

Министерство образования и науки Челябинской области
Государственное бюджетное профессиональное образовательное учреждение
«Южно-Уральский государственный технический колледж»

Методические рекомендации к выполнению
лабораторных и практических работ
по учебной дисциплине
«Техническая механика»

для специальности 15.02.01

Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования
(по отраслям)
(базовая подготовка)

Челябинск 2019г.

Методические рекомендации составлены в соответствии с программой учебной дисциплины «Техническая механика» для специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям)

ОДОБРЕНО
Предметной (цикловой) комиссией «Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования»
протокол № _____
от «__» _____ 201__ г.
Председатель ПЦК

Н.В. Озорнина

УТВЕРЖДАЮ
Заместитель директора
по НМР

_____ Т.Ю Крашакова
«__» _____ 201__ г.

Автор – Шичкина Г.Н. преподаватель ГБПОУ «ЮУрГТК»

Акт согласования

методических рекомендаций по выполнению лабораторных
и практических работ по дисциплине «Техническая механика»
для студентов специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация
промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка),
разработанных преподавателем
ГБПОУ «ЮУрГТК» Шичкиной Г.Н.

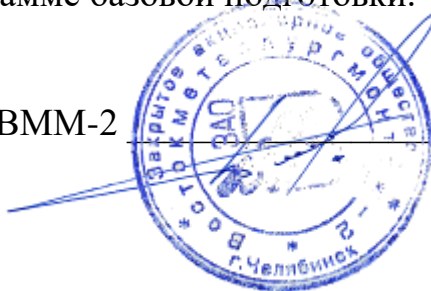
Представленные методические рекомендации разработаны на основании программы учебной дисциплины «Техническая механика», составленной в соответствии с Федеральным Государственным образовательным стандартом среднего профессионального образования по специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) (базовая подготовка).

Рассматриваемые методические рекомендации предусматривают выполнение 4-х лабораторных(8часов) и 11-ти практических работ (24часа).

Тематика лабораторных и практических работ охватывает все разделы дисциплины, обеспечивает формирование умений, знаний по дисциплине (элементов компетенций выпускника), определяемые ФГОС по данной специальности. Содержание лабораторных и практических работ обеспечивает выполнение заданий второго и третьего уровней усвоения.

Методические рекомендации соответствуют уровню подготовки выпускника среднего профессионального образования, определяемые ФГОС и могут быть рекомендованы для использования в образовательном процессе по специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) по программе базовой подготовки.

Технический директор ЗАО ВММ-2



Р.Г.Девальд

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Методические рекомендации по выполнению лабораторных и практических работ предназначены для студентов специальности 15.02.01 Монтаж и техническая эксплуатация промышленного оборудования (по отраслям) базовой подготовки.

Лабораторные и практические работы являются важным элементом изучения дисциплины. В результате выполнения лабораторных и практических работ студенты систематизируют и закрепляют теоретический материал, формируют элементы общих и профессиональных компетенций.

Программой учебной дисциплины предусмотрено выполнение лабораторных и практических работ в объеме 32 часов, в том числе: 4-х лабораторных (8 часов) и 11 практических работ (24 часа), направленных на формирование:

элементов следующих компетенций:

1.3. Цели и задачи дисциплины – требования к результатам освоения дисциплины:

Общие и профессиональные компетенции, элементы которых формируются в ходе изучения дисциплины:

ОК 1 Понимать сущность и социальную значимость своей будущей профессии, проявлять к ней устойчивый интерес.

ОК 2. Организовывать собственную деятельность, выбирать типовые методы и способы выполнения профессиональных задач, оценивать их эффективность и качество.

ОК 3. Принимать решения в стандартных и нестандартных ситуациях и нести за них ответственность.

ОК 4. Осуществлять поиск и использование информации, необходимой для эффективного выполнения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК 5. Использовать информационно-коммуникационные технологии в профессиональной деятельности.

ОК 6. Работать в коллективе и команде, эффективно общаться с коллегами, руководством, потребителями

ОК7. Брать на себя ответственность за работу членов команды (подчиненных), результат выполнения заданий.

ПК 1.1.Руководить работами, связанными с применением грузоподъемных механизмов при монтаже и ремонте промышленного оборудования.

ПК 1.2. Проводить контроль работ по монтажу и ремонту промышленного оборудования с использованием контрольно-измерительных приборов.

ПК 1.3. Участвовать в пусконаладочных работах и испытаниях промышленного оборудования после ремонта и монтажа.

ПК 1.4. Выбирать методы восстановления деталей и участвовать в процессе их восстановления.

ПК 1.5. Составлять документацию для проведения работ по монтажу и ремонту промышленного оборудования.

Пк 2.1. Выбирать эксплуатационно- смазочные материалы при обслуживании оборудования.

ПК 2.2. Выбирать методы регулировки и наладки промышленного оборудования.

в зависимости от внешних факторов.

ПК 2.3. Участвовать в работах по устранению недостатков, выявленных в процессе эксплуатации промышленного оборудования.

ПК 2.4.Составлять документацию для проведения работ по эксплуатации промышленного оборудования.

ПК 3.1.Участвовать в планировании работы структурного подразделения.

ПК 3.2. Участвовать в организации работы структурного подразделения.

ПК 3.3. Участвовать в руководстве работы структурного подразделения.

ПК 3.4. Участвовать в анализе процесса и результатов работы подразделения, оценке экономической эффективности производственной деятельности.

*В результате освоения дисциплины обучающийся должен **уметь**:*

- производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц;
- читать кинематические схемы;
- определять напряжения в конструктивных элементах.

*В результате освоения дисциплины обучающийся 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.

Все лабораторные и практические работы содержат наименование, цель, перечень элементов формируемых умений, знаний, краткий теоретический материал, ход выполнения работы, форму отчета, контрольные вопросы (с целью выявления и устранения недочетов в освоении материала).

В практических работах приведены варианты индивидуальных заданий. Для получения дополнительной информации по вопросам учебной дисциплины приведен список литературы.

В данных методических рекомендациях приведены работы, содержание которых предусматривает выполнение заданий второго и третьего уровней усвоения.

Отчеты студентов по лабораторным и практическим работам выполняются на листах формата А4 в соответствии с формами отчетов, приведенными в методических рекомендациях.

Перечень лабораторных и практических работ

№ темы	Тема лабораторной работы	Тема практической работы	Кол. часов
1.2		Определение величины и направления равнодействующей плоской системы сходящихся сил	2
1.4		Определение реакций опор консольных и 2-х опорных балок	2
1.6	Определение центра тяжести плоского составного сечения		2
2.2	Испытание на растяжение образца из малоуглеродистой стали		2
	Испытание на сжатие образцов из пластичных и хрупких материалов		2
		Расчет на прочность при растяжении, сжатии.	2
2.5		Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов	2
		Расчет на прочность пластичных балок	2
2.7	Испытание на продольный изгиб		2
3.2		Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчет привода.	2
3.4		Расчет геометрических размеров зубчатых колес по их замерам	2
		Расчет зубчатой передачи на прочность	2
3.7		Расчет ременной передачи	2
3.8		Расчет цепной передачи	2
3.12		Расчет подшипников качения на долговечность	4
		всего	32

Практическая работа №1 .

Определение величины и направления равнодействующей плоской системы сходящихся сил.

Цель: освоение методики определения равнодействующей силы системы сходящихся сил

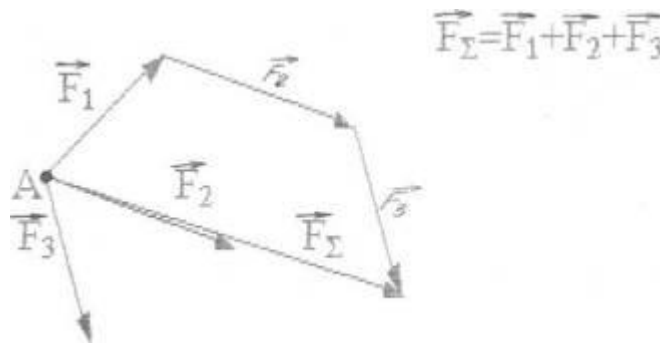
Умения: – определять напряжения в конструктивных элементах (определять проекции сил на ось)

Знания: - основы технической механики(равнодействующая сила, векторная сумма сил, формулы для определения проекции силы на ось).

Теоретический материал

Система сил, линии действия которых лежат в одной плоскости и пересекаются в одной точке, называется плоской системой сходящихся сил. Задачу определения равнодействующей плоской системы сходящихся сил можно решать двумя способами: графическим и аналитическим.

При *графическом* методе с помощью линейки, треугольника, циркуля и транспортира строят многоугольник сил. Для системы сил вектор равнодействующей силы можно определить, построив силовой многоугольник, который получается путем добавления каждого последующего вектора к концу предыдущего. При этом вектор равнодействующей силы имеет начало в начале первой силы и конец - в конце последней силы. Последовательность сложения векторов сил не влияет на окончательный результат. Модуль равнодействующей силы определяется измерением замыкающей стороны построенного многоугольника с учетом выбранного масштаба построения.



Помимо графического метода равнодействующую силу находят аналитическим методом (методом проекций). В основе данного метода лежит определение проекции векторов сил на оси X, Y.

Величина проекции силы на ось определяется произведением модуля силы на косинус острого угла между вектором силы и соответствующей осью:

$$F_x = F \cdot \cos \alpha, \quad F_y = F \cdot \cos \beta$$

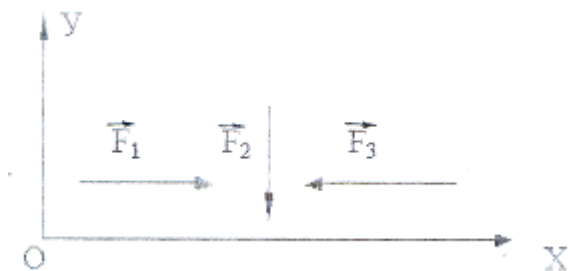
где α - острый угол между вектором силы F и осью X,

β – острый угол между вектором силы F и осью Y,

Условное правило знаков: проекция положительна, если направление вектора силы совпадает с положительным направлением оси; проекция отрицательна, если направление вектора силы противоположно положительному направлению оси.

При этом следует выделить следующие частные случаи:

1. если сила параллельна оси, то ее проекция на эту ось равна величине вектора силы;
2. если сила перпендикулярна оси, то ее проекция на эту ось равна нулю, так, например:



$$F_{1X} = F_1; \quad F_{2X} = 0; \quad F_{3X} = -F_3$$

$$F_{1Y} = F_{3Y} = 0; \quad F_{2Y} = -F_2$$

Определив проекции сил, образующих систему, на оси прямоугольной системы координат, можно найти величину и направление равнодействующей силы:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{\sum F_{ix}^2 + F_{iy}^2},$$

ГДЕ $\sum F_{ix}$ - Сумма проекций всех сил на ось X,

$\sum F_{iy}$ - Сумма проекций всех сил на ось Y.

Направление вектора равнодействующей силы:

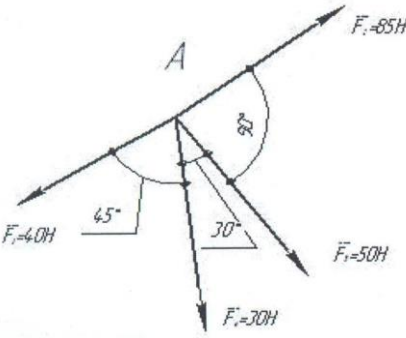
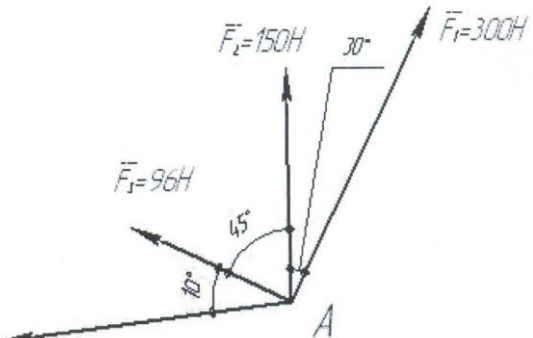
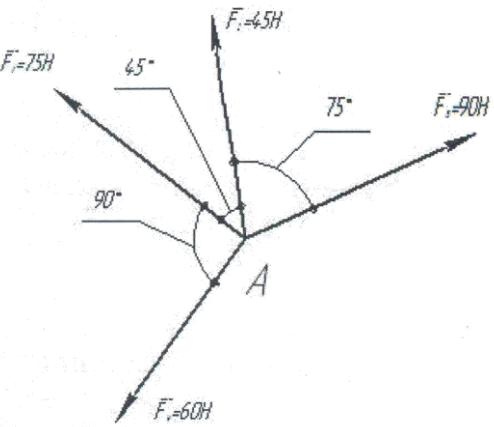
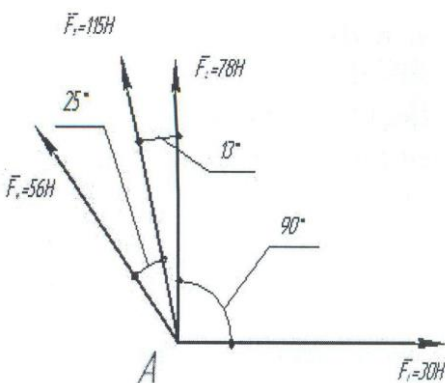
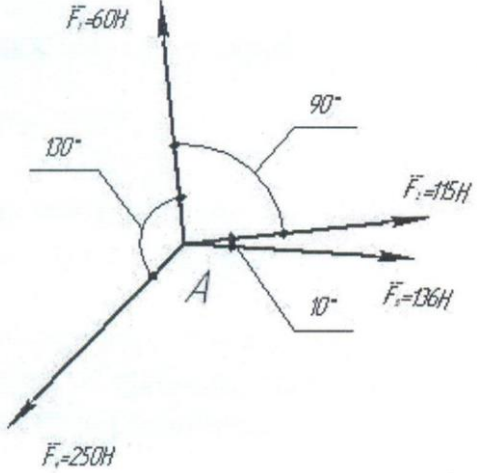
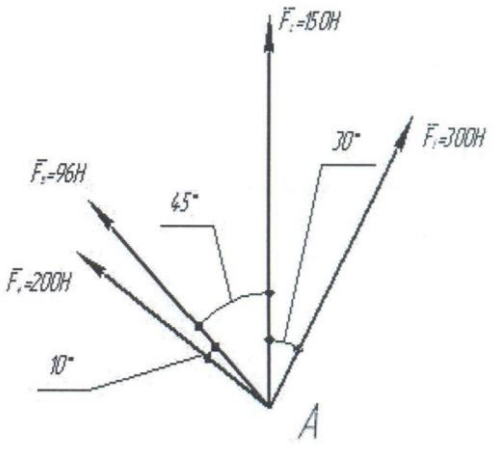
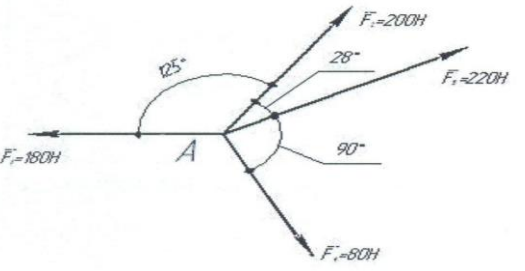
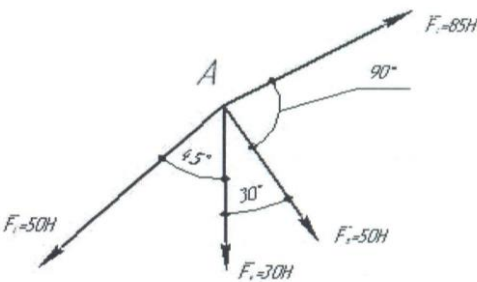
$$\alpha = \arcsin \sum F_{iy} / F_{\Sigma} .$$

Задание к практической работе:

Определить вектор равнодействующей силы графическим и аналитическим методами. Результаты проанализировать.

1		2	
3		4	
5		6	

7		8	
9		10	
11		12	
13		14	

15		16	
17		18	
19		20	
21		22	

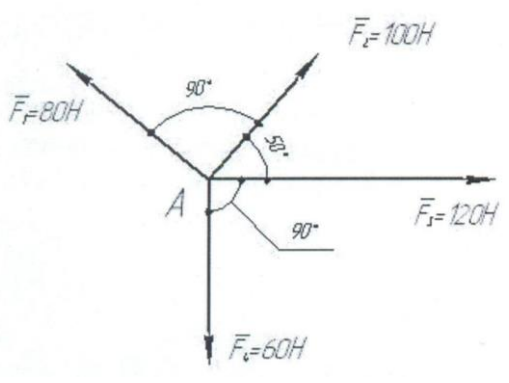
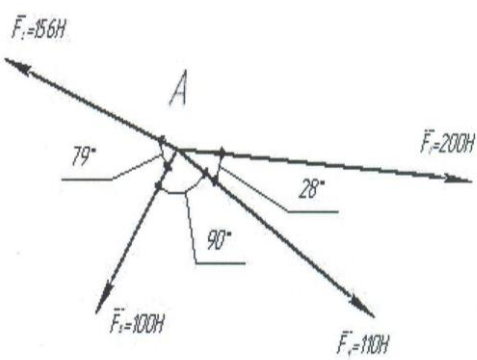
23	
24	

Рисунок 1. Варианты схем к практической работе №1

Ход выполнения работы

1 Графический метод (метод силового многоугольника)

- 1.1 Выбрать масштаб построения.
- 1.2 Построить для заданной системы сил силовой многоугольник.
- 1.3. Измерить длину вектора равнодействующей и в соответствии с выбранным масштабом вычислить ее модуль.

2. Аналитический метод

- 2.1. Выбрать положение системы координат ХОУ и вычертить в этой системе заданную систему сходящихся сил, поместив точку приложения сил в начале координат.
- 2.2. Определить проекцию равнодействующей силы на ось Х;

$$\sum F_{ix} = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x} + F_{5x} \dots$$

- 2.3. Определить проекцию равнодействующей силы на ось Y:

$$\sum F_{iy} = F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y} + F_{5y} \dots$$

- 2.4. Определить величину вектора равнодействующей силы:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{\sum F_{ix}^2 + \sum F_{iy}^2}$$

- 2.5. Определить направление вектора равнодействующей силы:

$$\alpha = \arcsin \sum F_{iy} / F_{\Sigma}$$

3. Определить погрешность метода силового многоугольника

$$\Delta F_{\Sigma} = \frac{F_{\Sigma}^{an} - F_{\Sigma}^{ep}}{F_{\Sigma}^{an}} \cdot 100\%$$

4. Сформулировать вывод по работе.

5. Ответить на контрольные вопросы

Контрольные вопросы:

1.Изобразите силовой многоугольник для уравновешенной плоской сходящейся системы 4-х сил.

2.Запишите формулы для определения проекции силы на ось.

3. При каком условии проекция силы на ось будет равна нулю?

4. Сформулируйте условное правило знаков проекции силы на ось.

5.Приведите алгоритм аналитического определение проекции равнодействующей силы на оси прямоугольной системы координат.

Структура отчета по практической работе.

1 Номер и название практической работы

2 Цель

3.Задание к практической работе

4 Схема заданной системы сил с указанием их модулей в соответствии с вариантом.

5.Определение величины и направления равнодействующей силы графическим методом.

6. Определение величины и направления равнодействующей силы аналитическим методом.

7. Анализ полученных результатов.

8. Вывод по работе.

9.Ответы на контрольные вопросы.

Практическая работа №2

Определение реакций опор консольной и двух опорной балок.

Цель: Формирование умений расчета реакций опор 2-х опорной и консольной балок.

Умения: производить расчеты простейших сборочных единиц (определение нагрузок в опорах балочных систем)

Знания: основы технической механики (уравнения равновесия статики для плоской произвольной системы сил, формулы для определения проекции силы на ось и момента силы относительно точки)

Теоретический материал

Балка- деталь, выполненная в виде прямолинейного бруса с одной опорой (жесткая заделка, рис.1в) или двумя шарнирными опорами: шарнирно подвижной (рис.1б), и шарнирно неподвижной(рис1а).

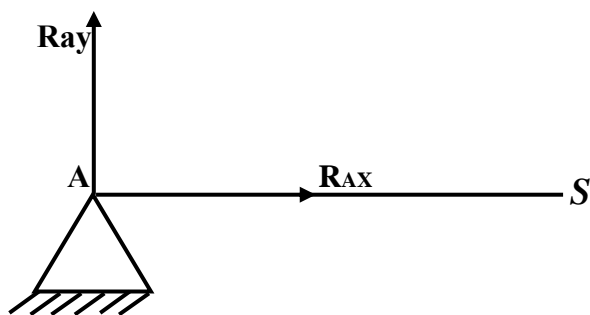


Рисунок 1а. Шарнирно-неподвижная опора

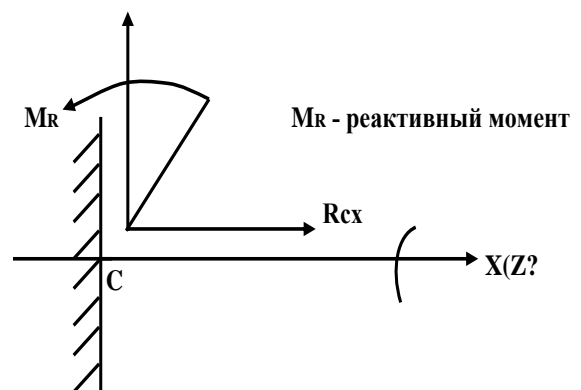


Рисунок 1в. Жесткая заделка

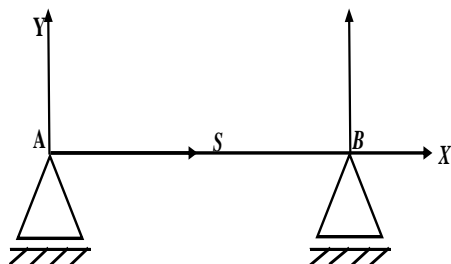


Рисунок 1б. Шарнирно-подвижная опора

Внешние силы (нагрузки), действующие на балку (рис.3):

- а) F - сосредоточенная сила, приложенная в (·) D (рис. 3);
- б) m - сосредоточенный момент пары сил в (·) C (рис.3) ;
- в) равномерно распределенная нагрузка, интенсивностью q на участке CB; при решении задач эту нагрузку заменяют равнодействующей F_q , имеющей направление нагрузки, приложенной посередине длины действия нагрузки(рис2).

$$F_q = q \cdot \ell$$

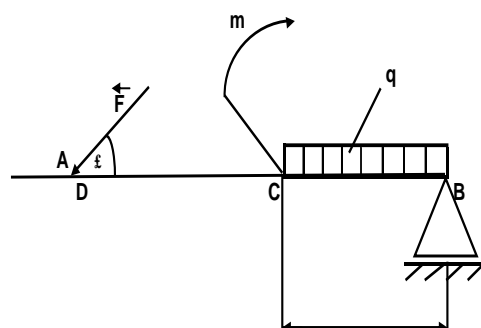
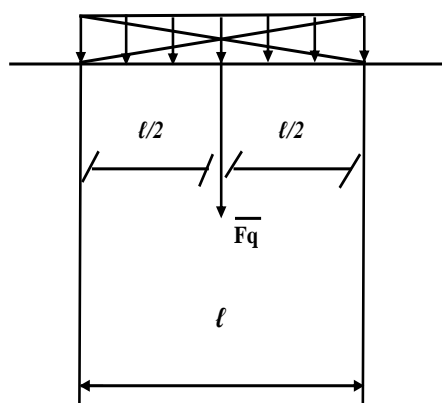


Рисунок 2. Равномерно распределенная нагрузка.

Рисунок 3. Нагрузка, действующая на балку

Силу F , приложенную под углом к оси балки, при решении задач необходимо разложить на 2 взаимно перпендикулярные составляющие:

$$F_x = F \cdot \cos \alpha; \quad F_y = F \cdot \cos \beta \text{ (рис.4)}$$

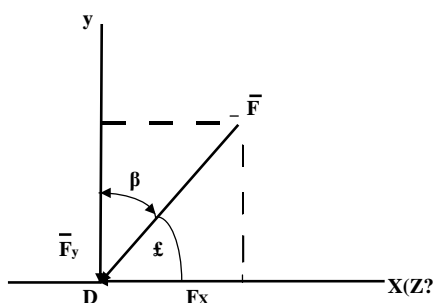


Рисунок 4. Разложение силы на составляющие

В задачах, предложенных в данной практической работе, на балку действует плоская произвольно расположенная система сил (активных и реактивных). Для определения реакций опор необходимо составить уравнения равновесия.

Три формы уравнений равновесия

	$\sum F_{kx}=0$	$\sum M_a(\overline{F_k})=0$	$\sum M_a(\overline{F_k})=0$
1 форма	$\sum F_{ky}=0$	2 форма	$\sum M_B(\overline{F_k})=0$
	$\sum M_a(\overline{F_k})=0$	3 форма	$\sum M_B(\overline{F_k})=0$
			$\sum M_c(\overline{F_k})=0$

Для решения задач в практической работе рекомендуется 2 форма.

Для составления уравнений равновесия необходимо уметь определять проекцию силы на оси координат: $F_x = F \cdot \cos \alpha$; $F_y = F \cdot \cos \beta$

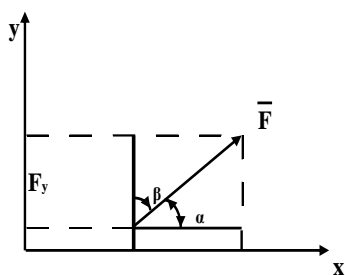


Рисунок 5. Проекция силы на ось

Проекция силы на ось равна произведению величины силы (модуля) на косинус *острого* угла между направлением силы и направлением оси.

Правило знаков:

-проекция (+), если направление силы совпадает с положительным направлением оси; проекция (-), если направление силы и оси противоположны.

Частные случаи определения проекции:

Момент силы относительно точки равен произведению величины силы на плечо:

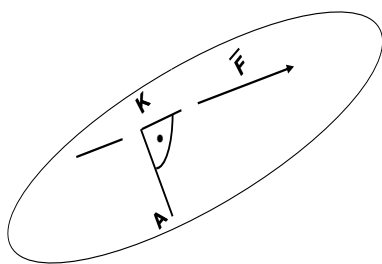
$$M_A(F) = F \cdot /AK/,$$

где АК – *плечо силы* – кратчайшее расстояние от (·) А до линии действия силы.

Правило знаков момента силы относительно точки:

момент силы (+), если F стремится повернуть тело по часовой стрелке.

момент силы (-) , если против часовой стрелки вокруг точки А.



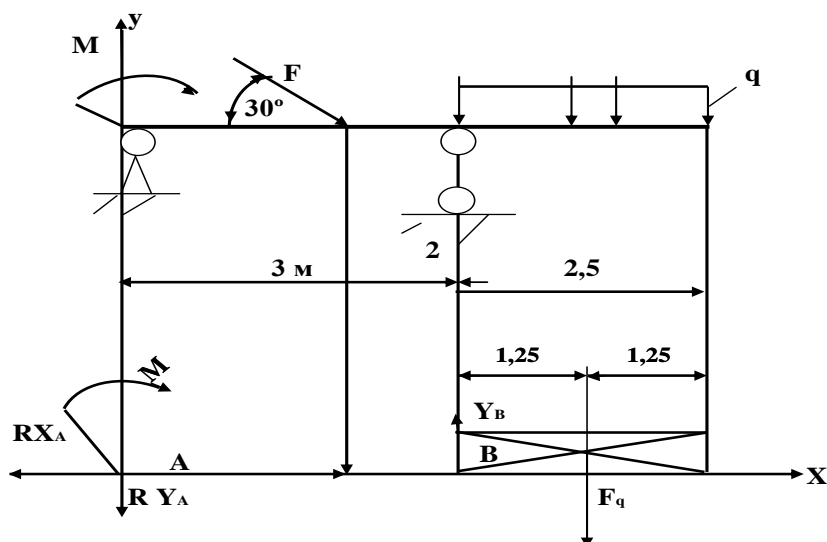
Частный случай: $M_K(F) = 0$, если линия действия силы проходит через точку К.

Рисунок 7. Вращательное действие силы F вокруг точки А.

3. Рассмотрим несколько примеров.

3.1 Пример №1.

Определить опорные реакции двух опорной балки



$$M=8\text{кН}\cdot\text{м}$$

$$F=12\text{кН}$$

$$q=6\text{кН/м}$$

Рисунок 9- Расчетная схема к примеру 2.

1. Замена равномерно-распределенной нагрузки сосредоточенной силой F_q .

$$F_q = q \cdot l = 6 \cdot 2.5 = 15 (\text{кН})$$

2. Разложение наклонной силы F на две составляющие:

$$F_x = F \cdot \cos 30^\circ = 12 \cdot 0.86 = 10.32 (\text{кН})$$

$$F_y = F \cdot \sin 30^\circ = 12 \cdot 0.5 = 6 (\text{кН})$$

3. Выбор положения прямоугольной системы координат.

4. Обозначение характерных точек.

5. Замена связи их реакциями.

6. Составление уравнений равновесия.

$$\sum F_{kx} = -R_{xa} + F_X = 0$$

$$\sum M_A = M + F_y \cdot AC - R_{ya} \cdot AB + F_q \cdot AD = 0$$

$$\sum M_B = M + R_{ya} \cdot AB - F_y \cdot CB + F_q \cdot BD = 0$$

7. Вычисление опорных реакций.

$$R_{xa} = F_X = 10,32 \text{ кН}$$

$$R_{YB} = \frac{M + F_y \cdot AC + F_q \cdot AD}{AB} = \frac{8 + 6 \cdot 3 + 15 \cdot 6,25}{5} = 23,95 \text{ кН}$$

$$R_{YA} = \frac{F_y \cdot CB - M - F_q \cdot BD}{AB} = \frac{6 \cdot 2 - 8 - 15 \cdot 1,25}{5} = -2,95 \text{ кН}$$

Если полученная реакция имеет знак (-), то следует сменить направление опорной реакции на противоположное.

8. Проверка: доказать, что $\sum F_{ky} = 0$

$$\sum F_{ky} = R_{ya} - F_y + R_{YB} - F_q = -2,95 - 6 + 23,95 - 15 = 23,95 - 23,95 = 0$$

Вывод: решение верно.

Ответ: $R_{XA} = 10,32 \text{ кН}$; $R_{YA} = 2,95 \text{ кН}$; $R_{YB} = 23,95 \text{ кН}$

3.2 Пример №2

Определить опорные реакции жестко заземленной балки.

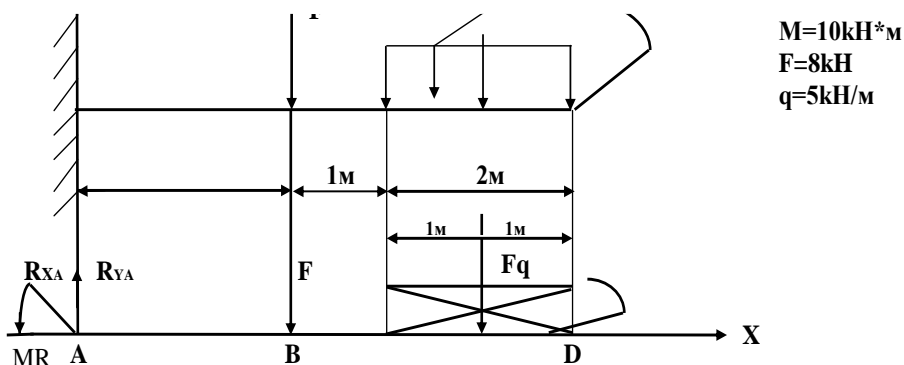


Рисунок 8- Расчетная схема к примеру 1

Требуется определить: R_{YA} , R_{YB} , M_R

1. Замена равномерно – распределенной нагрузки силой F_q

$$F_q = q \cdot \ell = 5 \cdot 2 = 10 \text{ кН}$$

2. Выбор положения прямоугольной системы координат.

3. Замена связи реакциями связей R_{YA} , R_{YB} , M_R

4. Составление уравнений равновесия.

$$\begin{aligned}\sum F_{kx} &= R_{XA} = 0 \\ \sum F_{ky} &= R_{YA} - F - Fq = 0 \\ \sum M_A &= M_R + F \cdot AB + Fq \cdot AC - M = 0\end{aligned}$$

5. Вычисление опорных реакций.

$$\begin{aligned}R_{XA} &= 0 \\ R_{YA} &= F + Fq = 8 + 10 = 18 \text{ кН} \\ M_R &= F \cdot AB + Fq \cdot AC - M = 8 \cdot 2 + 10 \cdot 4 - 10 = 46 \text{ кНм}\end{aligned}$$

6. Проверка: доказать, что $\sum M_B = 0$

$$\sum M_B = -M_R + R_{YA} \cdot AB + Fq \cdot BC - M = -46 + 18 \cdot 2 + 10 \cdot 2 - 10 = 56 - 56 = 0$$

Вывод: решение верно

Ответ: $R_{XA} = 0$; $R_{YA} = 18 \text{ кН}$; $M_R = 46 \text{ кНм}$

Задание к практической работе: Определить реакции связей балок, нагруженных плоской системой произвольно расположенных сил, приведенных на рисунке 10.

Ход выполнения работы

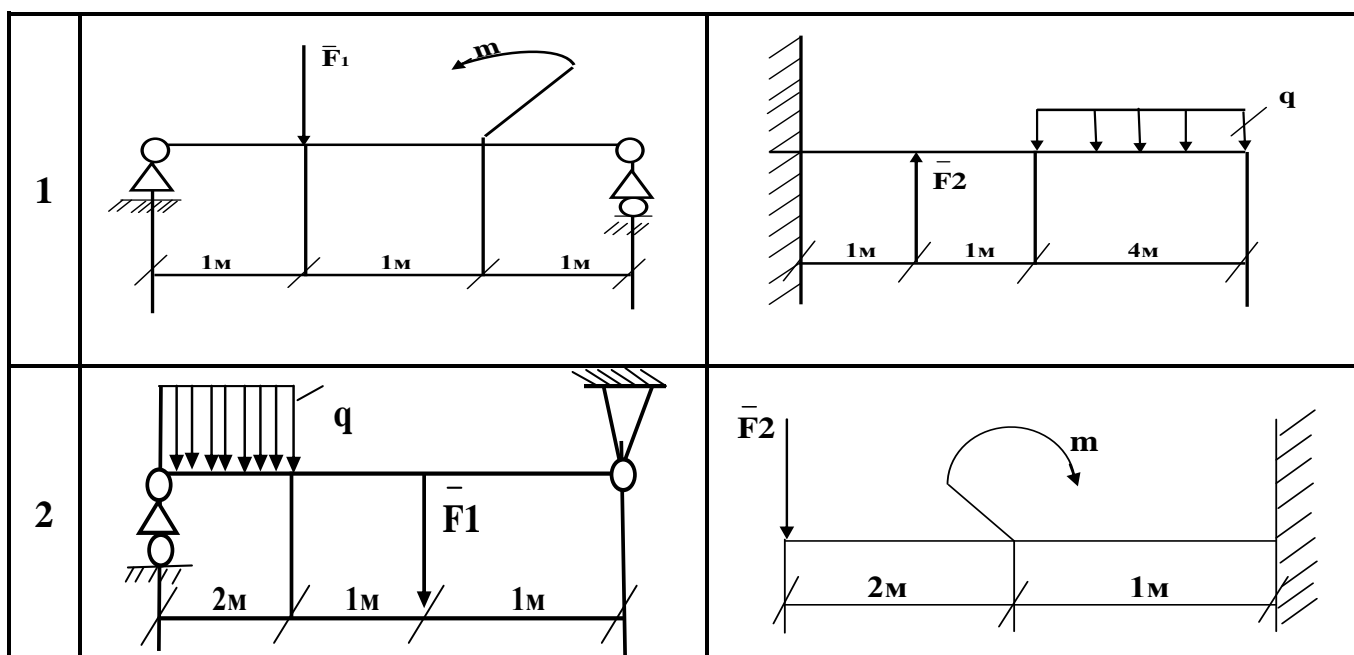
1. Определить исходные данные для работы, в соответствие со своим вариантом (таблица 1).

Таблица 1- Исходные данные к практической работе №2

№ варианта	№ схемы	F_1 , кН	F_2 , кН	q , кН	m , кНм
1	1	6	12	4	4
2	2	8	-6	2	5
3	3	10	-8	8	6
4	4	-12	15	10	8
5	5	20	50	15	10
6	6	5	-19	20	25
7	7	-8	-20	32	16
8	8	-14	23	6	50
9	9	25	28	-8	42

10	10	30	-17	-10	18
11	1	-32	16	16	10
12	2	16	-5	30	5
13	3	4	-42	28	25
14	4	-3	30	-8	8
15	5	-7	20	-5	16
16	6	9	-19	14	32
17	7	19	-4	6	4
18	8	28	-16	10	8
19	9	-30	5	8	10
20	10	-20	10	-4	6
21	1	7	-26	2	4
22	2	8	-20	12	25
23	3	40	-35	20	18
24	4	-24	20	-3	14
25	5	-18	25	-10	12
26	6	25	-15	10	4
27	7	19	-20	25	18
28	8	-32	30	-18	10
29	9	28	-25	5	9
30	10	-15	10	16	4

Примечание: знак (-) указывает на изменение направленности нагрузки на противоположное



3		
4		
5		
6		
7		

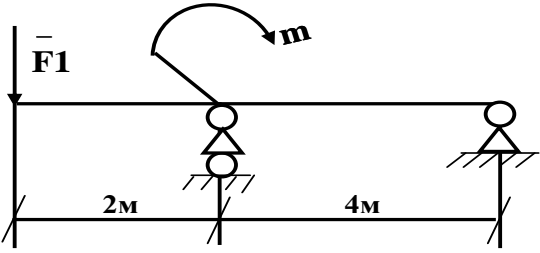
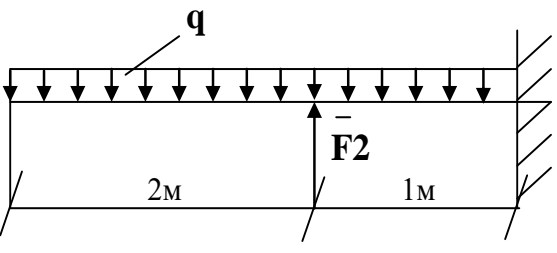
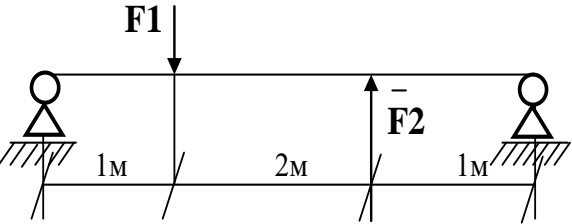
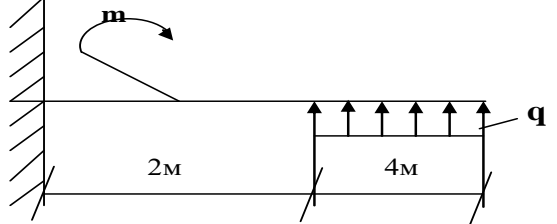
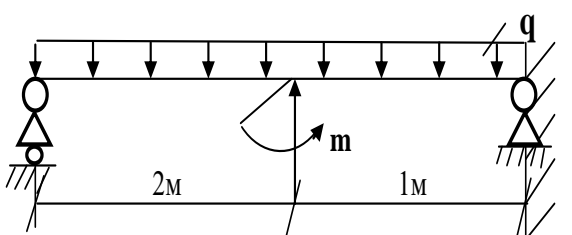
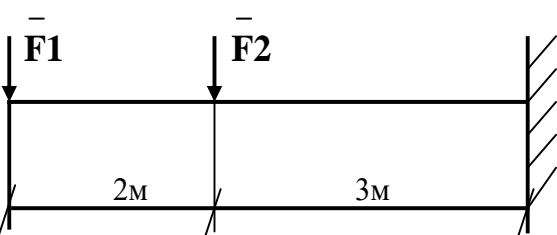
8		
9		
10		

Рисунок 10- Схемы нагружения к практической работе №2

2.Изобразить балку с заданными нагрузками с указанием их модулей в соответствии с вариантом.

3.Составить расчетную схему:

3.1.Выбрать оси координат x и y , совместив ось x с балкой, а ось y перпендикулярно оси x .

3.2..Равномерно распределенную нагрузку заменить ее равнодействующей F_q .

3.3.Освободить балку от опор и заменить их реакциями связей.

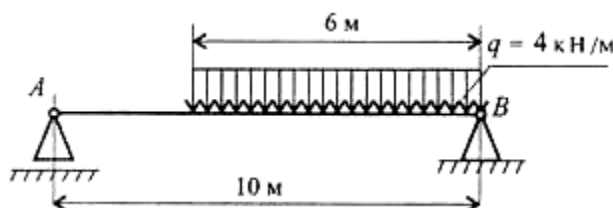
4.Составить уравнения равновесие статики для произвольной системы сил так, чтобы в каждом из уравнений была одна неизвестная реакция связи.

5.Проверить правильность определения реакций опор уравнениями равновесия, которые не использовались для решения задачи.

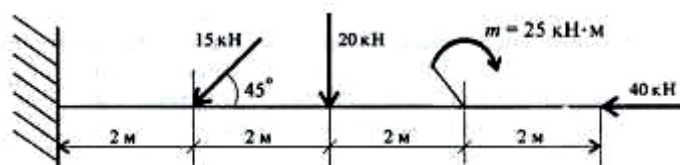
6.Сформулировать вывод по работе.

7. Ответить на контрольные вопросы:

- 1). Запишите уравнения равновесия для плоской произвольной системы сил.
- 2). Запишите формулу для определения момента силы относительно точки.
- 3). При каком условии момент силы относительно точки будет равен нулю?
- 4). Сформулируйте условное правило знаков момента силы относительно точки.
- 5). Замените равномерно распределенную нагрузку сосредоточенной силой и определите расстояние от точки ее приложения до точки А.



6). Определите реактивный момент в заделке.



Структура отчета по практической работе:.

1. Номер и название практической работы
2. Цель:
3. Задание к практической работе.
4. Задача №1
 - 4.1. Схема нагружения с указанием модулей приложенных нагрузок.
 - 4.2. Расчетная схема
 - 4.3. Уравнения равновесия
 - 4.4 Проверка правильности решения
 - 4.5. Ответ
5. Задача №2
 - 5.1. Схема нагружения с указанием модулей приложенных нагрузок.
 - 5.2. Расчетная схема
 - 5.3. Уравнения равновесия

5.4 Проверка правильности решения

5.5. Ответ

6. Вывод по работе

7. Ответы на контрольные вопросы.

Лабораторная работа №1 .

Определение центра тяжести плоского составного сечения.

Цель: Экспериментальное подтверждение формул для определения положения центра тяжести составных плоских фигур.

Оборудование: лабораторная установка, мерительный инструмент, плоские фигуры.

Умения (элементы): определять напряжения в конструкционных элементах (определение положения нейтральной оси сложного поперечного сечения);

Знания: - основы технической механики (положение центра тяжести простейших геометрических фигур, формулы для определения координат центра тяжести составной фигуры)

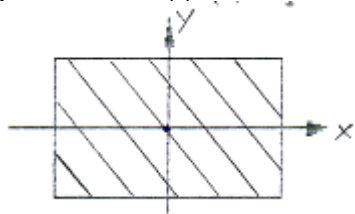
Теоретический материал.

Центр тяжести - это нематериальная точка тела, к которой приложены силы тяжести тела. Он может лежать в точке, где нет материальных частиц, принадлежащих данному телу.

В основе метода подвешивания лежит следующее утверждение: *если фигуру последовательно подвесить за 2 точки, отмечая положение нити с отвесом на фигуре карандашом, то пересечение двух отвесных линий и определит положение центра тяжести фигуры.*

При определении положения центра тяжести аналитическим методом исходят из того, что любую составную плоскую фигуру можно разбить на простейшие геометрические фигуры, положение центра тяжести которых можно определить следующим образом:

I. прямоугольник, параллелограмм, ромб, квадрат (центр тяжести находится на пересечении диагоналей)

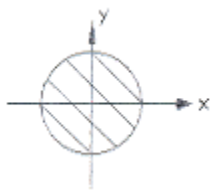


$$A = a \cdot h$$

2. круг (центр тяжести находится в геометрическом центре)

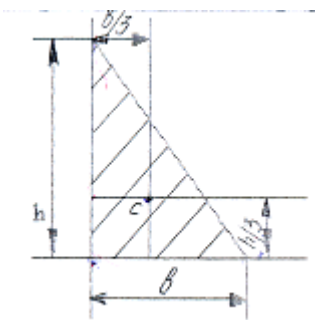
$$A = \pi \cdot d^2 / 4$$

3. г (центр тяжести находится на оси симметрии на расстоянии $Y_c =$ метральной линии)



$$A = \pi R^2 / 2 = \pi d^2 / 8$$

4. прямоугольный треугольник (центр тяжести находится на расстоянии 1/3 от каждого катета)



$$A = bh / 2$$

Ход выполнения работы.

1. Метод подвешивания.

1.1. Подвесить фигуру за уголок.

1.2. Зафиксировать на фигуре с помощью карандаша и линейки положение нити отвеса.

1.3. Подвесить фигуру за другой уголок и повторить пункт 1.2.

1.4. Обозначить положение центра тяжести фигуры.

1.5. Измерить координаты центра тяжести фигуры относительно выбранной системы координат.

2. Аналитический метод:

2.1. Разбить фигуру на простейшие геометрические; показать положение центра тяжести каждой фигуры; выбрать положение осей X и Y.

2.2. Определить площади простейших фигур.

2.3. Определить координаты центров тяжести полученных фигур относительно выбранной системы координат.

2.4. Определить координату x_c центра тяжести всей фигуры:

$$x_c = \sum A_i x_i / \sum A_i$$

2.5 . Определить координату y_c центра тяжести всей фигуры:

$$y_c = \sum A_i y_i / \sum A_i$$

2.6. Указать положение центра тяжести всей фигуры на эскизе.

3. Проанализировать результаты, определив погрешность проведения опыта:

$$\Delta X_c = \frac{X_c^{an} - X_c^{zp}}{X_c^{an}} \cdot 100 \%$$

$$\Delta Y_c = \frac{Y_c^{an} - Y_c^{zp}}{Y_c^{an}} \cdot 100 \%$$

4. Сформулировать вывод по работе.

5. Ответить на контрольные вопросы:

1. Сформулировать понятие «центр тяжести плоской фигуры».

2. Указать положение центра тяжести простейших геометрических фигур:

-прямоугольника;

-круга;

-полукруга;

-прямоугольного треугольника.

3. Как изменятся координаты центра тяжести плоской фигуры x_c , y_c если увеличить высоту фигуры при заданном положении системы координат?

Структура отчёта по работе

1. Номер и название практической работы

2. Цель

3. Оборудование:

4. Результаты метода подвешивания: $X_c^{on} =$ мм $Y_c^{on} =$ мм

5. Аналитический метод.

5.1. Разбивка составной фигуры на простейшие:

5.2. Определение площадей простейших фигур:

5.3. Определение координат центра тяжести простейших фигур относительно выбранной системы координат:

5.4. Определение координаты X_c центра тяжести всей фигуры

5.5. Определение координаты Y_c центра тяжести всей фигуры

6. Анализ полученных результатов.

7. Вывод по работе.

8. Ответы на контрольные вопросы.

Лабораторная работа №2

Испытание стали на растяжение.

Цель: формирование умений определения основных характеристик прочности и пластичности материала экспериментальным путем

Оборудование: универсальная машина УМ - 5, приспособление для установки образца, штангенциркуль, образец.

Умения: определять напряжения в конструкционных элементах (определять характеристики прочности и пластичности на лабораторном оборудовании)

Знания: (актуализация) методика расчета элементов конструкций на прочность (физическая сущность характеристик прочности и формулы для их определения)

Теоретический материал

Испытание на растяжение является наиболее распространенным видом испытания материалов, т.к. особенно ярко выявляются характеристики прочности и пластичности материалов.

Результаты испытания образца на растяжение наглядно можно представить диаграммой, выражающей зависимость абсолютного удлинения Δl от нагрузки F .

Полученная диаграмма растяжения зависит от свойств материала, от формы, размеров испытуемого образца, а также от условий его нагружения, поэтому чтоб охарактеризовать непосредственно материал, эту диаграмму перестраивают в координатах σ , ε .

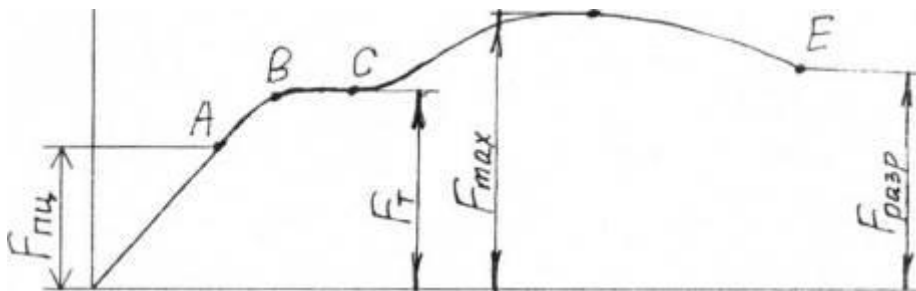


Рисунок 1-Диаграмма растяжения.

На диаграмме отмечают характерные точки:

точка А – граница упругих и остаточных деформаций;

участок ВС- участок текучести, соответствующий появлению больших остаточных деформаций практически без увеличения внешней нагрузки;

точка Д – соответствует максимальной нагрузке и моменту начала образования шейки;

точка Е – соответствует моменту разрыва образца по месту образования шейки.

Далее измеряют ординаты точек А, В, Д, и Е в миллиметрах и, умножая на масштаб по оси нагрузки, получают числовые значения $F_{пц}$, F_T , F_{max} и $F_{раз}$

По полученным при испытании данным вычисляют *механические характеристики прочности* материала:

- предел пропорциональности $\sigma_{пц} = \frac{F_{пц}}{A_0};$

- предел текучести $\sigma_m = \frac{F_m}{A_0};$

- временное сопротивление разрыву $\sigma_s = \frac{F_{max}}{A_0};$

- истинное напряжение разрушения $\sigma_{ист} = \frac{F_{раз}}{A_1};$

где A_0 – начальная площадь сечения образца, мм²

A_1 – площадь поперечного сечения образца в месте разрыва, мм².

Помимо характеристик прочности вычисляют также *механические характеристики пластичности*

- *относительное остаточное удлинение* $\delta = \frac{\ell_1 - \ell_0}{\ell_0} \cdot 100\%$

где ℓ_0 – начальная расчетная длина образца, мм

ℓ_1 – длина расчетной части образца после разрыва, мм

- *относительное остаточное сужение* $\Psi = \frac{A_0 - A_1}{A_0} \cdot 100\%$



Рисунок 2- Форма и размеры образца

Образцы диаметром 20 мм называют *нормальными*, а образцы с меньшим (иногда большим) диаметром или некруглого поперечного сечения *пропорциональными*.

Расчетная длина l_0 на образце отмечается рисками.

Образцы при $l_0 = 10d$ условно называют *длинными*, а при $l_0 = 5d$ – *короткими*.

Машина для испытания.

Для работы используется универсальная машина типа УМ – 5. Машина имеет верхний и нижний захваты. Нижний захват перемещается вдоль направляющих колон вручную с помощью рукоятки или электродвигателем, который через коробку скоростей вращает гайку, при этом винт перемещает нижний захват.

Закрепленный в машине образец соединяет верхний и нижний захваты, поэтому перемещение нижнего захвата повлечет за собою перемещение верхнего захвата. Последний связан через рычажную систему с маятником, который будет отклоняться от вертикального положения.

Сила, растягивающая образец, определяется углом отклонения маятника от вертикального положения. Отклонение маятника передается на механизм, перемещающий стрелку круговой шкалы нагрузок.

Наибольшая нагрузка образца зависит от веса грузов, установленных на нижнем конце маятника. Отсчет величины нагрузки ведут по шкале, соответствующей грузу на маятнике:

- при грузе А – шкала А – предельная нагрузка 10000 Н
- при грузе А + В шкала В – предельная нагрузка 20000 Н

- при грузе $A + B + B$ – шкала B – предельная нагрузка 50000 Н

Для вычерчивания диаграммы машина снабжена пишущим устройством (карандаш) и барабаном, на который наматывается миллиметровая бумага.

Изменение длины образца вычерчивается на диаграмме по оси $\Delta \ell$ в масштабе $10 : 1$. Масштаб диаграммы по оси нагрузок зависит от грузов на маятнике и может быть: при грузе A $1 \text{ мм} : 50 \text{ Н}$ при грузе $A + B$ $1 \text{ мм} : 100 \text{ Н}$

при грузе $A + B + B$ $1 \text{ мм} : 250 \text{ Н}$

Электродвигатель включается при помощи кнопочной станции, установленной на левой колонне машины.

Ход выполнения работы.

1. Ознакомиться с устройством машины.
2. Измерить диаметр образца и отметить на образце рисками длину $L_0 = 5d$.
3. Закрепить образец в приспособление.
4. Проверить работу записывающего аппарата, для чего следует повернуть барабан в холостую и получить нулевую линию.
5. Включить электродвигатель и наблюдать за процессом растяжения образца.
6. После разрушения образца выключить электродвигатель и извлечь из реверсора обе части образца.
7. Замерить расстояние между рисками ℓ_1 , диаметр образца в месте разрыва d_1 , сложив вместе обе части разрушенного образца.
8. Снять с барабана бумагу с диаграммой растяжения образца, провести на полученной диаграмме координатные оси и отметить характерные точки.
9. Вычислить величину нагрузок $F_{ну}$, F_T , F_{max} , $F_{раз}$.
10. Определить механические характеристики прочности и пластичности данного материала.
11. Сформулировать вывод по работе
12. Ответить на контрольные вопросы:

12.1. Цель механических испытаний материалов?

12.2. Какие по форме и размерам используются для этого образцы?

12.3. «Материал течет». Что это означает? Где на диаграмме изображается площадка текучести?

12.4. Когда образуется шейка образца? Какое этому соответствует напряжение?

12.5. Какое напряжение будет самым большим по величине? Почему?

12.6. Как определить какой материал прочнее? пластичнее?

Структура отчета по выполнению лабораторной работы №2.

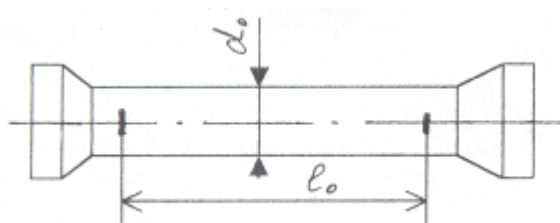
1. Номер и наименование лабораторной работы.

2. Цель:

3. Оборудование:

4. Эскиз и размеры образца:

до испытания

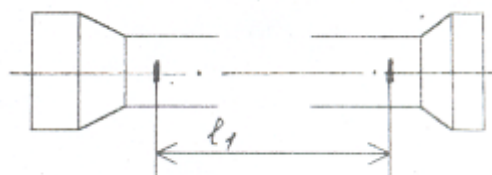


$$d_0 = \quad \text{мм};$$

$$l_0 = \quad \text{мм};$$

$$A_0 = \frac{\pi d_0^2}{4} = \quad \text{мм}^2;$$

после разрушения



$$d_1 = \quad \text{мм};$$

$$l_1 = \quad \text{мм};$$

$$A_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \quad \text{мм}^2;$$

5. Диаграмма растяжения (с указанием характерных точек и ординат нагрузок)



Масштаб диаграммы по оси нагрузок в 1 мм ... Н

6. Вычисление нагрузок

$$\begin{aligned} F_{\text{пц}} &= \dots\dots\dots \text{мм} \cdot \dots\dots\dots & \text{Н/мм} &= \dots\dots\dots & \text{Н} \\ F_{\text{T}} &= \dots\dots\dots \text{мм} \cdot \dots\dots\dots & \text{Н/мм} &= \dots\dots\dots & \text{Н} \\ F_{\text{max}} &= \dots\dots\dots \text{мм} \cdot \dots\dots\dots & \text{Н/мм} &= \dots\dots\dots & \text{Н} \\ F_{\text{разр}} &= \dots\dots\dots \text{Мм} \cdot \dots\dots\dots & \text{Н/мм} &= \dots\dots\dots & \text{Н} \end{aligned}$$

7. Определение механических характеристик:

7.1 прочности:

- предела пропорциональности
- предела текучести
- временного сопротивления разрушению
- истинного напряжения разрушения

7.2. пластичности:

- относительного остаточного удлинения
- относительного остаточного сужения

8. Вывод по работе.

9. Ответы на контрольные вопросы.

Лабораторная работа №3

Испытание на сжатие образцов из различных материалов

Цель: формирование умений определения механических характеристик различных материалов при сжатии экспериментальным путем.

Оборудование: универсальная машина УМ-5, штангенциркуль, образцы.

Умения: определять напряжения в конструкционных элементах (определение характеристик прочности на лабораторном оборудовании)

Знания: (актуализация) методика расчета элементов конструкций на прочность (сущность характеристик прочности и формулы для их определения)

Теоретический материал

При испытании на сжатие пластичных материалов (мягкой стали, меди и др.) из-за сильной деформации удаётся определить лишь предел текучести;

практически они не могут быть разрушены, поэтому для пластичных материалов не существует предела прочности при сжатии.

Хрупкие материалы (чугун, камень, бетон и др.) разрушается при сжатии, выдерживая при этом значительно большие напряжения, чем при растяжении. Для этих материалов предел прочности при испытании на сжатие имеет большое практическое значение, т.к. обычно детали из хрупких материалов в реальных конструкциях работают на сжатие.

Анизотропные материалы обладают различными свойствами в разных направлениях. Представителем такой группы материалов является дерево, которое ведет себя по разному вдоль и поперек волокон: при сжатии вдоль волокон дерево разрушается; при сжатии поперек волокон разрушение не происходит, идет процесс прессования.

Форма и размеры образцов

При испытании на сжатие пластичных и хрупких материалов пользуются образцами цилиндрической формы небольшой высоты, которые сжимают между плоскими плитами испытательной машины. Короткие образцы применяют во избежание их искривления при сжатии и устранения искажения результатов испытания от изгиба. Диаметр испытуемых образцов определяют в зависимости от предельной нагрузки, которую может обеспечить испытательная машина.

При сжатии образец из пластичных материалов приобретает бочкообразную форму из-за сил трения между торцами образца и опорными пластинами, т.к. силы трения препятствуют слоям, близлежащим к опорам, расширяться в поперечном направлении. Влияние трения можно уменьшить путём смазки опорных поверхностей.

При испытании на сжатие дерева используются образцы квадратного поперечного сечения небольшой высоты.

Ход выполнения работы

1. Произвести испытание на сжатие стального образца:

1.1.измерить диаметр и высоту образца;

1.2.установить образец между опорными плитами машины;

1.3.включить электродвигатель испытательной машины и наблюдать за процессом сжатия образца, при этом диаграммный аппарат запишет диаграмму сжатия образца в соответствии с заданным масштабом.

1.4.При достижении нагрузки, близкой к предельной для данной машины, необходимо выключить электродвигатель во избежание поломки частей машины и произвести разгрузку образца.

1.5.Произвести обработку полученной диаграммы:

1.5.1 измерить высоту диаграммы до участка текучести

1.5.2. определить величину нагрузки, соответствующую участку текучести с учетом масштаба по оси нагрузок.

1.6.Вычислить предел текучести:

$$\sigma_{m.c.} = \frac{F_m}{A_0},$$

2. Произвести испытание на сжатие чугунного образца

2.1.измерить диаметр и высоту образца;

2.2.установить образец на опорную плиту; произвести подготовку диаграммного аппарата;

2.3.включить электродвигатель машины и наблюдать за процессом сжатия чугунного образца.

2.4.По шкале силоизмерительного устройства зафиксировать наибольшую нагрузку $F_{пчс}$ в момент разрушения образца.

2.5.Остановить электродвигатель. Вынув разрушенный образец рассмотреть рисунок образовавшихся трещин, которые обычно располагаются под углом 45° к оси образца.

2.6.Произвести обработку полученной диаграммы:

2.6.1 измерить высоту диаграммы до точки, соответствующей разрушению образца

2.6.2. определить величину нагрузки, соответствующей, моменту разрушения образца с учетом масштаба по оси нагрузок.

2.7. Вычислить предел прочности на сжатие:

$$\sigma_{нч} = \frac{F_{нч}}{A}$$

3. Провести испытание на сжатие дерева вдоль волокон.

3.1. Измерить стороны образца и вычислить площадь поперечного сечения;

3.2. Установить образец на опорную плиту так, чтобы нагрузка действовала вдоль волокон;

3.3. Подготовить диаграммный аппарат; включить электродвигатель машины и наблюдать за процессом сжатия образца, зафиксировать наибольшую нагрузку, которую выдержал образец.

3.4. Остановить двигатель, произвести разгрузку машины, снять образец.

3.5. Произвести обработку полученной диаграммы:

3.5.1. измерить высоту диаграммы до точки, соответствующей разрушению образца

3.5.2. определить величину нагрузки, соответствующей, моменту разрушения образца с учетом масштаба по оси нагрузок.

3.6. Вычислить предел прочности дерева вдоль волокон

$$\sigma_{нч.с.} = \frac{F'_{нч.с.}}{A_0}$$

4. Провести испытание дерева поперёк волокон.

4.1. Измерить стороны образца и вычислить площадь поперечного сечения;

4.2. После замера образец установить в испытательную машину так, чтобы нагрузка действовала поперёк волокон.

4.3. Подготовить диаграммный аппарат; включить электродвигатель машины и наблюдать за процессом сжатия образца, зафиксировать наибольшую нагрузку, которую выдержал образец. За разрушающую нагрузку условно принимают то значение нагрузки, при которой кубик сжимается на одну треть своей первоначальной высоты. Величину этой нагрузки надо зафиксировать по шкале

силоизмерительного устройства, а уменьшение высоты образца на одну треть от первоначальной длины – по шкале перемещений подвижной опоры.

4.4. Остановить двигатель, произвести разгрузку машины, снять образец.

4.5. Произвести обработку полученной диаграммы:

4.5.1. измерить высоту диаграммы до точки, соответствующей разрушению образца

4.5.2. определить величину нагрузки, соответствующей моменту разрушения образца с учетом масштаба по оси нагрузок.

4.6. Определить предел прочности дерева поперёк волокон

$$\sigma_{nc} = \frac{F_{nc}}{A}$$

5. Сформулировать вывод по работе.

6. Ответить на контрольные вопросы:

6.1. Какие механические характеристики можно определить при испытании пластичных и хрупких материалов на сжатие?

6.2. Для каких материалов испытание на сжатие имеет большое практическое значение?

6.3. Чем обусловлены размеры образцов при испытании на сжатие?

6.4. В каком направлении дерево прочнее при сжатии?

Структура отчёта по лабораторной работе №3

1. Номер и наименование лабораторной работы

2. Цель:

3. Оборудование:

4. Сжатие алюминиевого образца:

4.1. эскиз образца

до опыта

после опыта

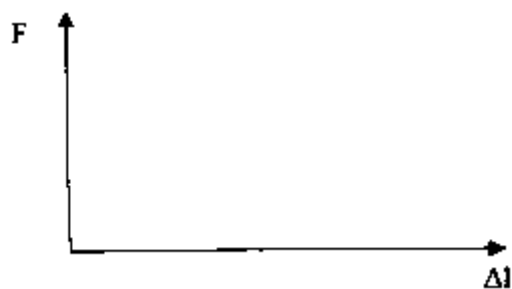
4.2. диаметр образца $d_0 =$ (мм)

4.3. площадь поперечного сечения

$$A_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$$

4.4. эскиз диаграммы сжатия

4.5. характер деформации и разрушения



4.6. Нагрузка, соответствующая участку текучести $F_m =$

4.7 предел текучести

$$\sigma_{тс} =$$

5. Сжатие чугунного образца:

5.1. эскиз образца

до опыта

после опыта

5.2. диаметр образца $d_0 =$ (мм)

$$A_0 = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$$

5.3. площадь поперечного сечения

5.4. эскиз диаграммы сжатия



5.5. характер деформации и разрушения образца:

5.6. Величина нагрузки, соответствующей, моменту разрушения образца

$$F_{пч} =$$

5.7. предел прочности чугуна

$$\sigma_{пчс.} =$$

6. Сжатие деревянного образца вдоль волокон:

6.1. эскиз образца

до опыта

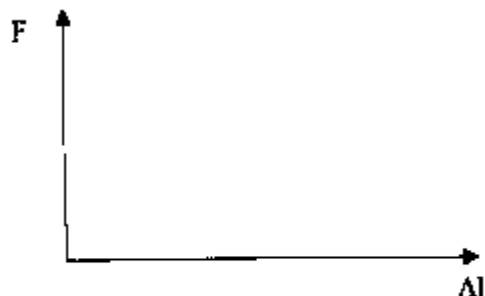
после опыта

6.2. Размеры сечения образца

$a =$ (мм)

6.3. Площадь сечения $A_0 =$ (мм²)

6.4. эскиз диаграммы сжатия 6.5. характер деформации и разрушения



6.6. Величина нагрузки, соответствующей, моменту разрушения образца

$F_{пч}$

6.7. предел прочности дерева вдоль волокон

$\sigma_{пчс} =$

7.1. Сжатие деревянного образца поперёк волокон

7.2. эскиз образца

до опыта

после опыта

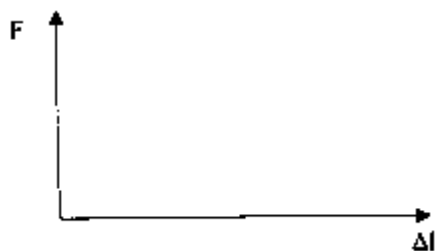
7.3. Размеры сечения образца

$a =$ (мм)

7.3. Площадь сечения $A_0 =$ (мм²)

7.4. эскиз диаграммы сжатия

7.5. характер деформации и разрушения



7.5. Величина нагрузки, соответствующей, моменту разрушения образца

$F_{пч} =$

7.6. предел прочности дерева поперек волокон

$\sigma_{пчс} =$

8. Вывод по работе.
9. Ответы на контрольные вопросы.

Практическая работа №3

Расчет на прочность при растяжении, сжатии.

Цель: Освоение методики расчета элементов конструкции на прочность

Умения: определять напряжения в конструктивных элементах (производить расчеты на прочность при растяжении, сжатии)

Знания: методика расчета элементов конструкций на прочность при различных видах деформации (методика проектного и проверочного расчетов на прочность при растяжении, сжатии)

Теоретический материал

Сущность расчетов на прочность элементов конструкций заключается в определении величины максимальных напряжений и в сравнении их с величиной допускаемых напряжений в соответствии с условием прочности.

Условие прочности при растяжении:

$$\sigma_{\max} = \frac{N}{A} \leq [\sigma],$$

где σ_{\max} – максимальные расчетные напряжения, МПа;

N – продольная сила, зависящая от внешних нагрузок, Н;

A – площадь поперечного сечения, мм²,

$[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение, МПа

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

где $\sigma_{\text{пред}}$ – предельное напряжение;

для пластичных материалов $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{т}}$;

для хрупких материалов $\sigma_{\text{пред}} = \sigma_{\text{пч}}$;

$[S]$ – требуемый коэффициент запаса прочности

На основании условия прочности могут быть выполнены проектный и проверочный виды расчетов. Сущность проектного расчета заключается в определении размеров поперечного сечения:

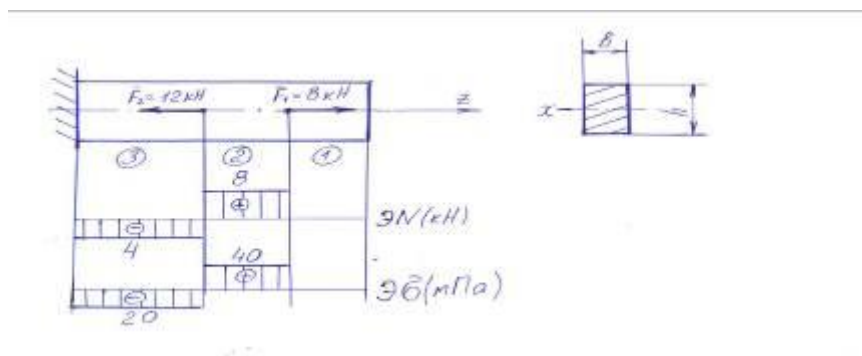
$$A \geq \frac{N}{[\sigma]}$$

Проверочный расчет заключается в проверке выполнения условия прочности.

Примеры выполнения.

Пример 1.

Проверить прочность элемента конструкции, если $\sigma_T = 180$ МПа, $[S] = 3$, $b = 10$ мм, $h = 20$ мм



1. Определение положения наиболее опасного участка

1.1. Построение эпюры продольных сил:

$$N = \sum F_{i \text{ ост. ч.}}$$

$$N_1 = 0; \quad N_2 = 8 \text{ кН}; \quad N_3 = 8 - 12 = -4 \text{ кН}$$

1.2. Построение эпюры нормальных напряжений.

$$\sigma = \frac{N}{A}, \text{ МПа}$$

$$\sigma_1 = 0; \quad \sigma_2 = \frac{8 \cdot 10^3}{10 \cdot 20} = 40; \quad \sigma_3 = -\frac{4 \cdot 10^3}{10 \cdot 20} = -20$$

1.3. Наиболее опасный участок 2

2. Определение величины допускаемого напряжения

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{[S]} = \frac{180}{3} = 60 \text{ МПа}$$

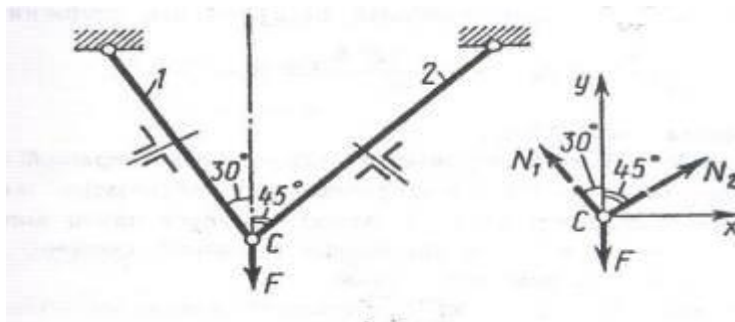
3. Оценка прочности элемента конструкции: прочность обеспечена, т.к.

$$\sigma_{\max} = 40 \text{ МПа} < [\sigma] = 60 \text{ МПа}$$

Ответ: прочность элемента конструкции обеспечена

Пример 2.

Для заданной системы двух стержней одинакового поперечного сечения, составленного из двух равнобоких уголков, нагруженного силой $F = 170 \text{ кН}$, подобрать по ГОСТ 8509-72 соответствующий номер уголка, определить процент недогрузки или перегрузки наиболее нагруженного стержня при принятых стандартных размерах сечения, приняв $[\sigma] = 140 \text{ МПа}$.



Решение:

1. В шарнире С приложена уравновешенная система сходящихся сил, для которой составляем уравнения равновесия для определения реакций стержней N_1 , N_2 :

$$\sum X = -N_1 \cdot \sin 30^\circ + N_2 \cdot \sin 45^\circ - F = 0; \quad (1)$$

$$\sum Y = N_1 \cdot \cos 30^\circ + N_2 \cdot \cos 45^\circ = 0; \quad (2)$$

$$\text{Из (1) } N_1 = \frac{N_2 \cdot \sin 45^\circ}{\sin 30^\circ} = \frac{N_2 \cdot 0,707}{0,5} = 1,41 N_2 \quad (3)$$

Выражение (3) подставим в выражение (2):

$$1,41 N_2 \cdot \sin 30^\circ + N_2 \cdot \cos 45^\circ - F = 0 \quad (4)$$

Решая уравнения (3), (4) определим величину N_2 , N_1

$$N_2 = \frac{F}{1,41 \cdot \cos 30^\circ + \cos 45^\circ} = \frac{170}{1,41 \cdot 0,866 + 0,707} = 88,3 \text{ кН};$$

$$N_1 = 1,41 N_2 = 1,41 \cdot 88,3 = 124,5 \text{ кН}$$

Наиболее нагруженным является стержень 1

2.Выполняем проектный расчет:

$$A \geq \frac{N_1}{[\sigma]} = \frac{124,5 \cdot 10^3}{140} = 889 \text{ мм}^2 = 8,89 \text{ см}^2$$

Необходимая площадь поперечного сечения одного уголка

$$A_1 = \frac{A}{2} = \frac{8,89}{2} = 4,445 \text{ см}^2$$

По ГОСТ 8509-72 назначаем уголок № 6,3 площадью $A=4.96 \text{ см}^2$, таким образом требуемая площадь наиболее нагруженного стержня:

$$[A] = 2A_1 = 2 \cdot 4,96 = 9,92 \text{ см}^2$$

Рабочее напряжение в поперечном сечении наиболее нагруженного стержня:

$$\sigma = \frac{N_1}{[A]} = \frac{124,5 \cdot 10^3}{9,92 \cdot 10^2} = 125,5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 125,5 \text{ МПа} < [\sigma] = 140 \text{ МПа}$$

Прочность наиболее нагруженного стержня обеспечена

$$\text{Недогрузка составляет : } \Delta = \frac{[\sigma] - \sigma}{[\sigma]} \cdot 100\% = \frac{140 - 125,5}{140} \cdot 100\% = 10,3\% < [12\%]$$

Ответ: равнополочный уголок № 6,3, недогрузка составляет 10,3%

Задание к практической работе № 3:

Задача №1. Для заданной схемы нагружения проверить прочность элемента конструкции. В случае невыполнения условия прочности предложить возможные варианты обеспечения прочности (таблица 1)



Задача №2.

Для заданной системы двух стержней одинакового поперечного сечения, составленного из двух равнобоких уголков, нагруженного силой $F=170 \text{ кН}$, подобрать по ГОСТ8509-72 соответствующий номер уголка, определить процент недогрузки или перегрузки наиболее нагруженного стержня при принятых стандартных размерах сечения, приняв $[\sigma]=140 \text{ МПа}$. (таблица 2)

Ход выполнения работы

1.Задание № 1.

1.1.Записать условие задачи и исходные данные в соответствии с вариантом (таблица1)

Таблица 1 -.Исходные данные к заданию №1

№п\п	F ₁ , кН	F ₂ , кН	F ₃ , кН	ℓ ₁ , м	ℓ ₂ , м	a	[Δℓ] мм	σ _т , мПа	[S]	Поперечное сечение	Размеры поперечного сечения, мм
1	30	10	5	0,2	0,3	0,4	0,25	240	4	круговое кольцо	d=56 d ₀ =48
2	16	15	10	0,3	0,4	0,2					d=58 d ₀ =52
3	8	13	17	0,5	0,4	0,5					d=70 d ₀ =62
4	14	16	11	0,3	0,6	0,2					d=48 d ₀ =40
5	27	14	8	0,6	0,5	0,3					d=50 d ₀ =44
6	24	11	6	0,5	0,6	0,2	0,15	220	2	круг	40
7	18	12	5	0,6	0,4	0,2					45
8	7	13	26	0,6	0,3	0,5					50
9	12	20	36	0,5	0,3	0,7					54
10	9	33	16	0,6	0,4	0,3					55
11	16	25	28	0,5	0,5	0,5	0,2	190	3	квадрат	a= 40
12	8	13	14	0,4	0,4	0,4					a= 45
13	15	24	29	0,5	0,3	0,2					a= 48
14	14	16	9	0,8	0,3	0,3					a= 50
15	18	27	31	0,2	0,3	0,4					a= 54
16	20	29	33	0,3	0,5	0,3	0,35	200	2	прямоуголь ник	b=20 h=40
17	20	29	31	0,4	0,4	0,4					b=30 h=40
18	10	15	18	0,5	0,5	0,5					b=40 h=60
19	12	16	19	0,5	0,3	0,2					b=20 h=60
20	17	26	30	0,2	0,5	0,5					b=35 h=80
21	16	20	11	0,3	0,6	0,3	0,45	240	3	круг	45
22	14	16	10	0,4	0,6	0,2					35
23	17	19	13	0,5	0,5	0,6					45
24	20	18	12	0,6	0,4	0,3					50
25	13	17	9	0,5	1,0	0,8					55

1.2. Выполнить схему нагружения (рисунок 3).

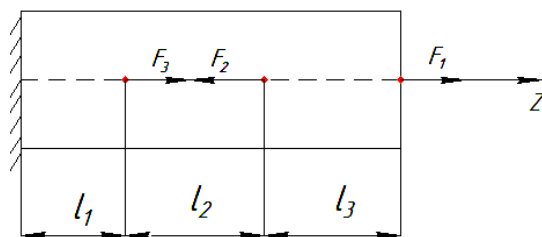


Рисунок 3 - Схема нагружения к заданию №1

1.3. Определить величину продольной силы на каждом участке и построить эпюру продольных сил.

1.4. Определить величину нормальных напряжений на каждом участке и построить эпюру нормальных напряжений.

1.5. Определить положение наиболее опасного участка.

1.6. Записать условие прочности при растяжении, сжатии и проверить его выполнение.

1.7. Выполнить анализ полученного результата.

1.8. Определить абсолютное удлинение отдельных участков и построение эпюры абсолютных удлинений.

1.9. Оценка жесткости бруса.

2. Задание № 2.

2.1. Записать условие задачи и исходные данные в соответствии с вариантом (таблица 2).

Таблица 2 - Исходные данные к заданию №2

№вар	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
№ схемы	1	1	1	1	1	2	2	2	2	2	3	3	3	3	3
F, кН	75	200	150	90	100	85	32	45	67	80	76	65	50	70	80

Таблица 2 (продолжение) - Исходные данные к заданию №2

№вар	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
№схемы	4	4	4	4	4	5	5	5	5	5	3	2	1	4	5
F, кН	38	25	45	58	60	45	35	46	18	50	80	45	65	90	100

2.2. Выполнить схему нагружения в соответствии с вариантом (таблица 2, рисунок 4).

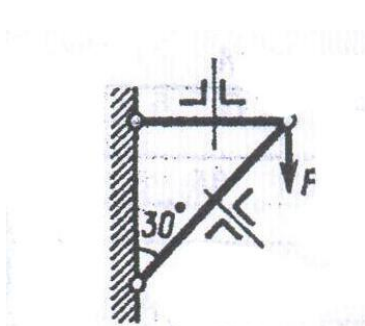


Схема 1.

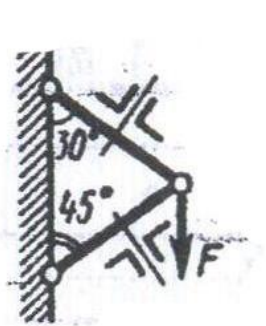


Схема 2.

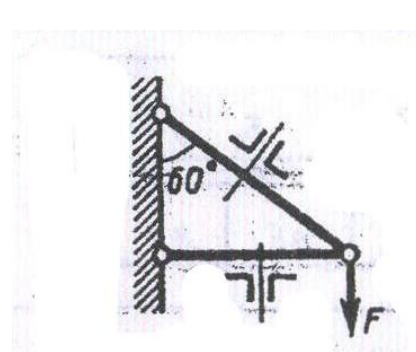


Схема 3.

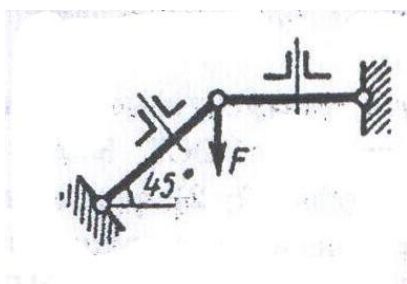


Схема 4.

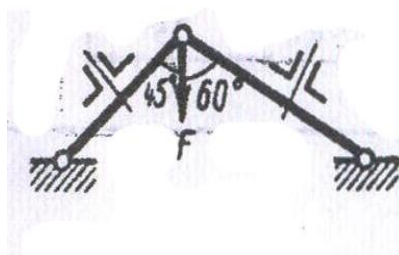


Схема 5.

Рисунок 4 - Схемы нагружения стержней к заданию №2.

2.3. Выполнить расчетную схему.

2.4. Составить уравнения равновесия:

$$\Sigma X = 0; \quad \Sigma Y = 0;$$

2.5. Определить величину продольных сил в стержнях.

2.6. Определить из условия прочности требуемую площадь поперечного сечения наиболее нагруженного стержня.

2.7. Принять по ГОСТ 8509-86 требуемый № профиля (таблица 3)

Таблица 3 - Сталь прокатная угловая равнополочная (по ГОСТ 8509-86)

Номер уголка	Размеры, мм		A, см ²	Справочные величины для осей									z ₀ , см ²
	b	d		x - x			x ₀ - x ₀		y ₀ - y ₀				
				J _x , см ⁴	W _x , см ⁴	i _x , см	J _{x0 max} , см ⁴	i _{x0 max} , см ⁴	J _{y0 min} , см ⁴	W _{y0 min} , см ³	i _{y0 min} , см		
2	20	3	1,13	0,40	0,28	0,59	0,63	0,75	0,17	0,20	0,39	0,60	
		4	1,46	0,50	0,37	0,58	0,78	0,73	0,22	0,24	0,38	0,64	
2,5	25	3	1,43	0,81	0,46	0,75	1,29	0,95	0,34	0,33	0,49	0,73	
		4	1,86	1,03	0,59	0,74	1,62	0,93	0,44	0,41	0,48	0,76	
2,8	28	3	1,62	1,16	0,58	0,85	1,84	1,07	0,48	0,42	0,55	0,80	
3,0	30	3	1,74	1,45	0,67	0,91	2,30	1,15	0,60	0,53	0,59	0,85	
		4	2,27	1,84	0,37	0,80	2,92	1,13	0,77	0,61	0,58	0,89	
3,2	32	3	1,86	1,77	0,77	0,97	280	1,23	0,74	0,59	0,63	0,89	
		4	2,43	2,26	1,00	0,96	3,58	1,21	0,94	0,71	0,62	0,94	
3,5	35	3	2,04	2,35	0,93	1,07	3,72	1,35	0,97	0,71	0,69	0,97	
		4	2,17	3,01	1,21	1,06	4,76	1,33	1,25	0,88	0,68	1,01	
3,5	35	5	3,28	3,61	1,47	1,05	5,71	1,32	1,52	1,02	0,68	1,05	
4,0	40	3	2,35	3,55	1,22	1,23	5,63	1,55	1,47	0,95	0,79	1,09	
		4	3,08	4,58	1,60	1,22	7,26	1,53	1,90	1,19	0,78	1,13	
		5	3,79	5,53	1,95	1,21	8,75	1,52	2,30	1,39	0,78	1,17	
4,5	45	3	2,65	5,13	1,56	1,39	8,13	1,75	2,12	1,24	0,89	1,21	
		4	3,48	6,63	2,04	1,38	10,52	1,74	2,74	1,54	0,89	1,26	
		5	4,29	8,03	2,51	1,37	12,74	1,72	3,33	1,81	0,88	1,30	
5,0	50	3	2,96	7,11	1,94	1,55	11,27	1,95	2,95	1,57	1,00	1,33	
		4	3,89	9,21	2,54	1,54	14,63	1,94	3,80	1,95	0,99	1,38	
		5	4,80	11,20	3,13	1,53	17,77	1,92	4,63	2,30	0,98	1,42	
		6	5,69	13,07	3,69	1,52	20,72	1,91	5,43	2,63	0,98	1,46	
5,6	56	4	4,38	13,10	3,21	1,73	20,79	2,18	5,41	2,52	1,11	1,52	

2.8. Определить процент перегрузки или недогрузки наиболее нагруженного стержня.

3. Сформулировать вывод по работе.

4. Ответить на контрольные вопросы:

1). Запишите формулы для определения продольной силы и нормальных напряжений при растяжении, сжатии.

2). Запишите условия прочности и жесткости при растяжении, сжатии.

3). Сформулируйте сущность проверочного и проектного расчетов на прочность и жесткость при растяжении, сжатии.

4). Укажите цель построения эпюр продольных сил и нормальных напряжений.

5).Сформулируйте основные правила построения и контроля эпюры продольных сил.

Структура отчета по практической работе

1.Номер и название работы

2.Цель:

3.Задание № 1

3.1.Условие задачи и исходные данные.

3.2. Схема нагружения.

3.3. Определение величины продольной силы на каждом участке и построение эпюры продольных сил.

3.4. Определение величины нормальных напряжений на каждом участке и построение эпюры нормальных напряжений.

3.5. Определение положения наиболее опасного участка.

3.6.Запись условия прочности при растяжении, сжатии и проверка его выполнения.

3.7.Проведение анализа полученного результата.

3.8. Определение абсолютного удлинения отдельных участков .

3.9. Определение абсолютного удлинения бруса.

3.10 Оценка жесткости бруса

4.Задание №2.

4.1.Условие задачи и исходные данные.

4.2. Выполнение схемы нагружения.

4.3. Выполнение расчетной схемы.

4.4.Составление уравнений равновесия:

4.5.Определение величины продольных сил в стержнях.

4.6. Определение из условия прочности требуемой площади поперечного сечения наиболее нагруженного стержня.

4.7.Выбор по ГОСТ 8509-86 требуемого № профиля.

5.Вывод по работе.

6.Ответы на контрольные вопросы.

Практическая работа №4

Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

Цель: освоение методики построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

Умения: определять напряжения в конструктивных элементах (построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов)

Знания: методика расчета элементов конструкций на прочность (правила построения и контроля эпюр поперечных сил и изгибающих моментов)

Теоретический материал

Изгиб – это такой вид нагружения бруса, при котором в его поперечных сечениях возникают изгибающие моменты. Изгиб, при котором в поперечных сечениях кроме изгибающих моментов возникают и поперечные силы, называется поперечным; если поперечные силы не возникают, то изгиб называется чистым.

Величина поперечной силы в любом поперечном сечении определяется алгебраической суммой внешних сил, приложенных к оставшейся части:

$$Q = \sum F_{i \text{ ост.ч.}}$$

Изгибающий момент в произвольном поперечном сечении численно равен алгебраической сумме моментов внешних сил, приложенных к оставшейся части относительно рассматриваемого сечения:

$$M = \sum M_{\text{сеч}}(F_{i \text{ ост. ч.}})$$

Правило знаков изгибающих моментов: (при мысленном закреплении в рассматриваемом сечении), изгибающему моменту приписывается знак плюс, если внешняя нагрузка изгибает оставшуюся часть выпуклостью вниз, если выпуклостью вверх – то знак минус.

Правила построения эпюр поперечных сил:

1. На участке, нагруженном равномерно распределенной нагрузкой, эпюра изображается прямой линией, наклоненной к оси балки.

2. На участке, свободном от действия равномерно распределенной нагрузки, эпюра- прямая линия, параллельная оси.
3. Поперечная сила скачкообразно изменяет свое значение в сечении, в котором приложена сосредоточенная сила, величина скачка равна величине приложенной силы.
4. В концевом сечении поперечная сила равна нулю, если не приложена сосредоточенная сила (активная или реактивная).

Правила построения эпюр изгибающих моментов:

1. На участке, нагруженном равномерно распределенной нагрузкой, эпюра изображается квадратичной параболой, обращенной навстречу нагрузке.
2. На участке, свободном от действия равномерно распределенной нагрузки, эпюра – наклонная прямая.
3. Изгибающий момент скачкообразно изменяет свое значение в сечении, в котором приложен сосредоточенный момент, величина скачка равна величине приложенного момента.
4. В концевом сечении изгибающий момент равен нулю, если не приложен внешний сосредоточенный момент. Если же в концевом сечении приложена пара сил, то изгибающий момент равен моменту приложенной пары.
5. На участке действия равномерно распределенной нагрузки в точке, где эпюра поперечных сил плавно переходит через ноль, на эпюре изгибающих возникает экстремум.

Анализ эпюры изгибающих моментов позволяет определить положение наиболее опасного сечения (по величине максимального изгибающего момента).

Контроль правильности построенных эпюр:

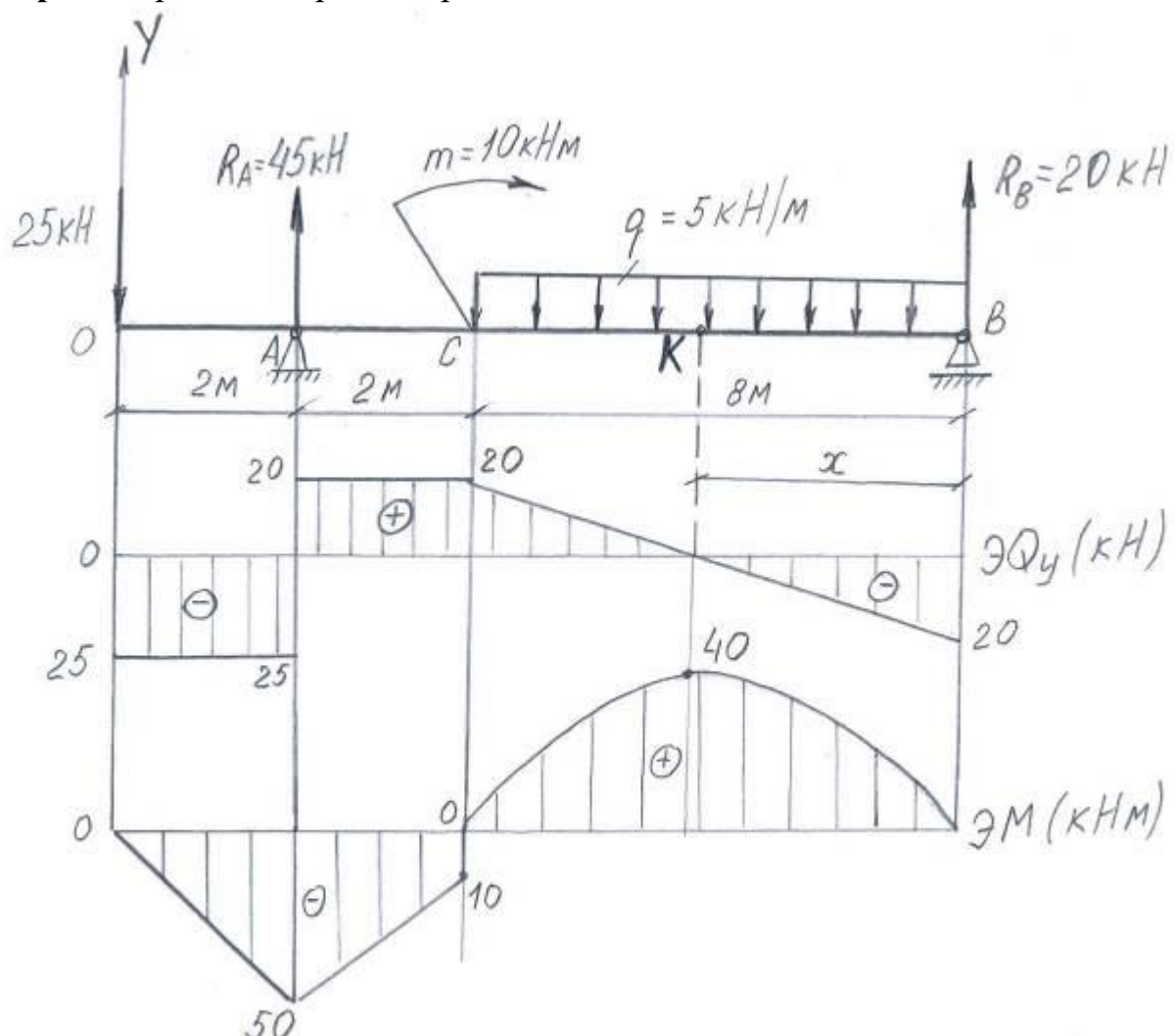
1. Э_Q скачкообразно изменяет свое значение в точках приложения сосредоточенных сил, величина скачка определяется величиной приложенной силы.

2. ЭQ – прямая, параллельная оси эпюры на участках, свободных от действия равномерно распределенной нагрузки и наклонная прямая на участках действия равномерно распределенной нагрузки.

3. ЭM скачкообразно изменяет свое значение в точках приложения сосредоточенных моментов, величина скачка определяется величиной приложенного момента.

3. ЭM- наклонная прямая на участках, свободных от действия равномерно распределенной нагрузки и парабола, обращенная выпуклостью навстречу нагрузке на участках действия равномерно распределенной нагрузки.

Пример: Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.



$$-R_B \cdot 10 = 50 - 10 - 240; \quad R_B = 20 \text{ (кН)}$$

$$1.2. \sum M_B = 0; \quad -25 \cdot 12 + R_A \cdot 10 + 10 - (5 \cdot 8) \cdot 4 = 0;$$

$$R_A \cdot 10 = 300 - 10 + 160; \quad R_A = 45 \text{ (кН)}$$

1.3. Проверка правильности решения: доказать, что $\sum F_{iy} = 0$

$$\sum F_{iy} = -25 + 45 - (5 \cdot 8) + 20 = -65 + 65 = 0.$$

2. Построение эпюры поперечных сил (ΣQ_Y)

$$Q_Y = \sum F_{iy \text{ ост. ч.}}, \text{ кН}$$

$$Q_{y0} = -25 \text{ (по правилу конечного сечения)}$$

$$Q_{YA}^{\text{слева}} = -25; Q_{YA}^{\text{справа}} = -25 + 45 = 20$$

$$Q_{YC} = -25 + 45 = 20; Q_{YB} = -20 \text{ (по правилу конечного сечения)}$$

3. Построение эпюры изгибающих моментов (ΣM_x)

$$M_x = \sum M_{\text{сеч}} (F_{iy \text{ ост. ч.}}), \text{ кНм}$$

$$M_{x0} = 0 \text{ (по правилу конечного сечения)}$$

$$M_{xA} = -25 \cdot 2 = -50$$

$$M_{xc}^{\text{слева}} = -25 \cdot 4 + 45 \cdot 2 = -10$$

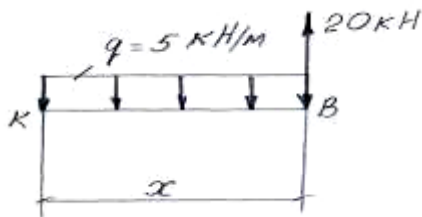
$$M_{xc}^{\text{справа}} = -25 \cdot 4 + 45 \cdot 2 + 10 = 0$$

$$M_{xB} = 0 \text{ (по правилу конечного сечения)}$$

На участке действия равномерно распределенной нагрузки

ΣQ_y плавно переходит через «0», поэтому на эпюре изгибающих моментов в точке К возникает экстремальное значение момента.

Из условия $Q_{yK} = 0$ определяем длину участка ВК



$$Q_{yK} = -20 + 5 \cdot x = 0; \quad 5x = 20; \quad x = 4(\text{м})$$

Определим момент в точке К:

$$M_K = 20 \cdot x - (5 \cdot x) \cdot \frac{x}{2} = 20 \cdot 4 - 5 \cdot 4 \cdot 2 = 40(\text{кНм})$$

Задание к практической работе:

Для заданных схем нагружения балок: определить реакции связей, построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

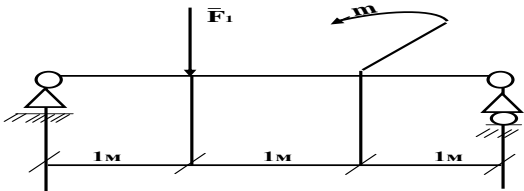
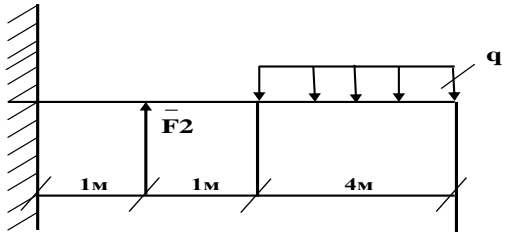
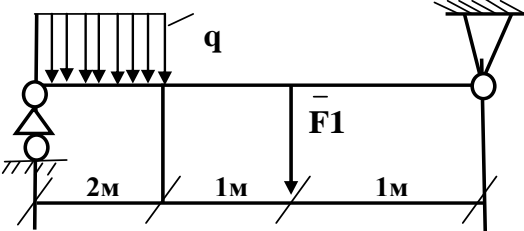
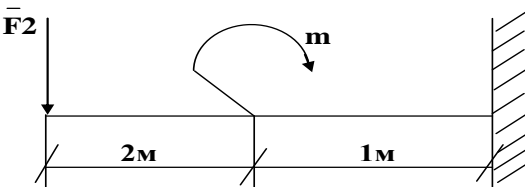
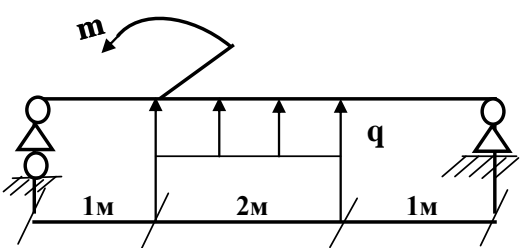
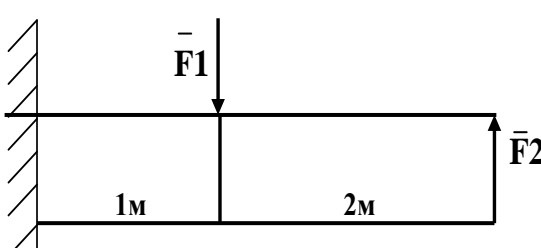
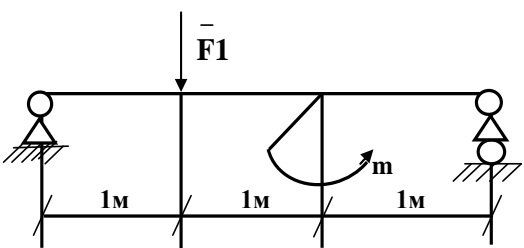
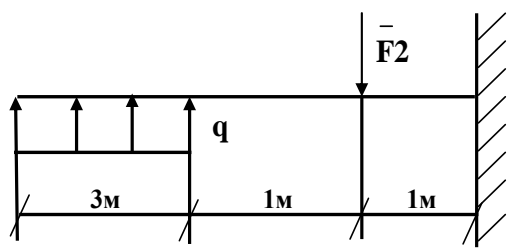
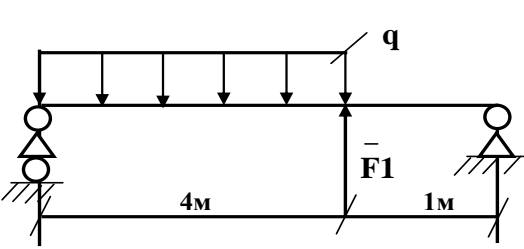
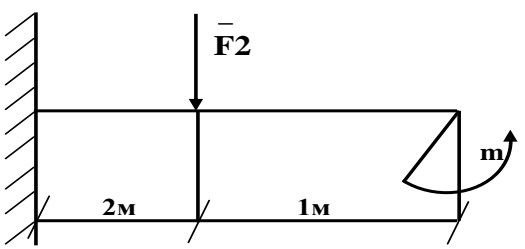
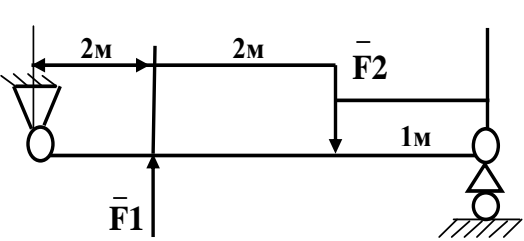
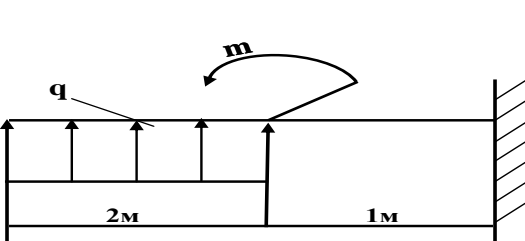
Ход выполнения практической работы.

1. Записать задание и выбрать исходные данные в соответствии с вариантом по таблице 1

Таблица 1 - Исходные данные к практической работе №4.

№ варианта	№ схемы	F_1 , кН	F_2 , кН	q , кН/м	m , кНм
1	1	6	12	4	4
2	2	8	-6	2	5
3	3	10	-8	8	6
4	4	12	15	10	8
5	5	20	50	15	10
6	6	5	19	20	25
7	7	8	20	32	16
8	8	14	23	6	50
9	9	25	28	8	42
10	10	30	17	10	18
11	1	32	16	16	10
12	2	16	5	30	5
13	3	4	42	28	25
14	4	3	30	8	8
15	5	7	20	5	16
16	6	9	19	14	32
17	7	19	4	6	4
18	8	28	16	10	8
19	9	30	5	8	10
20	10	20	10	4	6
21	1	7	26	2	4
22	2	8	20	12	25
23	3	40	35	20	18
24	4	24	20	3	14
25	5	18	25	10	12
26	6	25	15	10	4
27	7	19	20	25	18

2. Выполнить схему нагружения в соответствии с вариантом по таблице 1 и рисунку 3.

1		
2		
3		
4		
5		
6		

7		
8		
9		
10		

Рисунок 3 - Схемы нагружения к практической работе №4.

3. Определить реакции связей (для двух опорной балки):

3.1. заменить связи реакциями связей;

3.2. составить уравнения равновесия и определить реакции связей;

3.3. произвести контроль правильности определенных реакций.

4. Построить ЭК:

4.1. определить величину поперечной силы в характерных точках (в сечениях приложения сосредоточенных сил расчет произвести дважды: слева и справа от сечения);

4.2. построить ЭК по полученным ординатам.

5. Построить ЭМ:

5.1. определить величину изгибающего момента в характерных точках (в сечениях приложения сосредоточенных моментов расчет произвести дважды: слева и справа от сечения);

5.2. построить ЭМ по полученным ординатам.

6. Произвести контроль правильности построенных эпюр.

7. Определить положение наиболее опасного сечения.

8. Сформулировать вывод по работе.

9. Ответить на контрольные вопросы.

1). Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечных сечениях при поперечном изгибе?

2). Запишите формулу для определения поперечной силы, укажите правило знаков.

3). Запишите формулу для определения изгибающего момента, укажите правило знаков.

4). Объясните причину скачкообразного изменения ординат ЭQ и ЭМ .

5). С какой целью строятся ЭQ и ЭМ?

Структура отчета по практической работе

1. Номер и название работы

2. Цель:

3. Задача №1.

3.1. Схема нагружения.

3.2. Исходные данные:

3.3. Расчет реакций связей.

3.4. Определение величины поперечной силы в характерных точках и построение ЭQ.

3.5. Определение величины изгибающего момента в характерных точках и построение ЭМ.

3.6. Контроль правильности построенных эпюр.

3.7. Определение положения наиболее опасного сечения.

4. Задача 2.

4.1. Схема нагружения.

4.2. Исходные данные:

4.3. Определение величины поперечной силы в характерных точках и построение ЭQ.

4.4. Определение величины изгибающего момента в характерных точках и построение ЭМ.

4.5. Контроль правильности построенных эпюр.

4.6. Определение положения наиболее опасного сечения.

5. Вывод по работе.

6. Ответы на контрольные вопросы:

Практическая работа №5.

Расчет на прочность пластичных балок.

Цель: освоение методики прочностных расчетов балок, изготовленных из пластичных материалов.

Умения: определять напряжения в конструктивных элементах (определение положения наиболее опасного сечения при изгибе, проверочный расчет на прочность при изгибе)

Знания: методика расчетов элементов конструкций на прочность (правила построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов, условие прочности при изгибе, сущность проверочного расчета при изгибе)

Теоретический материал

При изгибе расчет на прочность производят по нормальным напряжениям изгиба. Сущность расчета на прочность заключается в определении максимальных напряжений в наиболее опасном сечении и в сравнении их величины с допускаемыми напряжениями:

Условие прочности для пластичных балок

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{x\max}}{W_x} \leq [\sigma]$$

Осей момент сопротивления для различных сечений:

-для круга $W_x = 0,1 \cdot d^3$

-для кругового кольца $W_x = 0,1 \cdot d^3(1-\alpha^4)$

-для прямоугольника $W_x = \frac{bh^2}{6}$

На основании условия прочности возможны три вида расчетов:

1.проверочный (проверяется обеспечение прочности выполнением условия прочности);

2. проектный (определяются размеры поперечного сечения)

$$W_x \geq \frac{M_{x\max}}{[\sigma]} ;$$

3.определение величины максимально допустимой внешней нагрузки

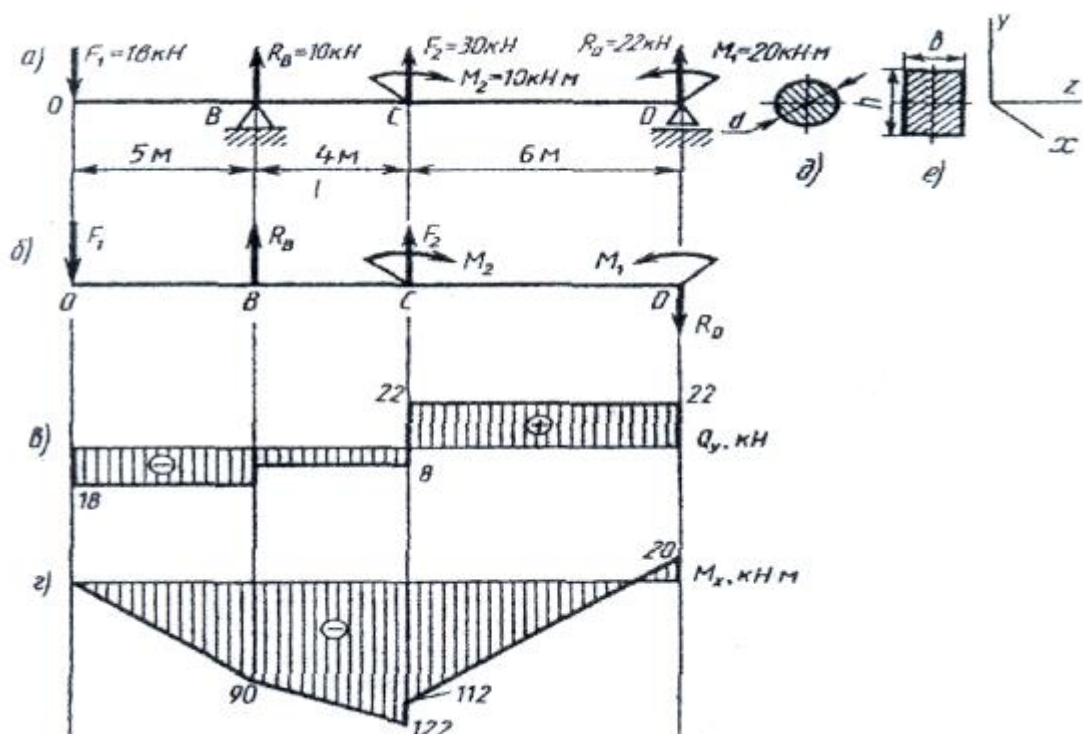
$$M_{x\max} \leq W_x \cdot [\sigma]$$

Пример расчета: Проверить прочность двух опорной балки, если

$[\sigma] = 160 \text{ н/мм}^2$ для следующих вариантов:

а) поперечное сечение: круг $d=40 \text{ мм}$;

б) поперечное сечение : прямоугольник $h=50$; $b = 25 \text{ мм}$



1.Определение опорных реакции и проверка правильности найденных значений:

$$\sum M_D = 0; -F_1 \cdot OD + R_B \cdot BD + M_2 + F_2 \cdot CD - M_1 = 0 \quad (1)$$

Решая уравнение (1) получим $R_B = 10 \text{ кН}$.

$$\sum M_B = 0; -F_1 \cdot OB - R_D \cdot BD - F_2 \cdot BC + M_2 - M_1 = 0 \quad (2)$$

Из уравнения (2) $R_D = -22 \text{ кН}$

Т.к. реакция R_D получилась со знаком минус, то изменяем ее первоначальное направление на противоположное. Истинное направление реакции R_D — вниз.

Проверка: $\sum F_{iy} = -F_1 + R_B + F_2 - R_D = -18 + 10 + 30 - 22 = 0$.

Уравнение равновесия статики $\sum F_{iy} = 0$ выполняется, следовательно реакции опор определены верно. При построении эпюр используем только истинные направления реакций опор.

2. Выделим на балке характерные точки: О, В, С, Д.

3. Определяем в характерных точках значения поперечной силы Q_y и строим эпюру поперечных сил слева направо: $Q = \sum F_{i \text{ ост. ч.}}$

$$Q_{yO} = -F_1 = -18 \text{ кН};$$

$$Q_{yB}^{\text{слева}} = -18 \text{ кН};$$

$$Q_{yB}^{\text{справа}} = -18 + 10 = -8 \text{ (кН)};$$

$$Q_{yC}^{\text{слева}} = -18 + 10 = -8 \text{ (кН)};$$

$$Q_{yC}^{\text{справа}} = -18 + 10 + 30 = 22 \text{ (кН)};$$

$$Q_{yD}^{\text{слева}} = -18 + 10 + 30 = 22 \text{ (кН)}; \quad Q_{yD}^{\text{справа}} = -18 + 10 + 30 - 22 = 0$$

4.Определяем в характерных точках значения изгибающего момента M_x , и строим эпюру изгибающих моментов слева направо:

$$M_{xO} = 0; \quad M_{xB} = -18 \cdot OB = -18 \cdot 5 = -90 \text{ кНм};$$

$$M_{xC}^{\text{справа}} = -F_1 \cdot OC + R_B \cdot BC + M_2 = -18 \cdot 9 + 10 \cdot 4 + 10 = -112 \text{ (кНм)};$$

$$M_{xC}^{\text{слева}} = -F_1 \cdot OC + R_B \cdot BC = -18 \cdot 9 + 10 \cdot 4 = -122 \text{ (кНм)}$$

$$M_{xD}^{\text{слева}} = -F_1 \cdot OD + R_B \cdot BD + M_2 + F_2 \cdot CD = -18 \cdot 15 + 10 \cdot 10 + 10 + 30 \cdot 6 = 20 \text{ (кНм)}$$

$$M_{\text{хд}}^{\text{справа}} = -F_1 \cdot \text{ОД} + R_B \cdot \text{ВД} + M_2 + F_2 \cdot \text{СД} - M_1 = -18 \cdot 15 + 10 \cdot 10 + 10 + 30 \cdot 6 - 20 = 0$$

5. Определяем положение наиболее опасного сечения (анализируя ЭМ_х) :
наиболее опасное сечение В, т.к. $M_{\text{хmax}} = 122 \text{ кНм} = M_B$.

6. Проверка прочности наиболее опасного сечения:

6.1 сечение – прямоугольник с заданным соотношением сторон.

Используя формулу

$$W_x = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{25 \cdot 50^3}{12} = 260417 (\text{мм}^3),$$

проверяем прочность балки по условию прочности:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{M_{\text{хmax}}}{W_x} \leq [\sigma];$$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{122 \cdot 10^6}{260417} = 468 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

Вывод: прочность балки не обеспечена, т. к.

$$\sigma_{\text{max}} = 468 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$$

6.2. сечение – круг:

Используя формулу $W_x = 0,1 d^3 = 0,1 \cdot 40^3 = 6400 \text{ мм}^3$

Проверяем прочность балки:

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{122 \cdot 10^6}{6400} = 19062 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \right)$$

Вывод: прочность не обеспечена,

$$\text{т.к. } \sigma_{\text{max}} = 19062 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$$

Задание: Проверить прочность стальной балки, если $[\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$. В случае нарушения прочности предложить возможные варианты обеспечения прочности.

Ход выполнения работы

1. Записать задание, принять исходные данные в соответствии с вариантом по таблице 1.

Таблица 1 - Исходные данные к практической работе №5

№в ар	Параметры						схема	Поперечное сечение
	m, кНм	F,кН	q, кН/м	a, м	b, м	c ,м		
1	15	60	4	0,5	1,5	1,5	А	Круг, d=50мм
2	17	65	5	0,6	1,6	1,7	Б	Кольцо d=70мм d0=60мм
3	19	70	6	0,8	1,8	1,9	В	Прямоугольник h=80мм, b=40мм
4	20	75	7	0,9	1,9	2	Г	Квадрат, a=40мм
5	21	80	8	01	2	2,1	Д	Круг, d=70мм
6	23	85	9	1	1	1,8	Е	Кольцо d=60мм d0= 50мм
7	24	90	10	1,1	2,3	2,7	А	Прямоугольник h= 60мм, b=40мм
8	25	95	11	0,9	2,1	2,5	В	Квадрат a= 50мм
9	26	100	12	0,6	2,5	2,6	Г	Круг, d=60мм
10	28	105	13	0,8	2,3	2,4	Д	Кольцо d=50мм d0=45мм
11	15	28	6	1	1,2	2,5	Е	Прямоугольник h=70мм b=30мм
12	17	29	9	0,8	1,5	2,8	А	Прямоугольник h= 58мм b=30мм
13	19	34	7	0,7	1,6	2,6	Б	Круг, d=60мм
14	20	25	8	0,4	1,5	2,8	В	Кольцо d=75мм d0=65мм
15	21	42	5	0,5	1,6	2,8	Г	Прямоугольник h= 45мм b=25мм
16	23	56	4	0,8	1,7	2,4	Д	Квадрат a=60мм
17	25	45	9	0,6	1:	2	Е	Круг, d=50мм
18	26	36	2	0,8	1,2	2,2	А	Кольцо d=70мм d0=60мм
19	28	35	4	0,5	1,8	2.1	Б	Прямоугольник h= 70мм b=50мм
20	24	64	7	0,6	1,4	2,5	В	Квадрат a=80мм
21	32	85	6	0,5	1,1	2	Г	Круг, d=70мм
22	28	76	10	0,6	1,2	,2.1	Д	Квадрат a=50мм
23	17	45	4	0.7	1,3	2.2	Е	Кольцо d=80мм d0=70мм
24	35	58	5	0,8	1.4	2.3	А	Прямоугольник h= 45мм b=25мм
25	27	98	6	0,9	1.5	2,4	Б	Круг, d=65мм
26	38	68	7	1,0	1,6	2,5	В	Кольцо d= 50мм d0= 40мм
27	34	100	8	0,4	1,7	2,6	Г	Прямоугольник h= 48мм b=25мм

2. Выполнить схему нагружения (рисунок 2) в соответствии с вариантом.

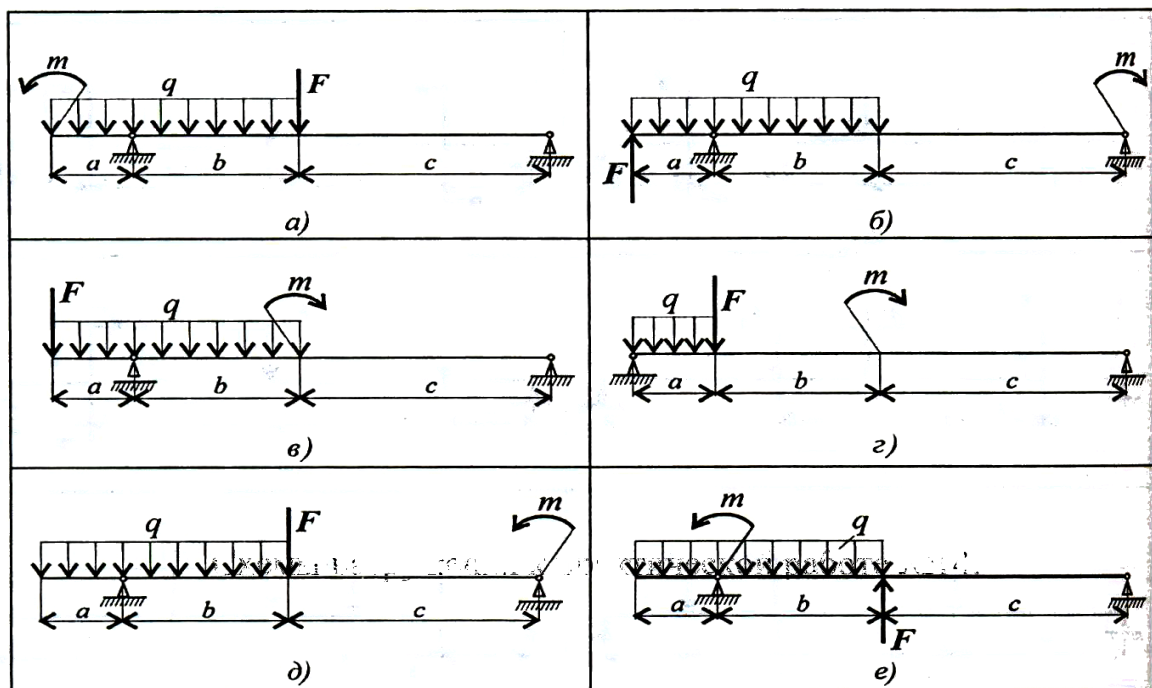


Рисунок 2 - Схемы нагружения к практической работе №5

3. Связи заменить реакциями связей.
4. Определить реакции связей, составив уравнения равновесия для плоской произвольной системы сил.
5. Выполнить проверку правильности определенных реакций.
6. Определить вид эпюры поперечных сил на каждом участке в зависимости от внешней нагрузки, вычислить величину поперечных сил в характерных точках и построить эпюру поперечных сил.
7. Определить вид эпюры изгибающих моментов на каждом участке в зависимости от внешней нагрузки, вычислить величину изгибающих моментов в характерных точках и построить эпюру изгибающих моментов.
8. Определив положение наиболее опасного сечения (по эпюре изгибающих моментов) выполнить проверочный расчет на прочность.
9. Проанализировать полученный результат.
10. Предложить варианты обеспечения прочности (при необходимости).

11.Сформулировать вывод по работе

12. Ответить на контрольные вопросы:

1) .Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечном сечении при поперечном изгибе?

2). Записать формулы для определения поперечной силы и изгибающего момента в любом поперечном сечении

3). Как определить величину поперечной силы и изгибающего момента в концевом сечении?

4).Сформулируйте сущность проверочного и проектного расчетов на прочность при изгибе?

5). Запишите условие прочности при изгибе.

6). Укажите возможные варианты обеспечения прочности элементов конструкций.

Структура отчета по практической работе.

1. Номер и название практической работы.

2. Цель:

3.Схема нагружения.

4. Исходные данные.

5 .Определение реакций связей.

6.Проверка правильности определенных реакций.

7.Определение величины поперечных сил в характерных точках и построение эпюры поперечных сил.

8.Определение величины изгибающих моментов в характерных точках и построение эпюры изгибающих моментов.

9.Определение положения наиболее опасного сечения.

10.Выполнение проверочного расчета балки на прочность.

11.Анализ полученного результата.

12.Вывод по работе.

13.Ответы на контрольные вопросы.

Лабораторная работа № 4

Испытание на продольный изгиб

Цель: экспериментальное подтверждение справедливости формулы для определения критической силы.

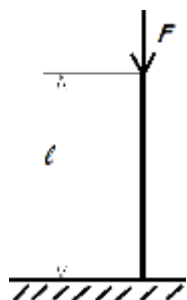
Оборудование: установка для испытания, мерительный инструмент, индикаторные головки, образец.

Умения: определять напряжения в конструктивных элементах (определять величину критической силы на лабораторном оборудовании)

Знания: методика расчета элементов конструкций на устойчивость (сущность и формула для определения величины критической силы)

Теоретический материал

В природе существует три формы равновесия твердого тела: устойчивое, неустойчивое, безразличное. Для механических конструкций допустим лишь случай устойчивого равновесия. Равновесие считается устойчивым, если при малом отклонении элемента конструкции от равновесного положения возникают сила или пара сил, возвращающие его в равновесие. Если по каким-либо причинам конструкция при отклонении от равновесия не возвращается в исходное положение, то говорят о потере устойчивости.



Рассмотрим длинный тонкий стержень, находящийся под воздействием сжимающей нагрузки. При малых значениях силы “ \bar{F} ” стержень испытывает сжатие. При достижении определенной величины силы “ \bar{F} ” происходит потеря прямолинейной формы равновесия стержня. Говорят, что стержень потерял устойчивость.

Изгиб стержня, связанный с потерей устойчивости прямолинейной формы его равновесия, называется продольным изгибом.

Максимальная сжимающая сила, при которой прямолинейная форма стержня устойчива, называется критической силой $F_{кр}$. При условии $\bar{F} > \bar{F}_{кр}$.

происходит продольный изгиб. Формула Эйлера для определения критической силы имеет вид:

$$F_{крит} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{min}}{(\mu \cdot \ell)^2}$$

где E – модуль продольной упругости;

I_{min} - минимальный момент инерции поперечного сечения; для прямоугольного сечения:

$$I_{min} = \frac{b \cdot h^3}{12}, мм^4$$

μ - коэффициент приведения длины, зависящий от способа крепления концов стержня.

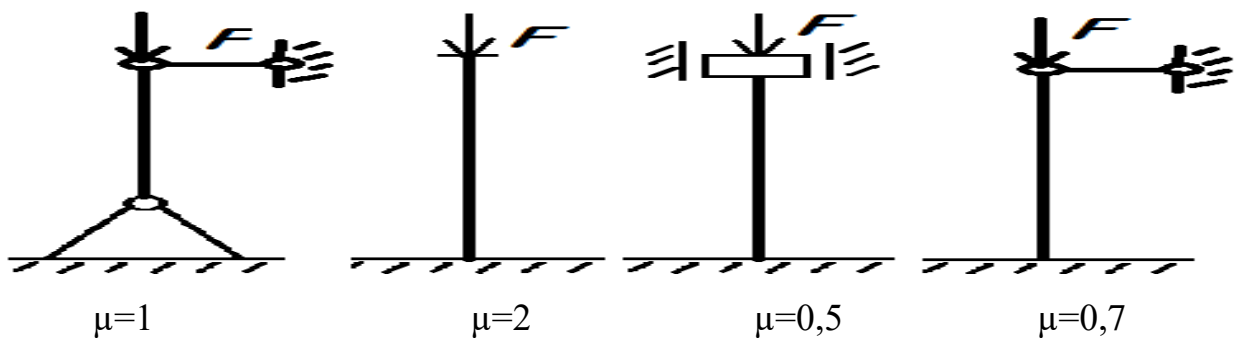
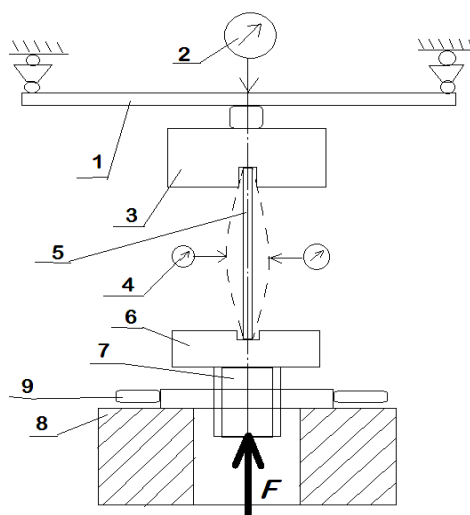


Рисунок1 – Способы крепления концов стержней.

Описание установки



1. Плоский торшок
2. Силовой индикатор
3. Верхняя опора
4. Боковые индикаторы
5. Стержень
6. Нижняя опора
7. Маховик
8. Станина
9. Винт

Рисунок 2 – Лабораторная установка

Установка имеет верхнюю (3) и нижнюю (6) опоры. В теле верхней опоры установлен на опорах плоский торшок (1), над серединой которого

установлен силовой индикатор часового типа (2). Верхняя опора неподвижна, нижняя подвижна: перемещение осуществляется с помощью винта (9) и маховика (гайка) (7): маховику задаётся вращение, винт вместе с нижней опорой, перемещаясь поступательно, создает для стержня (5) сжимающее усилие. Боковые индикаторы (4), служащие для фиксирования момента выпучивания стержня, устанавливаются так, что между ножками индикаторов и стержнем оставался зазор 0,1...0,2 мм. Защемление концов стержня достигается равномерным затягиванием винтов.

Ход выполнения работы

1. Измерить размеры стержня.
2. Стержень установить в опорах установки.
3. Установить стрелки индикаторов на нуль. Поворачивая маховичек произвести сжатие стержня.
4. В момент отклонения стрелки одного из боковых индикаторов произвести отсчет по силовому индикатору, определяя величину опытного значения критической силы $F_{крит}$. Опыт производят 3-4 раза, а затем за истинное значение принимают среднюю величину:

$$F_{кр}^o = \frac{F_{кр1}^o + F_{кр2}^o + F_{кр3}^o}{3}$$
5. По формуле Эйлера определить теоретическое значение критической силы.
6. Определить погрешность проведения опыта

$$\Delta F = \frac{F_{кр}^m - F_{кр}^o}{F_{кр}^m} \cdot 100\%$$
7. Сформулировать вывод по работе. Ответить на контрольные вопросы.
8. Ответить на контрольные вопросы:
 - 8.1. Какой вид нагружения называется «продольный изгиб»?
 - 8.2. При каких условиях нагружения и соотношениях размеров образца возможен продольный изгиб?
 - 8.3. Сформулируйте понятие «критическая сила».
 - 8.4. Как изменится величина критической силы, если длину стержня увеличить в 2 раза?
 - 8.5. Как Вы понимаете выражение «стержень потерял устойчивость»?

8.6.Зависит ли величина критической силы от упругих свойств материала?

8.7.Как изменится величина критической силы, если одну из шарнирных опор стержня заменить жесткой заделкой?

Структура отчета по выполнению лабораторной работы.

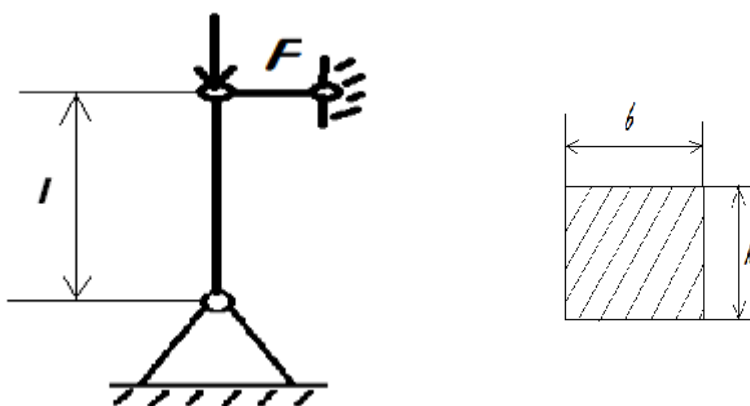
1.Номер и наименование лабораторной работы

2.Цель:

3.Оборудование:

4.Исходные данные:

4.1.Схема нагружения



4.2.Способ крепления концов стержня:

4.3.Размеры испытуемого образца:

$b =$ (мм); $h =$ (мм); $l =$ (мм);

4.4.Коэффициент приведения длины: $\mu = 1$

5.Определение минимального момента инерции поперечного сечения:

$$I_{\min} =$$

6.Определение теоретического значения критической силы:

$$F_{\text{кр}} =$$

7. Запись результатов испытаний:

№ п/п	Опытное значение критической силы
1	$F_{\text{кр}1} = n_1 \cdot M_F =$
2	$F_{\text{кр}2} = n_2 \cdot M_F =$
3	$F_{\text{кр}3} = n_3 \cdot M_F =$

8.Определение среднего опытного значения критической силы

$$F_{кр}^o = \frac{F_{кр1}^o + F_{кр2}^o + F_{кр3}^o}{3} \text{ (Н)}$$

9.Определение погрешности испытаний:

$$\Delta F_{кр} =$$

10. Вывод по работе.

11.Ответы на контрольные вопросы.

Практическая работа №6.

Выбор электродвигателя. Кинематический и силовой расчет привода.

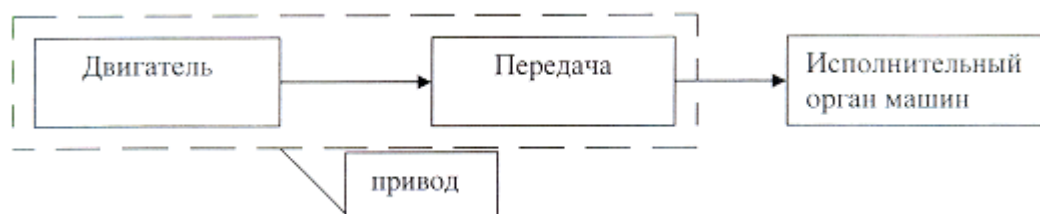
Цель: освоение методики кинематического и силового расчета многоступенчатого привода.

Уметь: читать кинематические схемы(определять виды механических передач, используемые в приводе; определять кинематические и силовые характеристики механических приводов);

Знать: виды механизмов, их кинематические и динамические характеристики (условные обозначения, используемые в кинематических схемах; формулы для определения передаточных отношений, КПД, мощности, вращающих моментов отдельных элементов и всего привода в целом)

Теоретический материал

Большинство современных машин создаются по схеме:



Механическая передача – механизм, служащий для передачи энергии на расстояние. Функции передачи: согласование скоростей исполнительных органов со скоростью двигателя; регулирование и реверсирование скорости

исполнительного механизма, преобразование вращательного движения двигателя в поступательное движение исполнительного органа машины, приведение в движение нескольких исполнительных механизмов одновременно от одного двигателя.

В каждой передаче различают ведущее звено (передающее движение) и ведомое (приводимое в движение от ведущего). Передача, состоящая из нескольких пар ведущего и ведомого звеньев, называется многоступенчатой.

Механическая передача имеет ряд кинематических и силовых характеристик. К кинематическим характеристикам механической передачи относятся:

- угловая скорость ω , с^{-1} ;
- частота вращения n , мин^{-1} ;
- окружная скорость V , м/с ;
- передаточное отношение u .

Передаточное отношение – безразмерная величина, показывающее во сколько раз передача изменяет скорость вращения

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Передача, понижающая скорость ($u > 1$), называется редуктором. Для многоступенчатой передачи

$$u = u_1 \cdot u_2 \cdot \dots \cdot u_n$$

где u_1, \dots, u_n – передаточные отношения отдельных ступеней.

К силовым характеристикам относятся:

- мощность P , Вт $P = M \cdot \omega$
- вращающий момент M , Н·м $M = P / \omega$
- коэффициент полезного действия, $\eta \equiv \frac{P_{\text{полез.}}}{P_{\text{затрач}}}$

КПД многоступенчатой передачи

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

где η_1, \dots, η_n - КПД каждой кинематической пары (зубчатой, ременной, цепной) а также других звеньев привода (подшипников, муфт) и т. д.

Задание к практической работе:

Для заданной схемы привода выбрать электродвигатель, выполнить кинематический и силовой расчет привода

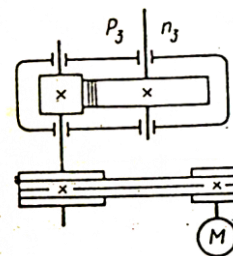
Ход выполнения работы

1. Записать задание, выбрать кинематическую схему и исходные данные в соответствии с вариантом (таблица 1)

Таблица 1- Варианты заданий к практической работе №6.

№п/п	Мощность на выходе привода, $P_{\text{вых}}$, кВт	Частота вращения выходного вала привода $n_{\text{вых}}$, мин ⁻¹	Кинематическая схема привода
1	4,6	130	
2	3,2	118	
3	1,8	80	
4	3,4	140	
5	2,5	100	
6	4,5	95	
7	2,5	60	
8	1,7	120	
9	2,3	130	
10	3,3	80	
11	4,6	120	
12	3,3	100	
13	4,5	100	
14	1,8	90	
15	2,5	85	
16	1,7	112	
17	3,2	160	
18	4,5	110	
19	4,4	150	
20	5,2	130	

21	4,3	40
22	3,4	50
23	4,5	30
24	6	30
25	3,5	50



2. Выбрать электродвигатель.

2.1. Определить КПД привода $\eta = \eta_{\text{ц}}^a \cdot \eta_{\text{р}}^b \cdot \eta_{\text{з}}^c \cdot \eta_{\text{н}}^e, (1)$

где $\eta_{\text{ц}}, \eta_{\text{р}}, \eta_{\text{з}}$ – КПД соответственно цепных, ременных, зубчатых, передач, пар подшипников /табл.2/

Таблица 2. Значения КПД механических передач

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Ременная:		
плоским ремнем		0,96...0,98
клиновыми (поликлиновым) ремнями		0,95...0,97

Примечания: 1. Потери в подшипниках на трение оцениваются следующим коэффициентом: для одной пары подшипников скольжения принимаются $\eta_{\text{вс}}=0,98...0,99$.
2. Потери в муфте принимаются $\eta_{\text{м}} \approx 0,98$

a,b,c,e- количество соответственно цепных, ременных, зубчатых, передач, пар подшипников.

Примечание: составляющие формулы (1) определяются в зависимости от кинематической схемы привода.

2.2. Определить требуемую мощность двигателя, кВт $P_{\text{тр.дв}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta} (2)$

2.3. Определить возможное передаточное отношение привода /табл.3/

$$u_{\text{воз}} = u_{\text{з}} \cdot u_{\text{р}} \cdot u_{\text{ц}}, (3)$$

Таблица 3. Рекомендуемые значения передаточных отношений

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (ГОСТ 2185— 66):					
1-й ряд - 2,0;	2,5;	3,15;	4,0;	5,0;	6,3;
2-й ряд-2,24;	2,8;	3,55;	4,5;	5,6;	7,1.
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.					
Закрытые червячные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом					

витков $\gamma=1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-75): 1-й ряд-10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 2-й ряд-11,2; 14; 18; 22,4 28; 35,5. Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда. Открытые зубчатые передачи: 3...7, закрытые зубчатые передачи: 3...6. Цепные передачи: 2...4 Ременные передачи (все типы): 2...4
--

где u_z - передаточное отношение зубчатой передачи;

u_p – передаточное отношение ременной передачи ;

$u_{\text{ц}}$ – передаточное отношение цепной передачи

Примечание: составляющие формулы 3 определяются в зависимости от кинематической схемы привода.

2.4.Определить возможную частоту вращения вала двигателя

$$n_{\text{возм}} = n_{\text{вых}} \cdot u_{\text{возм}}(4)$$

Таблица 4 - Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А общепромышленного применения; закрытые, обдуваемые.

Номинальная мощ- ность	Синхронная частота вращения, об/мин							
	3000		1500		1000		750	
	Тип двигателя	Номинальная частота n_1 , об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота n_2 , об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{1/ш}$, об/мин	Тип двигателя	Номинальная частота $n_{ш}$, об/мин
0,25	4ААМ56В2У3	2760	4ААМ63А4У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680
0,37	4ААМ63А2У3	2740	4ААМ63В4У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80А8У3	675
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4АМ71А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90БА8У3	700
1,1	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90БВ8У3	700
1,5	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90Б6У3	935	4АМ100Б8У3	700
2,2	4АМ80В2У3	2850	4АМ90Б4У3	1425	4АМ100Б6У3	950	4АМ112МА8У3	700
3,0	4АМ90Б2У3	2840	4АМ100S4y3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У3	700
4,0	4АМ100S2y3	2880	4АМ100Б4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132S8y3	720
5,5	4АМГ00Б2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132S6y3	965	4АМ132М8У3	720
7,5	4АМ112М2У3	2900	4АМ132S4У3	1455	4АМ132М6У3	870	4АМ160S8y3	730

2.5. Выбрать стандартный электродвигатель

/таблица 4 /

Примечание: При выборе двигателя необходимо следовать рекомендациям:

- $P_{\text{дв}} > P_{\text{трдв}}$ (допустимая перегрузка до 5%)
- частоту вращения двигателя необходимо принимать таким образом, чтобы передаточные отношения передач привода оказались наиболее рациональными. При этом необходимо учесть, двигатели с большой частотой вращения (синхронной 3000 мин⁻¹) имеют низкий рабочий ресурс, а двигатели с частотой 750 мин⁻¹ весьма металлоемки. Поэтому их без особой необходимости применять не рекомендуется;
- необходимо выбрать следующие характеристики двигателя:

- $P_{\text{дв}}$, кВт

- $n_{\text{дв}}$ мин⁻¹

3. Выполнить кинематический расчет привода

3.1. Определить передаточное отношение привода

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}} \quad (5)$$

3.2. Произвести разбивку передаточного отношения по ступеням

3.2.1. Назначить передаточное отношение зубчатой передачи ($u_{\text{зп}}$) в

соответствии с ГОСТ 2185-66

/табл.3/

3.2.2. Рассчитать передаточное отношение открытой передачи (ременной или цепной)

$$u_{\text{цп}} = u / u_{\text{зп}} \quad \text{или} \quad u_{\text{рп}} = u / u_{\text{зп}} \quad (6)$$

3.3. Определить частоту вращения валов привода n , мин⁻¹ с учетом кинематической схемы

3.4. Определить угловые скорости валов привода, с⁻¹

$$\omega = \pi n / 30 \quad (7)$$

4. Выполнить динамический расчет привода

4.1. Определить мощность на валах привода (с учетом величины $P_{тр\delta}$ и потерь мощности в тех элементах привода, которые расположены на пути передачи мощности от двигателя до рассматриваемого вала).

$$P = P_{тр} \cdot \eta, \text{ кВт} \quad (8)$$

4.2. Определить величину вращающих моментов на валах привода,

$$M = P \cdot 10^3 / \omega, \text{ нм} \quad (9)$$

5. Сформулировать вывод по работе.

6. Ответить на контрольные вопросы:

1). Перечислите кинематические характеристики механической передачи.

2). Поясните физический смысл передаточного отношения и запишите формулы для его определения через кинематические и геометрические параметры ведущего и ведомого элементов.

3). Как определяется передаточное отношение многоступенчатого привода?

4). Выберите соотношение между геометрическими, кинематическими и силовыми параметрами ведущего и ведомого элементами зубчатого редуктора:

а) $u > 1$ б) $z_1 > z_2$ в) $w_1 > w_2$ г) $P_1 > P_2$ д) $M_1 > M_2$

$u < 1$ $z_1 < z_2$ $w_1 < w_2$ $P_1 < P_2$ $M_1 < M_2$

5). Перечислите силовые характеристики механической передачи?

6). Поясните физический смысл КПД и запишите формулу его определения для механического привода?

Структура отчет по практической работе

1. Номер и название работы

2. Цель:

3. Задание к практической работе

4. Кинематическая схема привода.

5. Исходные данные: $P_{вых} =$, кВт
 $n_{вых} =$, мин⁻¹

6. Выбор электродвигателя.

6.1. Определение КПД привода

6.2. Определение требуемой мощности двигателя

6.3.Определение возможного передаточного отношения привода

6.4.Определение возможной частоты вращения вала двигателя

6.5.Выбор стандартного электродвигателя

7.Кинематический расчет привода.

7.1.Определение фактического передаточного отношения привода

7.2. Разбивка передаточного отношения по ступеням

7.3.Определение частоты вращения валов привода, мин^{-1}

7.4. Определение угловой скорости валов привода, с^{-1}

8.Динамический расчет привода.

8.1. Определение мощности на валах привода, кВт

8.2. Определение вращающих моментов на валах привода, нм

Таблица 5 - Результаты расчета

Параметр	Вал			
	зубчатой передачи		открытой передачи	
	ведущий	ведомый	ведущий	ведомый
Передаточное отношение u				
Частота вращения n , мин^{-1}				
Угловая скорость, ω , сек^{-1}				
Мощность, кВт				
Вращающий момент, нм				

9.Вывод по работе:

10.Ответы на контрольные вопросы.

Практическая работа №7.

Расчет геометрических размеров зубчатых колес по их замерам.

Цель: освоение методики расчета геометрических размеров, контролируемых параметров и выполнения эскиза зубчатого колеса.

Материальная база: Зубчатые колеса, штангенциркули.

Уметь: производить расчеты механических систем (определять основные геометрические параметры прямозубого цилиндрического зубчатого колеса; выполнять рабочий чертеж зубчатого колеса)

Знать: основы расчетов механических передач (основные геометрические параметры эвольвентного зубчатого зацепления и формулы для их определения)

Теоретический материал.

Зубчатые колеса являются элементами самой распространенной механической передачей- зубчатой с эвольвентным рабочим профилем зуба.

К основным геометрическими параметрами эвольвентного зубчатого зацепления относятся:

-модуль зацепления m - величина, пропорциональная шагу зацепления p по делительному цилиндру: $m = \frac{p}{\pi}$, величина модуля согласуется со

стандартом; зубчатые колеса, находящиеся в зацеплении, имеют одинаковый модуль;

-делительный диаметр d – диаметр делительной окружности, условно делящая высоту зуба на головку и ножку:

$$d = m \cdot z,$$

где z – число зубьев зубчатого колеса;

-диаметр окружности выступов d_a - диаметр окружности, проходящей по вершинам зубьев:

$$d_a = m \cdot z + 2m$$

-диаметр окружности впадин d_f —диаметр окружности, проходящей по основанию зубьев:

$$d_f = m \cdot z - 2,5 m ;$$

-высота головки зуба h_a - высота зуба, ограниченная окружностью выступов и делительной окружностью:

$$h_a = m;$$

-высота ножки зуба h_f - высота зуба, ограниченная окружностью впадин и делительной окружностью:

$$h_f = 1,25m$$

-высота зуба h складывается из высоты головки и высоты ножки зуба:

$$h = 2,25m$$

Ход выполнения работы

1. Подсчитать число зубьев зубчатого колеса.
2. Замерить штангенциркулем размеры:
 - диаметр выступов d_a
 - ширину зубчатого венца b
3. Результаты измерений занести в таблицу 1
4. Рассчитать геометрические размеры зубчатого колеса:
 - 4.1 модуль зацепления m (округлить до стандартного значения);
 - 4.2 делительный диаметр d ;
 - 4.3 диаметр выступов d_a ;
 - 4.4 диаметр впадин d_f
 - 4.5 высоту головки зуба h_a
 - 4.6 высоту ножки зуба h_f
 - 4.7 высоту зуба h
5. Результаты расчетов занести в таблицу 2.

6. Рассчитать контролируемые параметры зубчатого колеса:

5.1. число зубьев на длине общей нормали

$$n = 0.1 lz + 0.6 \text{ (округлить до целого числа)}$$

5.2. длину общей нормали

$$W = m [1.476 (2n - 1) + 0.0139z] \text{ (с точностью до 0.01)}$$

5.3. величину постоянной хорды зуба

$$Sc = 1,386m \text{ (округлить до 0.01)}$$

5.4. высоту до постоянной хорды

$$he = 0.7476m \text{ (округлить до 0.01)}$$

6. Выполнить эскиз зубчатого колеса, проставить размеры и заполнить таблицу на эскизе зубчатого колеса.

7. Сделать вывод о погрешности измерений

$$\Delta = \frac{da_{расч} - da_{изм}}{da_{расч}} 100\%$$

8. Выполнить эскиз зубчатого колеса.

9. Сформулировать вывод по работе.

10. Ответить на контрольные вопросы:

10.1. Перечислить основные геометрические параметры цилиндрического зубчатого колеса.

10.2. Какой параметр определяет величину всех геометрических размеров зубчатого колеса?

10.3. При каком основном условии два зубчатых колеса могут быть введены в зацепление?

10.4. Сформулируйте понятия: делительная окружность, окружность выступов, окружность впадин.

10.5. Запишите формулы для определения делительного диаметра, диаметров выступов и впадин цилиндрического прямозубого колеса.

Структура отчёта по выполнению работы

1.Номер и наименование работы

2.Цель:

3.Материальная база:

4.Результаты измерений

Таблица 1. Результаты измерений

Z	da, мм	b, мм

5.Расчет геометрических размеров:

5.1.модуль зацепления

5.2. делительный диаметр

5.3.диаметр выступов

5.4. диаметр впадин

5.5. высота головки зуба

5.6. высота ножки зуба

5.7.высота зуба

Таблица 2- Результаты вычислений

m	d	da	df	ha	hf	h

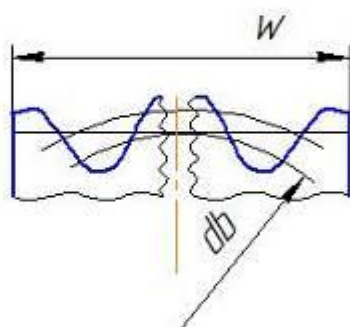
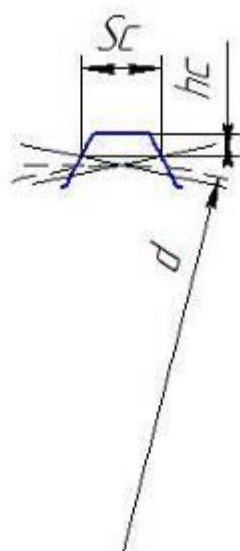
6.Вывод о погрешности измерений

7.Расчет контролируемых параметров

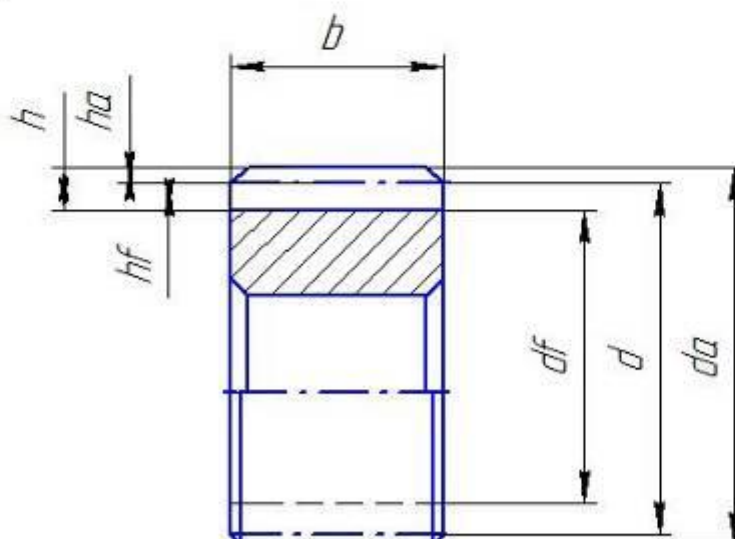
8.Эскиз зубчатого колеса.

9. Вывод по работе

Ответы на контрольные вопросы.



Модуль	m	3,5
Число зубьев	z	24
Нормальный исходный контур	–	ГОСТ13755–81
Угол наклона зубьев	β	0°
Направление линии зуба	–	прямой
Коэффициент смещения	x	0
Делительный диаметр	d	84
Степень точности ГОСТ1643–81	–	
Длина общей нормали	W	26,998
Постоянная хорда зуба	Sc	4,85
Высота до постоянной хорды	hc	2,62



Ив. № подл.	Подп. и дата	Взам. ив. №	Ив. № дйл.	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

Лист

Копировал

Формат А4

Практическая работа №8

Расчёт зубчатой передачи на прочность

Цель: освоение методики проектного и проверочного расчетов зубчатой передачи на контактную и изгибную прочность

Умения: производить расчеты механических передач (расчет зубчатой передачи)

Знания: (актуализация) основы расчетов механических передач (алгоритма расчета зубчатой передачи).

Теоретический материал

Основными видами разрушения зубчатых передач являются усталостное разрушение боковой рабочей поверхности зубьев и поломка зубьев.

Сущность усталостного разрушения заключается в выкрашивании с рабочей поверхности зубьев мельчайших частиц металла. Основной причиной данного разрушения являются переменные контактные напряжения (σ_H). Снижение вероятности усталостного разрушения возможно при рациональном подборе материала зубчатых колес и проведении расчета геометрических размеров зубчатой передачи на контактную прочность, сущность которого сводится к ограничению величины контактных напряжений.

Поломка зуба связана с действием напряжений изгиба (σ_F).

В современных методиках расчета зубчатых передач за основу принят расчет по контактным напряжениям, который позволяет установить основной параметр передачи - межосевое расстояние. Исходя из этого параметра определяются все остальные параметры передачи, а затем производится проверка изгибной прочности зубьев по напряжениям изгиба σ_F и при необходимости принимают меры по ее увеличению. Обычно это достигается увеличением модуля зацепления.

Величина геометрических размеров цилиндрической зубчатой передачи зависит, в первую очередь от выбора марки материала, из которого изготовлены элементы зубчатой пары

Выбор марки материала

Материалом для изготовления зубчатых колёс служат в основном термически обработанные стали. В зависимости от того, когда производится нарезание зубьев- после термообработки или до неё, зубчатые колёса по твёрдости поверхностей зубьев можно разделить на 2 группы: -колёса с твёрдостью <350НВ, изготовленные из нормализованных или улучшенных сталей;

-колёса с твёрдостью >350НВ, изготовленные из сталей с объёмной закалкой, закалкой ТВЧ, цементацией и нитроцементацией с закалкой и т.д.

Колёса первой группы позволяют получать высокую точность зубьев без дорогих отделочных операций, хорошо прирабатываются, не подвержены хрупкому разрушению. Колёса этой группы применяют для передачи больших размеров, для мелкосерийного производства. Материалы: углеродистые стали 35, 40, 45, 40Х, 35Л-55Л.

Вторая группа колёс подвергается термообработкам, позволяющим получать твёрдость 50...60HRC (1HRC~10НВ). Для этой группы колёс нагрузочная способность увеличиваться более чем в 4 раза, но трудность заключается в том, что нарезание зубьев производится до термообработки, а после термообработки имеет место значительное коробление зубьев, для исправления которого требуются дополнительные дорогостоящие операции.

Для зубчатых колёс, работающих в паре (меньшее - шестерня) рекомендуют назначать одну и ту же марку стали и для лучшей приработки зубьев рекомендуется назначать твердость шестерни больше твёрдости колеса на (25.. .40) НВ (табл.1).

Таблица 1 - Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Твердость, НВ (средняя)	Термообработка
45	100-500	570	290	190	нормализация
45	До 90	780	440	230	улучшение
	90-120	730	390	210	
	Св. 120	690	340	200	
30ХГС	До 140	1020	840	260	
	Св 140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120-160	880	590	260	
	Св 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	150-180	880	590	265	
	Св180	835	540	250	

Определение допускаемых контактных напряжений

Допускаемые контактные напряжения рассчитываются отдельно для шестерни и колеса по формуле:

$$\sigma_H = \frac{\sigma_{Hlimb} \cdot K_{HL}}{[S_H]},$$

где σ_{Hlimb} – предел контактной выносливости при базовом числе нагружения

/табл.2/

K_{HL} – коэффициент долговечности; если число циклов нагружения больше базового, то принимают $K_{HL} = 1$,

$[S_H]$ – коэффициент безопасности; $[S_H] = 1,1 \dots 1,2$ для колес из нормализованной и улучшенной стали.

Дальнейший расчёт на контактную прочность для прямозубых передач ведётся по колесу, для которого $[\sigma_H]$ ниже; для косозубых и шевронных - по условному допускаемому напряжению:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]),$$

где $[\sigma_{H1}]$ –допускаемое контактное напряжение шестерни;

$[\sigma_{H2}]$ - допускаемое контактное напряжение колеса

Таблица 2 -Предел контактной выносливости при базовом числе циклов.

Способ термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	σ_{Hlimb} , МПа
Нормализация или улучшение	HB < 350	Углеродистая и легированная сталь	2HB + 70
Объемная закалка	HRC 38...50		18 HRC + 150
Поверхностная закалка	HRC 40...50		17 HRC + 200
Цементация и нитроцементация	HRC > 56	легированная	23HRC

Определение допускаемых изгибных напряжений.

Допускаемые изгибные напряжения рассчитываются отдельно для шестерни и колеса по формуле:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}^0}{[S_F]}$$

где σ_{Flimb}^0 -предел изгибной выносливости /табл.3/

Таблица 3.Значение предела выносливости при отнулевом цикле изгиба σ_{Flimb}^0 и коэффициента безопасности $[S_F]'$

Марка стали	Термообработка	Твердость зубьев		σ_{Flimb}^0 , МПа	$[S_F]'$
		На поверхности	В сердцевине		
40, 45, 50, 40X, 40XH, 40XФА	нормализация, улучшение	HB 180...350		1,8HB	1,75
40X, 40XH, 40XФА	объемная закалка	HRC 45...55		500...550	1,8

Коэффициент безопасности $[S_F] = [S_F]' \cdot [S_F]''$, где $[S_F]'$ -коэффициент безопасности, учитывающий нестабильность свойств материала /табл.3/;

$[S_F]^{//}$ -коэффициент безопасности, зависящий от способа получения заготовки зубчатого колеса: $[S_F]^{//}=1$ -для поковок и штамповок; $[S_F]^{//}=1,15$ - для проката; $[S_F]^{//}=1,3$ – для отливок.

Геометрический расчёт передачи

Геометрические параметры зубчатой передачи определяют с учётом следующих рекомендаций:

-коэффициент ширины зубчатого венца по межосевому расстоянию $\Psi_{ва}$ выбирают в интервале:

$\Psi_{ва} = 0,125 \dots 0,25$ - для прямозубых колёс;

$\Psi_{ва} = 0,3 \dots 0,4$ - для косозубых колёс;

$\Psi_{ва} = 0,5 \dots 1,0$ - для шевронных колёс;

- угол наклона зубьев к образующей (β) предварительно принимают:

$\beta=10^\circ$ - для косозубых; $\beta=25^\circ$ - для шевронных;

- при уточнении угла наклона зубьев значение $\cos\beta$ необходимо определять с точностью до пяти значащих цифр после запятой;

- значение основных диаметров вычисляют с точностью до сотых долей миллиметра;

-минимальное число зубьев из условия отсутствия подрезания ножки зуба:

$Z_{\min}=17$ - для прямозубых колёс;

$Z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta$ - для косозубых и шевронных.

После определения основных геометрических параметров, необходимо выполнить проверочный расчёт зубчатой передачи на контактную и изгибную прочность.

Задание для практической работы:

- 1.Выбрать марку материала шестерни и колеса
- 2.Определить величину допускаемых контактных и изгибных напряжений.
3. Выполнить проектный расчет и проверочные расчеты на контактную и изгибную прочность зубчатой передачи. (Исходными данными расчета передачи являются результаты расчета практической работы №6):

- вращающий момент ведомого вала зубчатой передачи $M =$
- передаточное отношение зубчатой передачи $u =$
- угловая скорость ведущего вала зубчатой передачи $\omega =$
- характеристика зубчатой передачи по направлению зубьев -

Ход выполнения работы

1. Записать задание к практической работе.
2. Принять исходные данные по результатам выполнения практической работы № 16.
3. Выбрать марку материала, назначить термообработку и твердость для шестерни и колеса в соответствии с приведенными рекомендациями (таблица 1).
4. Результаты занести в таблицу 4.

Таблица 4 - Материалы зубчатой передачи.

	Марка материала	термообработка	Твердость, НВ
Шестерня			
колесо			

5. Определить величину допускаемых контактных напряжений:

- 5.1. для шестерни
- 5.2. для колеса
- 5.3. напряжение, используемое в расчете

6. Определить величину допускаемых изгибных напряжений

- 6.1. для шестерни
- 6.2. для колеса

7. Определить геометрические размеры зубчатой передачи:

- 7.1. межосевое расстояние, мм

$$a_w = (u+1) \cdot K_a \cdot \sqrt[3]{\frac{M \cdot 10^3 K_{H\beta}}{u^2 \cdot \psi_{BA} \cdot [\sigma_H]^2}},$$

где K_a – вспомогательный коэффициент. Для косозубых и шевронных передач $K_a = 43$, для прямозубых $K_a = 49,5$;

- $K_{H\beta}$ –коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца, предварительно принять $K_{H\beta} = 1.15$

Полученное значение a_w **необходимо согласовать со стандартным рядом:**

1-ый ряд: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, , 800, 1000;

2-ой ряд: 71, 90, 112, 140, 180, 224, 280, 355, 450, 560, 710, 900, 1120.

7.2. нормальный модуль зацепления, мм

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_w =$$

Окончательно **принять m_n по стандартному ряду:** (предпочтителен 1-ый ряд)

1-ый ряд: 1; 1,25; 2; 2,5; 3; 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20;

2-ой ряд: 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 7; 9; 11; 14; 18; 22

7.3. предварительный угол наклона зубьев $\beta =$

7.4. суммарное число зубьев зубчатой передачи $z_\Sigma = 2 \cdot a_w \cdot \cos \beta / m_n =$

7.5. число зубьев шестерни $z_1 = z_\Sigma / (u+1) =$

7.6. число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u =$

7.7. уточнение угла наклона зубьев (для косозубых и шевронных)

$$\cos \beta = (z_1 + z_2) \cdot m_n / 2 \cdot a_w =$$

Примечание: округлить с точностью до пятого знака после запятой

7.8. делительные диаметры :

7.8.1. для косозубых и шевронных передач, мм

$$d_1 = m_n \cdot z_1 / \cos \beta =$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2 / \cos \beta =$$

7.8.2. для прямозубых передач, мм

$$d_1 = m_n \cdot z_1 =$$

$$d_2 = m_n \cdot z_2 =$$

Примечание: округлить с точностью до второго знака после запятой

7.9. проверка межосевого расстояния $a_w = (d_1 + d_2) / 2 =$

7.10. диаметры выступов, мм

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n =$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n =$$

7.11. диаметры впадин, мм $d_{f1} = d_1 - 2,5m_n =$
 $d_{f2} = d_2 - 2,5m_n =$

7.12. ширина зубчатых колес, мм $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w =$
 $b_1 = b_2 + 5\text{мм} =$

7.13. Проверочный расчет на контактную прочность

7.13.1. коэффициент ширины шестерни по диаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$$

7.13.2. окружная скорость колес $V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2}$

7.13.3. проверка контактной прочности

$$\sigma_{H\max} = \frac{K}{a_w} \cdot \sqrt{\frac{M \cdot 10^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\theta} \cdot (u+1)^3}{b_2 \cdot u^2}} \leq [\sigma_H]$$

K - вспомогательный коэффициент: K=270 для косозубых и шевронных передач; K=310- для прямозубых передач;

K_{Hα} –коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями /табл.5/;

K_{Hβ} - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зубчатого венца /табл.6/;

K_{Hν} – коэффициент динамичности /табл.7/

7.13.4.Сформулировать вывод о контактной прочности.

Таблица 5 - Значение коэффициента K_{Hα}

Степень точности	Окружная скорость, м/с				
	До 1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1.04	1.05
7	1,02	1.05	1,07	1,1	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-
Для прямозубых колес K _{Hα} =1					

Таблица 6 - Значение коэффициента $K_{H\beta}$

Ψ_{bd}	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$K_{H\beta}$	1,04	1,06	1,08	1,11	1,15	1,18	1,22	1,25	1,3

Таблица 7 - Значение коэффициента $K_{H\alpha}$

передача	Твердость HВ, поверхности зубьев	Окружная скорость V, м/с			
		До 5	10	15	20
		Степень точности			
		8		7	
прямозубая	<350	1,05	-	-	-
	>350	1,1	-	-	-
косозубая, шевронная	<350	1,0	1,01	1,02	1,05
	>350	1,0	1,05	1,07	1,1

8. Выполнить проверочный расчет на изгиб.

8.1. Определить силы, действующие в зацеплении:

8.1.1. окружная сила $F_t = \frac{2M \cdot 10^3}{d}$

8.1.2. радиальная сила $F_r = \frac{F_t \cdot \tan \alpha}{\cos \beta}$

8.1.3. осевая сила $F_a = F_t \cdot \tan \beta$

8.2. Определить коэффициент ширины зубчатого колеса по диаметру

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$$

8.3. Определить окружную скорость колес и степень точности передачи

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2 \cdot 10^3}, \text{ м/с} \quad \text{/табл.8/}$$

Таблица 8. Степень точности передачи.

	Окружная скорость, V, м/с		
	До 5	До 10	Свыше 10
прямозубая	8		
косозубая, шевронная		8	7

8.4. Определить эквивалентное число зубьев для шестерни и колеса

$$Z_v = \frac{Z}{\cos \beta}$$

8.5. Определить коэффициент, учитывающий форму зуба Y_F /табл.9/

Таблица 9 - Коэффициент формы зуба

Z_v	17	20	25	30	40	50	60	70	80	100 и более
Y_F	4,28	4,09	3,9	3,8	3,7	3,66	3,62	3,61	3,61	3,6

8.6 Определить коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$

Коэффициенты: $K_{F\beta}$ / табл.10/, K_{Fv} / табл.11/

Таблица 10 - Значение коэффициента $K_{F\beta}$

Ψ_{bd}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8
$K_{F\beta}$	1,0	1,03	1,05	1,08	1,1	1,13	1,19	1,25	1,32

Таблица 11 - Значение коэффициента K_{Fv}

Степень точности	Окружная скорость, V, м/с		
	3	3 - 8	8 - 12,5
7	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
8	1,25/1,1	1,45/1,3	-/1,4
Примечание: в числителе – для прямозубых, в знаменателе- для косозубых			

8.7. Определить коэффициент угла наклона зубьев $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}$

8.8. Определить коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_{F\alpha} = 0,92$.

8.9. Выполнить проверочный расчет на изгиб для зубьев колеса, для которого отношение $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$ больше:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot K_{F\alpha}}{b_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

8.10. Оценить изгибную прочность передачи.

9. Сформулировать вывод по практической работе

10. Ответить на контрольные вопросы:

1). Напишите рекомендации по выбору материала зубчатой пары.

2). Назовите факторы, влияющие на величину допускаемых контактных и изгибных напряжений.

3). В чем заключается сущность проверочного расчета цилиндрической зубчатой передачи на контактную и изгибную прочность?

4). Какой параметр закрытой цилиндрической зубчатой передачи определяется в результате проектного расчета на контактную прочность?

Структура отчета по работе

1. Номер и название работы.

2. Цель:

3. Задание к практической работе.

4. Исходные данные:

- вращающий момент ведомого вала зубчатой передачи $M =$

- передаточное отношение зубчатой передачи $u =$

- угловая скорость ведущего вала редуктора $\omega =$

- характеристика зубчатой передачи по направлению зуба -

5. Выбор марки материала, назначение термообработки и твердости

3.1. для шестерни

3.2. для колеса

6. Определение величины допускаемых контактных напряжений.

4.1. для шестерни

4.2. для колеса

4.3 расчетное контактное напряжение

7. Расчет допускаемых изгибных напряжений.

8. Расчёт геометрических размеров передачи (результаты занести в таблицу 12)

Таблица 12 - Геометрические параметры зубчатых колес

	$m, \text{мм}$	z	$d, \text{мм}$	$d_f, \text{мм}$	$d_a, \text{мм}$	$b, \text{мм}$
ведущее						
ведомое						

9. Проверочный расчёт передачи на контактную прочность
10. Проверочный расчет на изгиб.
11. Вывод по работе.
12. Ответы на контрольные вопросы.

Практическая работа № 9.

Расчёт ременной передачи

Цель: освоение методики расчета ременной передачи.

Умения: производить расчеты механических передач (расчет ременных передач)

Знания: (актуализация) основы расчета механических передач (алгоритм расчета ременных передач)

Теоретический материал

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью.

Состоит из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнём (рис. 1). Нагрузка передаётся силами трения возникающими между шкивом и ремнём вследствие натяжения последнего.

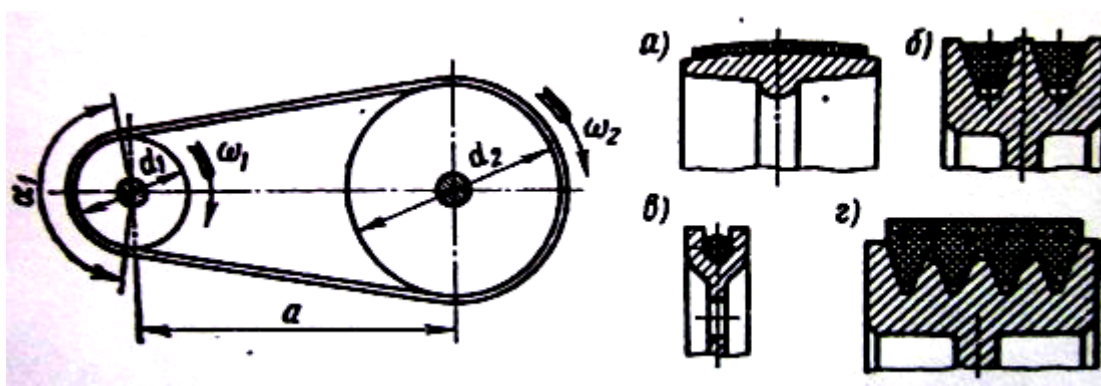


Рисунок 1. Схема ременной передачи

В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают:

- *плоскоременные* (рис. 1 а) – применяют при больших межосевых расстояниях и высоких скоростях;

- *клиноременные* (рис. 1 б) – используют при малых межосевых расстояниях, больших передаточных числах, вертикальном положении осей валов;
- *круглоременные* (рис. 1 в) – применяют только при малых мощностях;
- *поликлиноременные* (рис. 1 г) – сочетают достоинства плоскоременных и клиноременных передач;
- *зубчато-ременные* – используют при больших нагрузках.

В современном машиностроении наибольшее применение имеют клиновые и поликлиновые ремни.

Данные передачи применяются во всех отраслях машиностроения и преимущественно в тех случаях, когда по условиям конструкции валы расположены на значительных расстояниях. Передаваемая мощность P обычно до 50 кВт при скорости ремня $v = 5 \dots 100$ м/с для плоскоременных передач и $v = 5 \dots 40$ м/с для клино- и поликлиноременных передач.

Ограничение мощности и минимальной скорости вызвано большими габаритами передачи. Верхний предел скоростей ограничивается ухудшением условий работы ремней в связи с ростом действующих на них центробежных сил, нагревом, образованием воздушных подушек между ремнём и шкивами и отсюда резким понижением долговечности и КПД передач.

Ременные передачи применяют для быстроходности ступени привода как менее нагруженной, так как в этом случае их важнейший недостаток – большие габариты – оказывают наименьшее влияние на габариты и массу привода в целом.

Основными критериями работоспособности ременных передач являются:

- *тяговая способность* – надёжность сцепления ремня со шкивами,
- *долговечность*, которая определяется сопротивлением усталости ремня.

Исследуя тяговую способность, строят графики – кривые скольжения и КПД, на их базе разработан современный метод расчёта ременных передач.

Необходимым условием работы ременной передачи является *предварительное натяжение ремня* F_0 : чем выше предварительное натяжение

ремня, тем больше тяговая способность и КПД передачи, но меньше долговечность ремня.

Приводные ремни: должны обладать достаточными прочностью, долговечностью, гибкостью, износостойкостью, невысокой стоимостью и определённой тяговой способностью.

Основные типы приводных ремней:

- *плоские* (подразделяются на резинотканевые ремни трёх типов А, Б, В, - при скорости 30 м/с и ремни из синтетических материалов – при скорости до 100 м/с);
- *клиновые* (бывают нормального сечения, которые подразделяются на кордотканевые и кордошнуровые семи сечений 0, А, Б, В, Г, Д, Е, отличающихся размерами – используют при скоростях менее 30 м/с и узкие, выпускаемые в четырёх сечениях У0, УА, УБ, УВ, которые полностью заменяют семь сечений нормальных ремней – используются при скорости до 50 м/с);
- *поликлиновые* (бесконечно плоские ремни с продольными выступами на внутренней поверхности, которые входят в кольцевые клиновые канавки на шкивах, выпускают трёх сечений К, Л, М – применяют при скорости до 50 м/с).

Зубчатые ремни представляют собой бесконечную ленту с зубьями на внутренней поверхности.

Шкивы: материалы и способ изготовления зависят от окружной скорости ремня:

- при окружной скорости до 30 м/с – литые шкивы из чугуна СЧ10 и СЧ15;
- при скоростях порядка 30 – 50 м/с – литые или сварные шкивы из стали не ниже 25Л;
- при скоростях более 50 м/с – шкивы из алюминиевых сплавов.

Для уменьшения массы и повышения коэффициента трения между ремнём и шкивами шкивы изготавливают из пластмасс (текстолит и волокнит). Форма

обода шкивов зависит от профиля ремня и регламентирована ГОСТ (для плоскоремennых передач ГОСТ 17383-80, для клиноремennых – ГОСТ 20889-80).

Расчётные диаметры шкивов d (мм) подбирают из стандартного ряда по ГОСТ 17383-73: 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

Натяжные устройства предусмотрены для регулирования межосевого расстояния, что позволяет свободно надевать новые ремни на шкивы, создавать предварительное натяжение и периодически восстанавливать ремни.

Задания к практической работе:

Задача 1. Рассчитать плоскоремennую передачу от электродвигателя к редуктору привода конвейера. Мощность электродвигателя P_1 , угловая скорость вала электродвигателя ω_1 и ведомого шкива ω_2 . Ремень кордошнуровой прорезиненный. Работа двухсменная. Угол наклона линии центров шкивов к горизонту 60° (таблица 1)

Задача 2. Рассчитать клиноремennую передачу от электродвигателя к редуктору привода конвейера. Мощность электродвигателя P_1 , угловая скорость ведущего шкива ω_1 . Передаточное число u . Работа двухсменная. Угол наклона линии центров шкивов к горизонту 60° . (таблица 2)

Ход выполнения работы

1. Записать условие задачи и исходные данные в соответствии с вариантом (таблицы 1, 2)

Таблица 1- Исходные данные к задаче 1.

Данные для расчета	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1 , кВт	4	3	7.5	3	1.5	11	5.5	4	2.2	7.5
ω_1 , с ⁻¹	150	100	105	158	80	105	75	100	75	100
ω_2 , с ⁻¹	50	40	34	50	20	34	34	25	27	40
Характер нагрузки	Спокойная			Умеренные колебания				Значительные колебания		

Таблица 2 - Исходные данные к задаче 2.

	Варианты									
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
P ₁ , кВт	10	5.5	4	2.2	7.5	13	3	10	7.5	11
ω, с ⁻¹	152	150	100	75	105	152	75	102	153	105
u	4	2	4	3	3	4	4	2.5	2	3
нагрузка	Спокойная			Значительны е колебания				Умеренные колебания		
ремень	Клиновой ремень нормального сечения									

2. Выполнить расчёт ременной передачи по предложенным в данной инструкции алгоритмам в соответствии с выбранным вариантом:

2.1. Алгоритм расчёта плоскоремной передачи (задача 1)

2.1.1. Определение передаточного отношения

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$$

2.1.2. Определение диаметра малого шкива

$$d_1 \geq 70\delta,$$

где $\delta = 2,8$ мм; (значение d_1 принять по стандартному ряду чисел ГОСТ 17373-73).

2.1.3. Определение диаметра большого шкива

$$d_2 = u \cdot d_1 \cdot (1 - \xi), \quad \text{где } \xi = 0,015;$$

значение d_2 принять по стандартному ряду чисел ГОСТ 17383-73.

2.1.4. Уточнение передаточного отношения

$$u = \frac{d_2}{d_1}$$

допустимое отклонение составляет 3%.

2.1.5. Определение скорости ремня и сравнение с допустимой скоростью для данного типа

$$V = \frac{\omega_1 \cdot d_1}{2} \text{ (м/с)}, \quad [V] = 35 \text{ м/с, где } d_1 \text{ в метрах.}$$

2.1.6. Определение ориентировочного межосевого расстояния

$$a \geq 1,5 (d_2 + d_1)$$

2.1.7. Расчётная длина ремня

$$l = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a}$$

Расчетная длина ремня согласуется со стандартным рядом длин: 500, 550, 600, 700, 750, 800, 850, 900, 1000, 1050, 1150, 1200, 1250, 1300, 1400, 1450, 1500, 1600, 1700, 1800, 2000, 2500, 3000, 3500, 4000.

2.1.8. Проверка долговечности ремня по числу пробегов в секунду

$$U = \frac{V}{l} \leq [U] = 15 \text{ c}^{-1}.$$

2.1.9. Определение межосевого расстояния по окончательно принятой длине ремня

$$a = \frac{2 \cdot l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}.$$

2.1.10. Определение угла обхвата ремнём малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \geq 150^\circ$$

если угол $\alpha_1 < 150^\circ$, то необходимо увеличить межосевое расстояние..

2.1.11. Определение окружной силы, передаваемой ремнём

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{V}$$

2.1.12. Определение допускаемой удельной окружной силы

$$[K_n] = [K_0] C_\theta C_\alpha C_v C_p C_d C_F$$

где $[K_0]$ - допускаемая приведённая удельная окружная сила в ремне,

$[K_0]$, Н/мм² /таблица 3/;

C_θ – коэффициент, учитывающий угол наклона линии центров

шкивов / таблица 4/;

C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата / таблица 4/;

C_v – скоростной коэффициент / таблица 4/;

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы / таблица 4/;

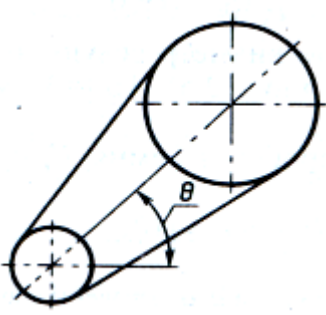
C_d – коэффициент влияния диаметра меньшего шкива / таблица 4/;

C_F – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордш-
нурами / таблица 4/;

Таблица 3 - Расчетные параметры кордшнурового прорезиненного ремня

δ , мм	d_r мм	σ_0 Н/мм ²	$[k_0]$,* Н/мм ²
2,8	100	2	0,9
2,8	180	2	1,6
2,8	200	2	2,32

Таблица 4 - Значения поправочных коэффициентов С

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы C_p								
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями	со значительными колебаниями	ударная и резко неравномерная				
C_p	1	0,9	0,8	0,7				
Примечание. При двухсменной работе C следует понижать на 0,1; при трехсменной — на 0,2.								
Коэффициент угла обхвата α_1 , на меньшем шкиве C_α								
Угол обхвата α_1 град		180	170	160	150	140	130	120
C_α	для плоских ремней	1	0,97	0,94	0,91	—	—	—
	для клиновых и поликлиновых ремней	I	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент влияния натяжения от центробежной силы C_v								
Скорость ремня V , м/с		1	5	10	15	20	25	30
C_v	для плоских ремней	1,04	1,03	1	0,95	0,88	0,79	0,68
	для клиновых и поликлиновых ремней	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6
Коэффициент угла наклона линии центров шкивов к горизонту C_θ								
Угол наклона β , град					0...60	60...80	80...90	
C_θ					1	0,9	0,8	
Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня к базовой l/l_0								
Отношение		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	

C_t	для клинового ремня нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07
	для клинового узкого и поликлинового ремней	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06
Коэффициент влияния диаметра меньшего шкива C_d							
Диаметр шкива		15	20	40	60	90	120 и более
C_d		0,6	0,8	0,95	1,0	1,1	1.2
Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между кордшнурами и уточными нитями плоского ремня $C_F=0.85$							
Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи C_z,							
Ожидаемое число ремней Z		2...3	4...5	6			
C_z		0,95	0,90	0,85			

2.1.13. Определение ширины ремня $b = \frac{F_t}{\delta \cdot [K_n]}$,

полученное значение ширины ремня принять по стандартному ряду: 32,40, 50, 63, 71. 80, 90,100.

2.1.14. Определение силы предварительного натяжения ремня

$$F_0 = \sigma_0 \cdot \delta \cdot b,$$

где σ_0 –предварительное натяжение /таблица3/

2.1.15. Определение силы, действующей на вал от натяжения ветвей ремня

$$F_b = 2F_0 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$$

2.2.Алгоритм расчёта клиноременной передачи (задача 2)

2.2.1. Определение частоты вращения малого шкива

$$n_1 = \frac{30 \cdot \omega_1}{\pi}$$

2.2.2.Определение вращающего момента

$$M_1 = P_1 / \omega_1$$

2.2.3. По передаваемой мощности P_1 и частоте вращения малого шкива ω_1 выбор сечение клиновидного ремня (рисунок 12

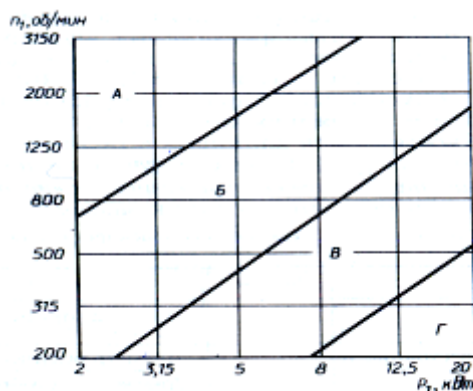


Рисунок 2 - Номограмма для выбора типоразмера клиновых ремней.

2.2.4.Определение минимально допустимого диаметра ведущего шкива (таблица 5)

Таблица 5 - Минимальные значения диаметра меньших шкивов

Обозначение сечения ремня	Нормального сечения			Узкого сечения		
	О	А	Б	УО	УА	УБ
Вращающий момент, Нм	<30	15... 60	50... 150	< 150	90... 400	300... 2000
d , мм	63	90	125	63	90	140

2.2.5. Определение скорости ремня и сравнение её с максимально допустимой

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60} \leq 25 \text{ м/с}.$$

2.2.6. Расчёт диаметра большого шкива

$$d_2 = u \cdot d_1 \cdot (1 - \xi), \quad \text{где } \xi = 0,015.$$

Значение d_2 принять по стандартному ряду чисел: : 40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125. 140. 160, 180. 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800

2.2.7. Определение фактического передаточного числа

$$u = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)},$$

допустимое отклонение составляет 3%.

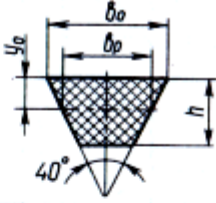
2.2.8. Определение ориентировочного межосевого расстояния

$$a_{\min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h,$$

где h – высота сечения ремня

/таблица 6/.

Таблица 6 - Основные параметры клиновых ремней.

Основные размеры, мм						
	Обозначение сечения ремня					
	Нормальное сечение по ГОСТ 1284—80			Узкое сечение по ТУ 38-40534—75		
	0	А	Б	УО	УА	УБ
b_p	8,5	11	14	8,5	11	14
b_0	10	13	17	10	13	17
g_0	2,1	2,8	4,0	2,0	2,8	3,5
h	6	8	10,5	8	10	13
Площадь сечения А, мм ²	47	81	138	56	95	158
Предельное значение l , мм	400... 2500	560... 4000	800... 6300	630... 3550	800... 4500	1250... 8000
$\frac{P}{H}$	—	—	—	—	—	—
Масса 1 м длины q , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20

2.2.9. Расчёт длины ремня

$$l = 2 \cdot a + 0,5 \cdot \pi \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a},$$

(полученное значение округлить до стандартного)

Примечание: Стандартный ряд длин: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

2.2.10. Определение фактического межосевого расстояния

$$a = \frac{2 \cdot l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8}.$$

2.2.11. Проверка долговечности ремня по числу пробегов в секунду

$$U = \frac{V}{l} \leq [U] = 30 \text{ с}^{-1},$$

если $U > [U]$, то надо увеличить l и повторить расчёт

2.2.12. Определение угла обхвата ремнём малого шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} \geq 120^\circ$$

2.2.13. Расчет допускаемой мощности кВт, передаваемой одним ремнём в условиях эксплуатации

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot C_l \cdot C_z,$$

где $[P_0]$ - допускаемая приведённая мощность, передаваемая одним

ремнем /таблица 7/

C_α – коэффициент, учитывающий угол обхвата /таблица 4

C_p – коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы /таблица 4/;

C_l – коэффициент, учитывающий влияние на долговечность длины ремня в зависимости от отношения расчётной длины ремня l к исходной длине l_0 /таблицы 4.7 /;

C_z – коэффициент неравномерности распределения нагрузки, учитывающий число ремней, /таблица 4/.

Таблица 7 - Допускаемая приведенная мощность $[P_0]$, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем.

Тип ремня	Сечение:	Диаметр меньшего шкива d мм	Скорость ремня v , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клинов- вой	О 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	1,40	—
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,65	—
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,90	1,85
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	2,11	2,08
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,28	2,27
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11		
	А 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	2,29	—
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,82	2,50
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	3,27	3,14
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,67	3,64
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	4,11	4,17
		160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78		
	Б 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07

2.2.14. Определение числа клиновых ремней в комплекте

$$z = \frac{P_1}{[P_n]} \leq [z],$$

где $[z] = 5$ —допускаемое число ремней (полученное значение принять целым).

2.2.15. Определение силы предварительного натяжения комплекта ремней

$$F_0 = \frac{0,85 \cdot P_1 \cdot 10^3 \cdot C_l}{u \cdot C_\alpha \cdot C_p}.$$

2.2.16. Определение силы, действующей на валы $F_b = 2F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}$

3. Сформулировать вывод по работе.

4. Ответить на контрольные вопросы:

1). Чем вызвано ограничение мощности и нижнего предела скорости для ременных передач?

2). Перечислите основные геометрические параметры ременной передачи.

3). Укажите ограничение угла обхвата малого шкива для плоскоремной и клиноремной передач?

4). Запишите формулу допускаемой удельной окружной силы для плоскоремной передачи и расшифруйте входящие в нее величины.

5). Укажите параметры, от которых зависит величина допускаемой мощности, передаваемой одним клиновым ремнем.

6). Напишите формулу для определения передаточного отношения ременной передачи.

7). Каковы основные критерии работоспособности ременных передач?

Структура отчёта по практической работе

1. Номер и название работы.

2. Цель:

3. Задание и исходные данные к практической работе

4. Расчёт передачи (по предложенному алгоритму в соответствии с вариантом):

5. Вывод по работе.

6. Ответы на контрольные вопросы.

Практическая работа № 10.

Расчёт цепной передачи.

Цель: Освоение методики расчета цепной передачи

Умения: производить расчеты механических передач (расчет цепной передачи).

Знания: (актуализация) основы расчетов механических передач (алгоритм расчета цепной передачи)

Теоретический материал

Цепная передача относится к передачам зацеплением с гибкой связью, состоящая из ведущей и ведомой звёздочек, огибаемых цепью. Цепные передачи применяются в станках, тракторных машинах для передачи вращения между параллельными валами, расположенными на расстоянии до 8 м. В зависимости от типа приводных цепей различают цепные передачи с роликовой, втулочной и зубчатой цепью.

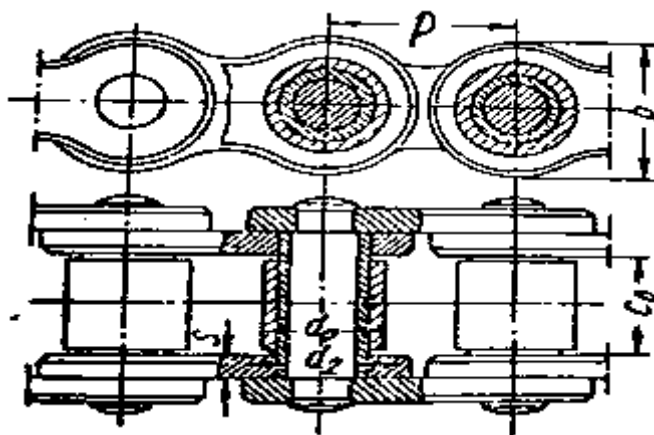


Рисунок 1. Цепь втуочно-роликовая

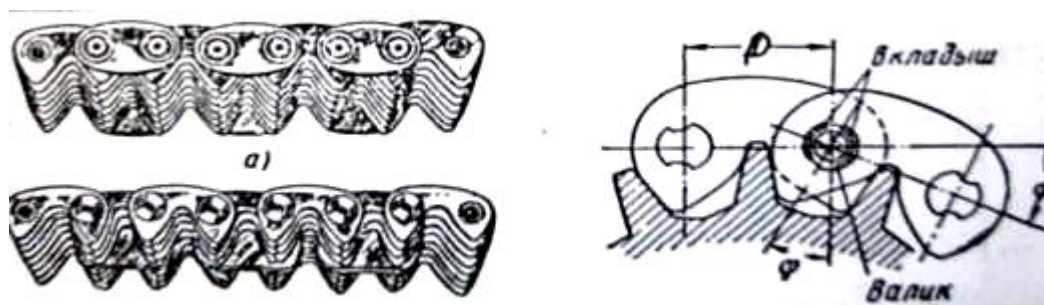


Рисунок 2. Цепь зубчатая

Роликовые цепи используются при скорости до 15 м/с. Втулочные цепи отличаются от роликовых отсутствием ролика, что удешевляет цепь, уменьшает массу, но увеличивает износ. Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при $V \leq 1$ м/с.

Зубчатые цепи состоят из набора зубообразных пластин, шарнирно соединённых между собой. Рабочими гранями пластин являются плоскости зубьев, расположенных под углом 60° , которыми каждое звено садится на два зуба звёздочки. Благодаря этой особенности зубчатые цепи имеют минимально возможный шаг и поэтому допускают более высокие скорости $V \leq 1$ м/с. По сравнению с другими работают более плавно, с меньшим шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку, но тяжелее и дороже.

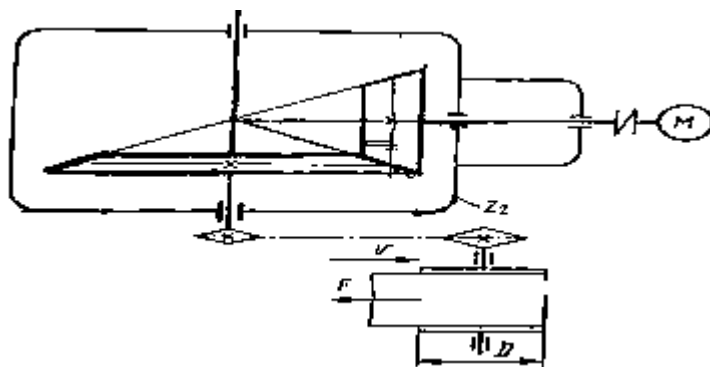
Материалы цепей: цепи должны быть износостойкими и прочными. Пластины цепей изготавливают из сталей 50, 40х с закалкой твёрдости (40...50) HRC. Оси, втулки, ролики, вкладыши и призмы – из цементуемых сталей, например, сталей 15, 20, 15х с закалкой твёрдости (52...65) HRC.

Материал звёздочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться ударным нагрузкам. Звёздочки изготавливают из сталей 45, 40х с закалкой или цементуемых сталей 15, 20х и др.

Основным *критерием работоспособности* является долговечность цепи, определяемая изнашиванием шарниров. В соответствии с этим, основным расчётом цепной передачи является расчёт на износостойкость шарниров цепи. Долговечность приводных цепей по износу составляет 8...10 тыс. часов работы.

Задание к практической работе

Рассчитать передачу роликовой цепью от редуктора к ленточному транспортёру. Тяговое усилие ленты F , скорость ленты V , диаметр барабанов D , передаточное отношение передачи u , межосевое расстояние $a = 40r$. Нагрузка с небольшими толчками, смазка цепи непрерывная, передача горизонтальная, регулирование цепи натяжным роликом.



Ход выполнения работы

1. Записать условие задачи и исходные данные к задаче в соответствии с вариантом (таблица 1)

Таблица 1- Исходные данные к практической работе.

Данные для расчёта	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	2,5	3,6	4,0	4,5	3,8	5,0	5,5	3,8	4,2	5,2
V, м/с	1,6	1,1	1,3	1,2	1,0	0,9	1,0	1,1	1,0	0,8
D, мм	360	400	280	300	250	350	450	420	300	400
u	2,5	2	3	4	5	2	2,5	4	5	2,5

2. Выполнить расчет передачи в соответствии с приведенным алгоритмом.

2.1. Определить число зубьев ведущей звёздочки z_1

$$z_1 = 29 - 2u$$

Примечание: Предпочтительно принимать нечётное число зубьев в сочетании с чётным числом звеньев цепи.

2.2. Определить число зубьев ведомой звёздочки z_2

$$z_2 = z_1 \cdot u$$

Примечание: $z_2 \leq 120$, в противном случае уменьшить z_1 .

2.3. Определить вращающий момент на валу ведущей звёздочки

$$M_1 = \frac{F \cdot D \cdot 10^{-3}}{2 \cdot u \cdot \eta}, \quad \text{где } F \text{ (Н), } D \text{ (М), } M \text{ (НМ)}.$$

Примечание: коэффициент полезного действия цепной передачи $\eta = 0,92 \dots 0,98$.

2.4. Определить угловую скорость ведущей звёздочки

$$w = \frac{2 \cdot V \cdot u}{D \cdot 10^{-3}} \text{ (с}^{-1}\text{)}.$$

2.5. Выбрать ориентировочное допускаемое среднее давление в шарнире цепи $[p_u]$, ориентируясь на его меньшее значение (по таблице2).

2.6. Определить коэффициент эксплуатации, который представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи

/таблица 3/

$$K_{\vartheta} = K_{\delta} \cdot K_c \cdot K_{\theta} \cdot K_p.$$

Таблица 2. Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей $[p_u]$, Н/мм²

Шаг и цепи p , мм	При частоте вращения меньшей звездочки n_1 , об/мин							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-
44,45; 50,8	35	26	21	17,5	-	-	-	-

2.7. Определить коэффициент эксплуатации, который представляет собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи

/табл.3/

$$K_{\vartheta} = K_{\delta} \cdot K_{рег} \cdot K_{\theta} \cdot K_p \cdot K_c,$$

K_d –коэффициент динамичности,

$K_{рег}$ –коэффициент, зависящий от способа регулировки,

K_{θ} –коэффициент угла наклона линии центров к горизонту,

K_p – коэффициент режима работы,

K_c – коэффициент способа смазки

Таблица 3. Значения поправочных коэффициентов K

Условия работы передачи		Коэффициент	
		Обозначение	значение
Динамичность нагрузки	Равномерная Переменная или толчкообразная	K_D	1 1,2...1,5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами Нажимными звездочками Нерегулируемые передачи	$K_{рег}$	1 0,8 1,25
Положение передачи	Наклон линии центров звездочек к горизонту, град	$\theta = 0...40$ $\theta = 40... 90$	k_θ 1,15 1,05
		$\theta < 60$ $\theta > 60$	K_θ 1 1,25
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне или от насоса) Капельный Периодический	K_o	0,8 1 1,5
Режим работы	Односменная Двухсменная Трёхсменная	K_p	1 1,25 1,5

2.8. Определить шаг цепи из условия износостойкости шарниров цепи

$$p \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot 10^3 \cdot K_s}{z_1 \cdot [p_u]}},$$

По величине шага p , выбрать по стандарту роликовую цепь с параметрами:

$$p = \quad, d_1 = \quad, b_3 = \quad, q = \quad \quad \quad / \text{табл.4/}$$

2.9. Определить среднюю скорость цепи

$$V = \frac{p \cdot z_1 \cdot w_1}{2 \cdot \pi \cdot 10^3} \quad (\text{м/с}).$$

2.10. Определить мощность на валу ведущей звёздочки $P_1 = M_1 \cdot w_1$ (Нм)

и окружную силу $F_t = \frac{P_1}{V}$ (Н).

2.11. Определить расчётное давление в шарнирах цепи $p_u = \frac{F_t \cdot K_s}{A_{on}}$, где

$$A_{on} = d_1 \cdot b_3 \quad (\text{мм}^2) - \text{площадь проекции опорной поверхности шарнира}$$

однорядной цепи.

2.12. Уточнить $[p_u]$ для принятого шага цепи /табл.2/

2.13. Проверить износостойкость цепи по условию

$$p_{\text{ц}} \leq [p_{\text{ц}}].$$

Перегрузка цепи не допускается. В случае перегрузки необходимо взять цепь с большим шагом, либо увеличить число зубьев ведущей звездочки повторить и повторить расчет передачи

2.14. Определить:

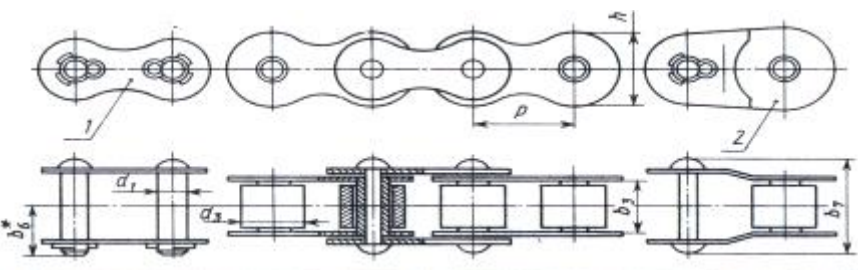
14.1 межосевое расстояние $a = 40p =$

14.2 длину цепи в шагах

$$l_p = \frac{2 \cdot a}{p} + 0,5 \cdot (z_1 + z_2) + \frac{p}{a} \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2,$$

Примечание: следует принять чётное число шагов.

Таблица 4.Цепи приводные роликовые типа ПР ГОСТ 13568-75.

									
Обозначение цепи	p	b_3 не менее	d_1	d_2	h , не более	b_7 , не более	b_6 , не более	Разрушающая нагрузка, Н, не менее	Масса 1 м цепи q , кг
ПР-8-460	8,0	3,00	2,31	5,0	7,5	12	7	4600	0,20
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	8,5	17	10	9100	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	2,40	3,66	7,75	10,0	8,7	—	9000	0,30
ПР-12,7-900-2	12,7	3,30	3,66	7,75	10,0	12	7	9000	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	4,45	8,51	11,8	19	10	18200	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	4,45	8,51	11,8	21	11	18200	0,75
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	5,08	10,16	14,8	20	11	23000	0,80
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	23000	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	31800	1,9
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	60000	2,6
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	89000	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	11,1	22,23	36,2	58	30	127000	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	25,40	12,70	25,40	42,4	62	34	172400	7,5
ПР-50,8-22700	50,8	31,75	14,27	28,58	48,3	72	38	227000	9,7
ПР-63,5-35400	63,5	38,10	19,84	39,68	60,4	89	48	354000	16,0

2.15. Определить межосевое расстояние, соответствующее окончательно принятой длине цепи

$$a = \frac{p}{4} \cdot \left[l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(l_p - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right]$$

2.16. Определить натяжение цепи от провисания ведомой ветви

$$F_0 = k_f \cdot q \cdot a \cdot g \text{ (Н)},$$

где k_f – коэффициент провисания цепи

$k_f = 6$ для горизонтальных передач;

$k_f = 3$ для передач, наклоненных к горизонту до 40°

$k_f = 1$ для вертикальных передач

q – масса 1м цепи, кг/м

g – ускорение свободного падения

2.17. Определить нагрузку, действующую на валы звёздочек

$$F_n = k_d \cdot F_t + 2 \cdot F_0 \text{ (Н)},$$

где k_d – коэффициент динамичности.

3.Сформулировать вывод по работе.

4.Ответить на контрольные вопросы;

4.1.Как изменяется величина шага цепи при увеличении скорости цепи?

4.2.Как изменяется нагрузочная способность цепи с увеличением шага?

4.3.Какое ограничение существует для максимального числа зубьев ведомой звездочки для втулочных, роликовых и зубчатых цепей?

4.4.Перечислите основные геометрические параметры цепной передачи.

4.5.Назовите критерии работоспособности цепной передачи.

4.6.В чем заключается сущность расчета цепной передачи?

Структура отчета по работе

1.Номер и наименование практической работы.

2.Цель:

3.Задание к практической работе и исходные данные в соответствии с вариантом (таблица 1)

4. Расчет цепной передачи в соответствии с алгоритмом.

5 Вывод по работе.

6. Ответы на контрольные вопросы.

Практическая работа № 11.

Расчет подшипников качения на долговечность.

Цель: формирование умений подбора подшипников качения и освоение методики расчета их на долговечность

Умения: производить расчеты простейших сборочных единиц (производить расчет подшипников качения на долговечность).

Знания: (актуализация) основы расчетов простейших сборочных единиц общего назначения (алгоритм подбора подшипников; алгоритм расчета и маркировка подшипников).

Теоретический материал.

Подшипники качения состоят из внутренних и наружных колец, тел качения и сепараторов, отделяющих тела качения друг от друга.

Подшипники качения классифицируются:

1. по направлению воспринимаемой нагрузки:

- *радиальные подшипники* – воспринимают только радиальную нагрузку (роlikоподшипник с цилиндрическими роliками) или радиальную и некоторую осевую нагрузку (шарикоподшипники однорядные и роlikоподшипники);
- *упорные подшипники* - воспринимают только осевую нагрузку;
- *радиально-упорные и упорно-радиальные подшипники* – воспринимают радиальную и осевую нагрузки, причём обладающей может быть как радиальная (радиально-упорные), так и осевая (упорно-радиальные) нагрузки;

по форме тел качения: *шариковые* (тело качения – шарики), *роликовые* (тело качения – ролики:) короткие цилиндрические, игольчатые, витые,

2. конические, бочкообразные)

3. по габаритам и нагрузочной способности различают подшипники разных серий

4. по числу рядов тел качения: однорядные, двухрядные, многорядные;

5. по точности изготовления установлены следующие классы точности (в порядке повышения точности): 0, 6, 5, 4 и 2. Наибольшее применение в общем машиностроении находят подшипники класса 0 (нормальный класс точности) – в условном обозначении не указывают.

Краткие характеристики основных типов подшипников качения

1. Шарикоподшипник радиальный однорядный

Может воспринимать не только радиальные, но и осевые нагрузки, действующие в обоих направлениях и не превышают 70% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки (т.е. разности между допустимой в данных условиях и действующей радиальными нагрузками). Допускает перекос наружных колец относительно внутренних не более $10' \dots 15'$. Наиболее распространённый и дешёвый подшипник, который имеет сравнительно малую и радиальную и осевую жесткость, поэтому не рекомендуется для применения в узлах, требующих точную фиксацию валов.

2. Шарикоподшипник радиальный двухрядный сферических (самоустанавливающийся).

Воспринимает в основном радиальную нагрузку, но может воспринимать одновременно в обоих направлениях незначительную (20% от неиспользованной допустимой радиальной) осевую нагрузку. Допускает значительные перекосы внутренних колец относительно наружных (до $2^\circ \dots 3^\circ$). Применяется для нежёстких валов и где не обеспечена надлежащая соосность отверстий корпусов.

3. Роликоподшипник радиальный с короткими цилиндрическими роликами.

Воспринимает радиальную нагрузку. Допускает отдельный монтаж внутреннего (с комплектом роликов) и внешнего кольца подшипников. Обладает большей радиальной грузоподъемностью, чем радиальный шарикоподшипник. Очень чувствителен к перекосам осей колец. Требуется жестких валов и высокой соосности посадочных мест.

4. *Роликоподшипник радиальный игольчатый.*

Воспринимает только радиальную нагрузку. Осевое положение вала не фиксирует. Может применяться без внутреннего кольца. Рекомендуется для применения в узлах, работающих при колебательном движении вала и при малых числах оборота.

Игольчатые подшипники высокой точности могут работать при сравнительно высоких скоростях (окружная скорость вала до 10-12 м/с).

5. *Роликоподшипник радиальный двухрядный.*

Воспринимает радиальную и осевую нагрузки в обе стороны до 25% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки. Допускает значительный ($2^\circ \dots 3^\circ$) перекос внутреннего кольца (вала) относительно внешнего кольца (корпуса). Отличается от шарикоподшипника радиального двухрядного сферического большей грузоподъемностью, но сложнее в изготовлении и дороже.

6. *Шарикоподшипник радиально-упорный.*

Воспринимает радиальную и осевую нагрузки только в одну сторону.

Допустимая осевая нагрузка для подшипника:

- тип 36000 ($\alpha = 12^\circ$) до 70% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки;
- тип 46000 ($\alpha = 26^\circ$) до 150% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки;
- тип 66000 ($\alpha = 32^\circ$) до 200% неиспользованной допустимой радиальной нагрузки;

6. Роликоподшипник радиально-упорный однорядный с коническими роликами

Воспринимает радиальную и осевую нагрузку только в одну сторону. Очень чувствителен к перекосам. Применяется в паре. Допускает регулировку осевой игры. Отличается от шарикоподшипника радиально-упорного большей грузоподъёмностью, малыми точностью вращения и предельными числами оборотов. Стоимость его ниже стоимости шарикоподшипника радиально-упорного. Допускается раздельный монтаж наружного кольца и внутреннего с комплектом роликов.

8. Шарикоподшипник упорный однорядный.

Воспринимает осевую нагрузку только в одну сторону. Применяется при сравнительно малых числах оборотов.

Система условных обозначений подшипников качения

Обозначения подшипников составляется из букв и цифр (максимальное количество цифр 7), условно характеризующих его в отношении размера отверстия, серии, типа и конструктивных особенностей.

Последние две цифры обозначения указывают шифр диаметра внутреннего кольца: ...00 – $d = 10$ мм: ... – $d = 12$ мм: и т.д., начиная от 04 ($d = 20$ мм) и кончая ...99 ($d = 495$ мм) эти цифры умножают на 5, чтобы получить внутренний диаметр в мм. Например, подшипник с внутренним диаметром 115 мм – цифры 23 и т.д.

Третья цифра справа условного обозначения указывает на серии подшипников: особо лёгкая – 1; лёгкая – 2; средняя – 3; тяжёлая – 4 и т.д.

Четвёртая цифра слева указывает на типы подшипника:

- 0 – радиальный шариковый (0 не проставляется в условном обозначении);
- 1 – радиальный шариковый сферический;
- 2 – радиальный шариковый с короткими цилиндрическими роликами;
- 3 – радиальный роликовый сферический;
- 4 – радиальный роликовый с длинными цилиндрическими роликами или игольчатый;

- 5 – радиальный роликовый с витыми роликами;
- 6 – радиально-упорный шариковый;
- 7 – роликовый конический (радиально-упорный);
- 8 – упорный шариковый;
- 9 – упорный роликовый.

Пятая и шестая цифра обозначает конструктивные особенности подшипников. К конструктивным особенностям можно отнести угол контакта шариков в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на пружинном кольце и т.д.

Более подробные сведения о характеристике и системе условных обозначений можно найти в специальной литературе.

Примеры условных обозначений подшипников качения:

- 1) Подшипник 210 – шариковый радиальный, лёгкой узкой серии с внутренним диаметром 50 мм ($10 \circ \cdot 5 = 50$ мм), нормального класса точности.
- 2) Подшипник 36207 – 0 – класс точности; 3 – угол контакта $\alpha = 12^\circ$; 6 – радиально-упорный шариковый; 2 – лёгкой серии; 07 – $d = 35$ мм ($\frac{35}{5} = 07$);
- 3) Подшипник 6-7108 – 6 – класс точности, 7 – конический роликовый; 1 – особо лёгкая серия; 08 – $d = 40$ мм ($\frac{40}{5} = 08$).
- 4) Подшипник 4109 – 0 – класс точности; 4 – игольчатый; 1 – особо лёгкая серия; 09 – $d = 45$ мм ($\frac{45}{5} = 09$).

Порядок подбора и расчета подшипников качения на долговечность

Подшипники качения подбирают по каталогу в зависимости от характера действующей нагрузки и диаметра цапфы. Подбор начинают с легкой серии. Выбранный подшипник качения проверяют на долговечность по динамической грузоподъемности

$$L = \left(\frac{C}{P_{\text{экв}}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}, \text{ часов}$$

где С- динамическая грузоподъемность выбранного подшипника:

$P_{\text{экв}}$ – эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{экв}} = (XVR_r + YF_a)K_\sigma K_t$$

где X, Y –коэффициенты соответственно радиальной и осевой нагрузок,

принимаемые в зависимости от отношения $\frac{F_a}{VR_r}$:

если $\frac{F_a}{VR_r} \geq e$, то значения X,Y принимают по таблицам;

если $\frac{F_a}{VR_r} \leq e$, то $X=1$, $Y=0$;

V- коэффициент кольца (V=1, если вращается внутреннее кольцо; V=1,2, если вращается внешнее кольцо)

F_a –осевая нагрузка подшипника;

R_r - суммарная радиальная нагрузка подшипника в каждой опоре

$$R_r = \sqrt{(R_x^2 + R_y^2)},$$

где R_x , R_y - соответственно реакции подшипника в горизонтальной и вертикальной плоскостях ;

K_σ – коэффициент нагрузки;

K_t –температурный коэффициент (K_σ , K_t принимаются по таблицам)

$m=3$ - для шариковых; $m = \frac{10}{3}$ - для роликовых подшипников

Полученное значение долговечности сравнивают с ресурсом работы редуктора и делают вывод о пригодности подшипников ($[L] = 36000$ часов для зубчатых.

$[L] = 25000$ часов- для червячных редукторов), т. е. $L \geq [L]$

Задание для практической работы

Подобрать подшипники качения, проверить их на долговечность, сформулировать вывод о пригодности подшипников, в случае непригодности подшипников предложить возможные варианты их замены.

Варианты заданий к практической работе.

Ход выполнения работы

1. Записать задание к практической работе и исходные данные в соответствии с вариантом (таблица 1) и предложенной схемой.

Таблица 1- Исходные данные к практической работе.

№вар.	M, Нм	m ₁ , мм	Z ₁	m ₂ , мм	Z ₂	n, мин ⁻¹	ℓ ₁ , мм	ℓ ₂ , мм	ℓ ₃ , мм	d, мм
1	300	2	20	2,5	40	400	50	50	70	30
2	350	3	24	2	60	250	60	50	60	25
3	400	2	18	2	54	180	70	60	50	35
4	280	3	28	2	60	240	55	70	60	40
5	320	2,5	25	2,5	75	170	60	60	90	45
6	250	1,75	32	2	96	320	70	50	60	30
7	650	2,5	20	2,5	110	420	85	55	70	25
8	540	2	24	2	75	360	60	50	60	20
9	480	3	30	3	90	280	70	60	50	30
10	280	2	28	2,5	98	260	45	75	60	35
11	350	2,5	30	3	105	180	50	60	70	40
12	280	2	25	2	100	590	50	60	50	35
13	420	2,5	28	2,5	120	450	60	60	60	30
14	560	3	30	3	150	600	70	100	70	35
15	380	2	27	2	128	720	80	110	80	30
16	440	1,75	20	2	150	490	60	70	100	20
17	330	3	24	3	112	600	50	120	70	35
18	540	1,5	26	2	90	760	60	90	50	30
19	480	2	20	2,5	100	680	70	60	100	35
20	540	2,5	25	2,5	96	480	50	50	120	30
21	780	3	34	3	110	500	60	70	50	35
22	690	2	26	2	125	720	100	90	80	40
23	470	2	35	2	96	450	80	80	90	30
24	340	3	28	2	112	890	60	110	90	35
25	820	2	30	2	120	670	80	90	60	30
26	760	3	24	2,5	96	560	70	90	110	35
27	480	2,5	30	2,5	135	480	60	60	60	25
28	550	2	26	2	130	500	100	70	50	20
29	720	3	20	3	70	600	90	60	100	35
30	390	2	25	2	100	460	70	70	70	25

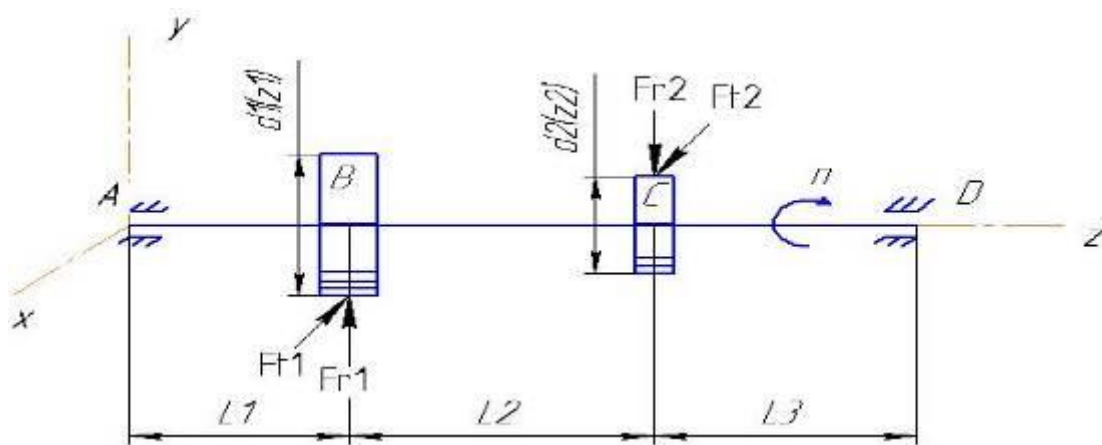


Рисунок 1 – Схема нагружения редукторного вала.

2. Подбор и расчет подшипников

2.1. Подобрать подшипники в соответствии с рекомендациями

№ , $d =$; $D =$; $B =$; $C =$.

2.2. Определить усилия в зубчатом зацеплении

2.2.1. окружную силу:

$$F_{t1} = \frac{2M}{d_1} =$$

$$F_{t2} = \frac{2M}{d_2} =$$

где d_1, d_2 – делительные диаметры зубчатых колес

$$d_1 = m_1 \cdot z_1 =$$

$$d_2 = m_2 \cdot z_2 =$$

2.2.2. радиальную силу:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha =$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha =$$

2.3. Определить реакций опор в вертикальной плоскости

$$\sum M_A = 0;$$

$$\sum M_D = 0;$$

Выполнить проверку: доказать, что $\sum F_{iy} = 0$;

2.4. Определить реакций опор в горизонтальной плоскости

$$\sum M_A = 0;$$

$$\sum M_D = 0;$$

Выполнить проверку: доказать, что $\sum F_{ix} = 0$;

Определить суммарную радиальную нагрузку в каждой опоре

$$R_r = \sqrt{(R_x^2 + R_y^2)}$$

2.6. Определить эквивалентную нагрузку в каждой опоре

$$P_{\text{экв}} = (XVR_r + YF_a)K_\sigma K_t$$

2.7. Определить долговечность наиболее нагруженного подшипника

$$L = \left(\frac{C}{P_{\text{экв}}} \right)^m \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n}$$

2.8. Сформулировать вывод о пригодности подшипников.

3. Сформулировать вывод по работе.

4. Ответить на контрольные вопросы:

4.1. Укажите критерии подбора подшипников качения.

4.2. Методика определения суммарной радиальной силы.

4.3. Запишите формулу для определения эквивалентной нагрузки с расшифровкой входящих величин.

4.4. Как Вы понимаете «грузоподъемность подшипника»?

4.5. Назовите факторы, влияющие на долговечность подшипников?

4.6. Какие подшипники воспринимают только радиальные нагрузки?

4.7. Какие подшипники воспринимают только осевые нагрузки?

4.8. В чём преимущество роликовых подшипников перед шариковыми?

Структура отчета по выполнению практической работы

1. Номер и наименование работы.

2. Цель:

3. Задание к практической работы и исходные данные в соответствии с вариантом (таблица 1) и схема нагружения

4. Подбор подшипников

5. Расчет усилий в зубчатом зацеплении.

6. Определение реакций подшипников в вертикальной плоскости.

7. Определение реакций подшипников в горизонтальной плоскости.

8. Определение суммарной радиальной нагрузки в каждом подшипнике.

9. Определение эквивалентной нагрузки в каждом подшипнике.
10. Определение долговечности наиболее нагруженного подшипника
11. Вывод о пригодности выбранных подшипников.
12. Вывод по работе.
13. Ответы на контрольные вопросы.

Критерии оценивания лабораторных и практических работ.

№ п/п	Критерии оценивания	Оценка
1	Выполнение работы в полном соответствии с методическими рекомендациями без помощи преподавателя	5 (отлично)
2	Выполнение работы в полном соответствии с методическими рекомендациями с несущественными ошибками, исправленными самостоятельно	4 (хорошо)
3	Выполнение работы в основном в соответствии с методическими рекомендациями с несущественными ошибками, исправленными с помощью преподавателя	3 (удовлетворительно)

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

При подготовке и выполнении практических работ необходимо пользоваться теоретическим материалом, представленным в данных методических рекомендациях (в разрезе каждой практической работы.) и ГОСТами на детали, узлы и соединения.