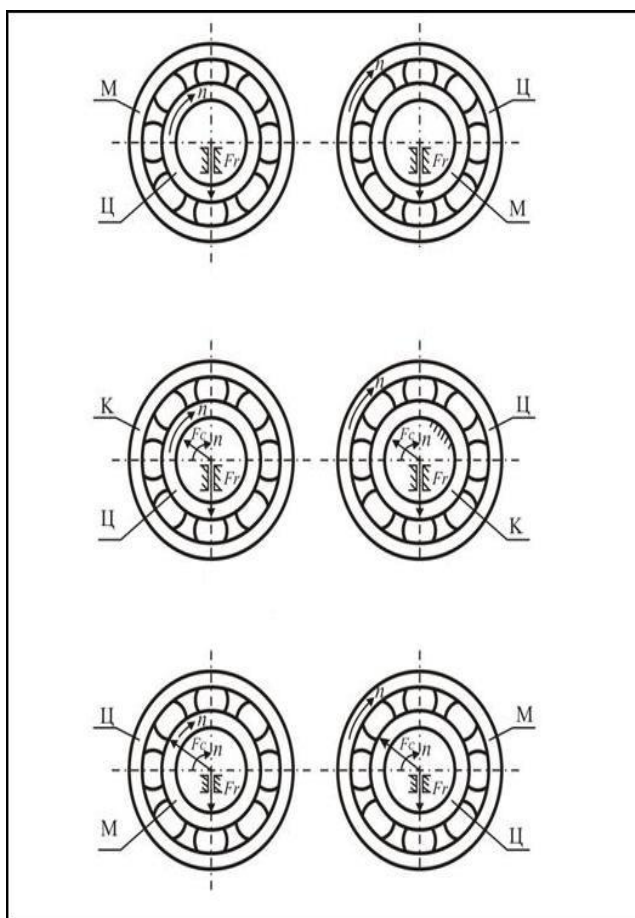


Рис. 2. Виды нагружения колец подшипников качения:

а – местное нагружение наружного кольца;

б – циркуляционное нагружение наружного кольца;

в – колебательное нагружение наружного кольца, циркуляционное нагружение внутреннего кольца; г – колебательное нагружение внутреннего кольца, циркуляционное нагружение наружного кольца;

д – местное нагружение внутреннего кольца, циркуляционное нагружение наружного кольца;

е – циркуляционное нагружение внутреннего кольца, местное нагружение наружного кольца; F_r – радиальная нагрузка; F_c – вращающаяся радиальная нагрузка; n – частота вращения подшипника

Такое нагружение происходит, когда кольцо вращается относительно постоянной по направлению радиальной нагрузки F_r с частотой вращения n (рис. 2, б) или когда нагрузка вращается относительно неподвижного кольца (см. рис. 2, д, е).

Колебательное нагружение кольца (К) – вид нагружения, при котором действующая на подшипник нагрузка F_{r+c} является равнодействующей двух сил – постоянной F_r по направлению и вращающейся F_c (причем $|F_r| > |F_c|$) (рис. 2, в, г).

Равнодействующая сила F_{r+c} совершает периодическое колебательное движение, симметричное относительно направления F_r , причем она периодически воспринимается последовательно через тела качения зоной нагружения кольца и передается соответствующим ограниченным участкам посадочной поверхности вала или корпуса.

Если $|F_r| < |F_c|$, то нагружение колец может быть местным или циркуляционным в зависимости от схемы приложения вращающихся сил. Кольца, которые остаются неподвижными, будут воспринимать циркуляционное нагружение, а кольца, вращающиеся вместе с нагрузкой F_c – местное нагружение (см. рис. 2, д, е).

После определения вида нагружения колец подшипников необходимо принять решение о характере посадок присоединяемых поверхностей колец подшипников с соединительными поверхностями изделия.

Для гарантированной замены трения скольжения на трение качения надо иметь неподвижные посадки соединительных поверхностей колец с соответствующими поверхностями изделия, но тогда из-за недостаточной жёсткости колец подшипников может произойти заклинивание тел качения. Чтобы этого не происходило, необходимо выяснить, какие виды нагружения колец требуют обязательных зазоров.

Кольца, испытывающие циркуляционное нагружение, обязательно должны иметь посадки с гарантированным натягом, исключающим возможность относительных смещений или проскальзывания, так как при появлении зазора в сопряжении будет происходить процесс раскатки колец с разрушительными последствиями.

Для колец, испытывающих местное нагружение, без снижения качества подшипников можно допустить использование посадок с не-большим средневероятным зазором, наличие которого необязательно приведёт к

взаимному смещению, нарушающему неподвижность со-единения кольца с валом или корпусом.

Только при малых нагрузках и большой частоте вращения под воздействием отдельных толчков, сотрясения и других факторов может происходить такое смещение (кольцо будет периодически про-ворачиваться), что в определённой мере может быть полезным, обеспечивая равномерный износ сопрягаемых поверхностей колец и их долговечность.

Что касается значений допустимых зазоров и натягов соответственно для сопряжений колец, испытывающих местное или циркуляционное нагружение, то они зависят от нагрузки на подшипник и частоты его вращения.

Суменьшением частоты вращения и увеличением нагрузки на подшипник зазор при местном нагружении может быть увеличен, и, наоборот, с увеличением частоты вращения и уменьшением нагрузки зазор следует уменьшать. Для колец, испытывающих циркуляционное нагружение, натяг в сопряжении должен увеличиваться вместе с возрастанием нагрузки на подшипник и уменьшением его скорости вращения.

Рекомендуемые посадки для подшипников качения и примеры их применения приведены в ГОСТ 3325-85*[5].

1.3. Расчет интенсивности нагрузки подшипников качения

Основой выбора посадок подшипников качения свалом и отверстием корпуса является расчет интенсивности нагрузки в зависимости от вида нагружения колец [2, 3, 5].

При циркуляционном нагружении кольца выбор посадки производится в зависимости от посадочного размера, класса точности подшипника и интенсивности нагрузки P_r (прил. 9, 10).

Интенсивность нагрузки определяется по формуле [2, 3]

$$P_r = \frac{F_r}{b} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = \frac{12000}{1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 857 \text{ Н/м},$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник, кН;

b – ширина посадочной поверхности кольца подшипника (за вычетом номинального размера фаски r), м, т.е. $b - 2r$;

k_1 – динамический коэффициент посадки, учитывающий характер нагрузки (прил. 6);

k_2 – коэффициент, учитывающий ослабление посадочного натяга, при полом вале или тонкостенном корпусе (прил. 7);

k_3 – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения радиальной нагрузки F_r между рядами роликов в двухрядных конических роликоподшипниках или между сдвоенными шарикоподшипниками при наличии осевой нагрузки F_a на опору (прил. 8).

При местном нагружении кольца выбор посадки производится в зависимости от посадочного размера, конструкции корпуса (разъемный, неразъемный), характера нагрузок и класса точности подшипника (прил. 11).

2. ПРИМЕР РАСЧЕТА ПОСАДОК ДЛЯ ШАРИКОВОГО РАДИАЛЬНОГО ПОДШИПНИКА КАЧЕНИЯ

Исходные данные. Условия работы однорядного шарикового радиального подшипника с условным обозначением 208 (размеры $d = 40$ мм, $D = 80$ мм, $B = 18$ мм, $r = 2$ мм), нормального класса точности,

следующие: вращается вал, вал сплошной; радиальная нагрузка на опору $F_r = 12$ кН; нагрузка умеренная, перегрузка до 150%; осевая нагрузка F_a незначительная; корпус неразъемный.

Требуется:

- определить виды нагружения колец подшипника качения;
- выбрать посадки внутреннего кольца с валом и наружного кольца с отверстием корпуса;
- определить предельные отклонения для сопрягаемых поверхностей колец, вала и отверстия корпуса;
- изобразить схемы полей допусков для выбранных посадок и рассчитать характеристики посадок;
- определить требования к шероховатости, допуски формы и расположения посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса;
- указать выбранные посадки подшипников качения с посадочными поверхностями вала и отверстия корпуса на сборочном чертеже;
- указать поля допусков на присоединительные диаметры, требования к точности формы, расположения и шероховатости посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса на их рабочих чертежах.

Решение.

1. Определяем вид нагружения колец подшипника:

при вращающемся вале и постоянно действующей нагрузке F_r внутреннее кольцо испытывает циркуляционное нагружение, а наружное кольцо – местное нагружение.

2. Выбираем посадки для подшипника качения с валом и отверстием корпуса, строим схемы полей допусков для выбранных посадок и рассчитываем их характеристики.

2.1. *Посадка внутреннего кольца с валом*

• При циркуляционном нагружении внутреннего кольца рассчитываем интенсивность нагрузки P_r по формуле

$$P_r = \frac{F_r}{b} \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 = \frac{12000}{14} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 857 \text{ Н/мм},$$

где коэффициенты: $k_1 = 1$ – нагрузка умеренная, перегрузка до 150% (прил. 6); $k_2 = 1$ – вал сплошной (прил. 7); $k_3 = 1$ – подшипник однорядный, осевая нагрузка незначительная (прил. 8); $b = B - 2r = 18 - 4 = 14$ мм (где $B = 18$ мм, $r = 2$ мм); F_r – радиальная нагрузка на опору, $F_r = 12000$ Н.

Для сопряжения вала Ø40 с внутренним кольцом, испытывающим циркуляционное нагружение, с нормальным классом точности подшипника и

интенсивностью нагрузки $P_r = 857$ Н/м, выбираем поле до-пуска вала $k6$ (прил. 9) Посадка $\varnothing 40 L0/k6$ – посадка с натягом.

- Определяем предельные отклонения среднего диаметра d_m от-верстия внутреннего кольца подшипника качения нормального класса точности по ГОСТ 520-2011 [4] (прил. 5) и рассчитываем предельные размеры:

верхнее отклонение $ES_{dm} = 0$; нижнее отклонение $EI_{dm} = -0,012$ мм. $d_{mmax} = d_m + ES_{dm} = 40,0 + 0 = 40,0$ мм;

$d_{min} = d_m + EI_{dm} = 40,0 + (-0,012) = 39,988$ мм.

- Определяем предельные отклонения для вала $\varnothing 40k6$ по ГОСТ

25346-89(прил.12,13)и рассчитываем предельные размеры: верхнее отклонение $es = +0,018$ мм;

нижнее отклонение $ei = +0,002$ мм;

$d_{max} = d + es = 40,0 + (+0,018) = 40,018$ мм;

$d_{min} = d + ei = 40,0 + (+0,002) = 40,002$ мм.

- Строим схему полей допусков для выбранной посадки

•

+0,018

+0,002

Рассчитываем характеристики посадки с натягом $\varnothing 40 L0/k6$: Наибольший натяг $N_{max} = d_{max} - d_{min} = 40,018 - 39,988 = 0,030$ мм. Наименьший натяг $N_{min} = d_{min} - d_{mmax} = 40,002 - 40,0 = 0,002$ мм. Средний натяг $N_m = (N_{max} + N_{min})/2 = (0,030 + 0,002)/2 = 0,016$ мм. Допуск натяга $T_N = N_{max} - N_{min} = 0,030 - 0,002 = 0,028$ мм.

2.2. Посадка наружного кольца с корпусом

- При местном нагружении наружного кольца подшипника нор-мального класса точности, при неразъемном корпусе, учитывая, что нагрузка умеренная и перегрузка до 150%, для диаметра отверстия корпуса $D = 80$ мм выбираем поле допуска $H7$ (прил.11)Посадка $\varnothing 80 H7/l0$ – посадка с зазором.

- Определяем предельные отклонения среднего диаметра D_m наружного диаметра наружного кольца подшипника качения нормального класса точности по ГОСТ 520-2011 [4] (см. прил. 5) и рассчитываем предельные размеры:

верхнее отклонение $es_{Dm} = 0$; нижнее отклонение $ei_{Dm} = -0,013$ мм;

- Определяем предельные отклонения для отверстия $\varnothing 80 H7$ корпуса по ГОСТ 25346-89 (прил. 12, 14) и рассчитываем предельные размеры:

верхнее отклонение $ES = +0,030$ мм; нижнее отклонение $EI = 0$.

- Строим схему полей допусков для выбранной посадки (рис. 4).

Рис. 4. Схема полей допусков сопряжения отверстия корпуса

и наружного кольца подшипника качения нормального класса точности

Рассчитываем характеристики посадки с зазором $\varnothing 80 H7/l0$: Наименьший зазор $S_{min} = D_{min} - D_{mmax} = 80 - 80 = 0$ мм. Наибольший зазор $S_{max} = D_{max} - D_{min} = 80,03 - 79,987 = 0,043$ мм. Средний зазор $S_m = (S_{max} + S_{min})/2 = (0,043 + 0)/2 = 0,0215$ мм. Допуск зазора $T_S = S_{max} - S_{min} = 0,043 - 0 = 0,043$ мм.

3. Определяем требования к шероховатости, допуски формы и расположения посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса под подшипник качения нормального класса точности

3.1. Для вала:

- параметр шероховатости $R_a = 1,25$ мкм для посадочной поверхности вала $d = 40$ мм (прил. 2);
- параметр шероховатости $R_a = 2,5$ мкм для торцов заплечиков вала $d = 40$ мм (см. прил. 2);
- допуск круглости $TFK = 0,004$ мм для посадочной поверхности вала $d = 40$ мм (прил. 3);
- допуск профиля продольного сечения $TFP = 0,004$ мм для посадочной поверхности вала $d = 40$ мм (см. прил. 3);
- допуск торцового биения $TCA = 0,025$ мм для заплечиков вала $d = 40$ мм (прил. 4).

3.2. Для отверстия корпуса:

- параметр шероховатости $R_a = 1,25$ мкм для посадочной поверхности отверстия $D = 80$ мм (см. прил. 2);
- параметр шероховатости $R_a = 2,5$ мкм для торцов заплечиков отверстия $D = 80$ мм (см. прил. 2);
- допуск круглости $TFK = 0,0075$ мм для посадочной поверхности отверстия $D = 80$ мм (см. прил. 3);
- допуск профиля продольного сечения $TFP = 0,0075$ мм для посадочной поверхности отверстия $D = 80$ мм (см. прил. 3);
- допуск торцового биения $TCA = 0,046$ мм для заплечиков отверстия $D = 80$ мм (см. прил. 4).

4. Указываем:

- обозначение посадок подшипника качения с валом и отверстием корпуса (рис. 5, а);
- обозначение полей допусков и значения предельных отклонений диаметров, допуски формы и расположения, требования к шероховатости посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса под подшипник качения (рис. 5, б).

•

Задание:

Ответить на контрольные вопросы:

1. Как нормируется точность подшипников качения?
2. Какие классы точности установлены для подшипников качения?
3. Какие факторы влияют на выбор посадок подшипников качения?
4. Какие виды нагружения различают для колец подшипников качения?
5. Как местное, циркуляционное и колебательное нагружения колец влияют на характер посадок в подшипниковом узле?
6. От чего зависят требования к точности геометрических параметров посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса под подшипники качения?

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА №18.

Тема: Подбор и расчет подшипников качения.

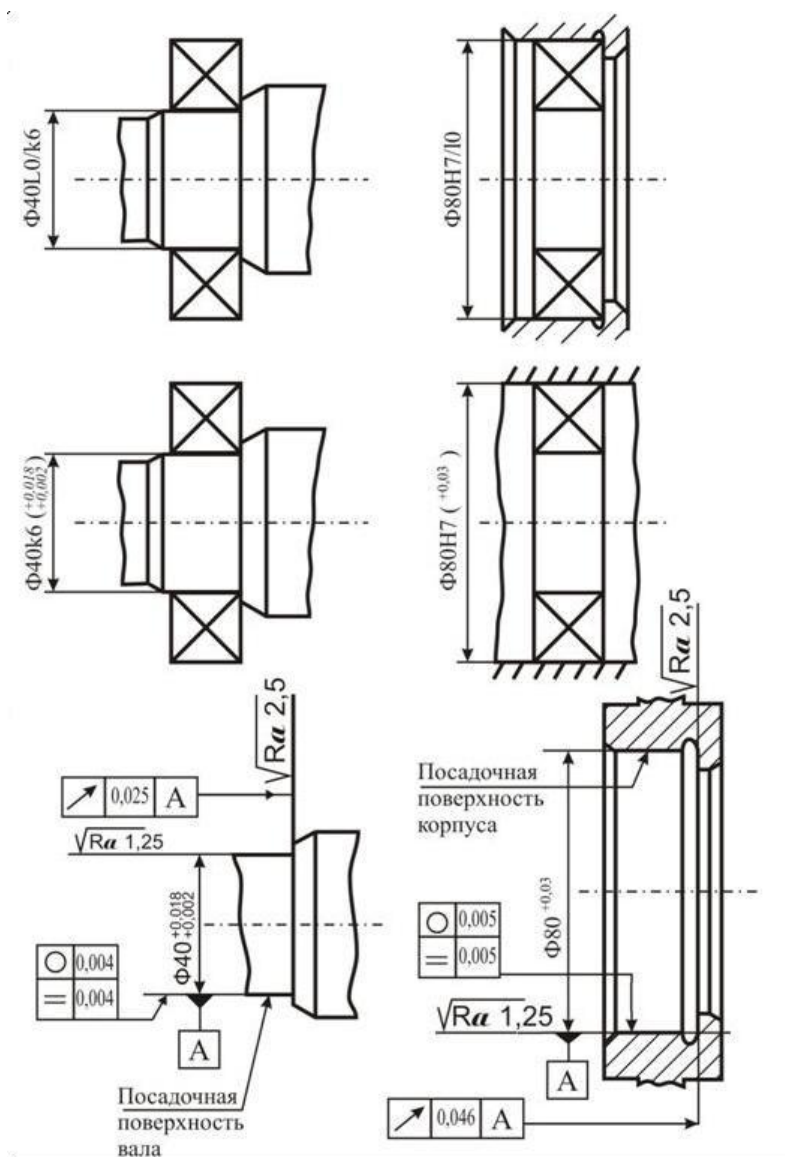
Цель работы: приобретение студентом практических навыков проведения расчета посадок при конструировании подшипникового узла на примере шарикового радиального подшипника качения.

Оборудование: подшипник качения.

Справочный материал:

Содержание работы:

3.1. Пользуясь данными методических указаний, ознакомиться с основными положениями по выбору посадок для подшипников качения.



а

Рис. 5. Обозначение посадок подшипника качения на сборочном чертеж(а)

и требования к геометрическим параметрам посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса под подшипник качения на рабочих чертежах (б)

4.2. Для заданного варианта задания (прил. 15):

- 1) определить виды нагружения колец подшипника
- 2) выбрать посадки для наружного и внутреннего колец подшипника с валом и отверстием корпуса, определить предельные отклонения сопрягаемых поверхностей для выбранных посадок, построить для них схемы полей допусков и рассчитать характеристики выбранных посадок;
- 3) определить требования к шероховатости, допуски формы и расположения посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса под подшипник качения;
- 4) указать обозначение выбранных посадок подшипникового узла на сборочном чертеже и требования к геометрическим параметрам посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса под подшипники качения на рабочих чертежах.

Задание:

1. Определить виды нагружения колец подшипника.
2. Выбрать посадки для подшипника качения с валом и отверстием корпуса (прил. 9–11).
3. Определить предельные отклонения и предельные размеры посадочных поверхностей колец по средним диаметрам для заданного подшипника качения по ГОСТ 520-2011[4] (см. прил. 5).
4. Определить предельные отклонения и предельные размеры посадочных мест вала и отверстия корпуса по ГОСТ 25346-89 [8] (прил. 12–14).
5. Построить схемы полей допусков для выбранных посадок подшипника качения с валом и отверстием корпуса и рассчитать характеристики посадок.
6. Определить требования к шероховатости, допуски круглости, профиля продольного сечения для посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса, допуск торцового биения заплечиков вала и отверстия корпуса, и указать их на рабочих чертежах вала и отверстия корпуса (см. прил. 2–4).
7. Указать обозначение посадок подшипникового узла на сборочном чертеже и требования к геометрическим параметрам посадочных поверхностей вала и отверстия корпуса под подшипник качения.

Информационное обеспечение обучения

Основные учебные издания

1. Сербин, Е.П. Техническая механика : учебник / Сербин Е.П. — Москва : КноРус, 2021. — 399 с. — ISBN 978-5-406-08665-0. — URL: <https://book.ru/book/940473> — Текст : электронный.
2. Бабичева, И.В. Техническая механика : учебное пособие / Бабичева И.В. — Москва : Русайнс, 2021. — 101 с. — ISBN 978-5-4365-5348-1. — URL: <https://book.ru/book/93704> — Текст : электронный.
3. Черноброва, О.Г. Техническая механика : учебник / Черноброва О.Г. — Москва : КноРус, 2021. — 217 с. — ISBN 978-5-406-06249-4. — URL: <https://book.ru/book/939564> — Текст : электронный.