

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ
ИМПЕРАТОРА АЛЕКСАНДРА I»
(ФГБОУ ВО ПГУПС)
ПЕТРОЗАВОДСКИЙ ФИЛИАЛ ПГУПС

ОДОБРЕНО
на заседании цикловой комиссии
протокол № 12 от 15.06.2017
Председатель цикловой комиссии:
Осип (Н. Осипов)

УТВЕРЖДАЮ
Начальник УМО
А.В. Калько А.В. Калько
«15» 06 2017 г.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

по организации и проведению практических занятий и лабораторных работ
по учебной дисциплине

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА для специальности

08.02.10. Строительство железных дорог, путь и путевое хозяйство

Преподаватель Яковцева Галина Борисовна

2017

ПРЕДИСЛОВИЕ

Предлагаемое вниманию методическое пособие по поведению практических занятий полностью соответствует действующей программе курса по дисциплине «Техническая механика» специальности: **08.02.10. Строительство железных дорог, путь и путевое хозяйство**

Целью выполнения практических занятий является:

- научиться решать типовые задачи;
- получить навыки правильного использования расчетных формул;
- установить взаимосвязь между теорией и практикой;
- закрепить знания по темам.

В методических указаниях к практическим занятиям приводятся:

- цели,
- краткое теоретическое обоснование,
- методики выполнения работ,
- примеры решения задач,
- задания,
- отчет о работе

Перечень практических занятий

Раздел 1. Основы теоретической механики

Тема 1.2. Плоская система сходящихся сил

Практическое занятие 1. Определение реакций связей аналитическим, графическим и графоаналитическим способами

Практическое занятие 2. Определение реакций в опорах балочных систем

Практическое занятие 3. Определение координат центра тяжести сечений состоящих из прокатных профилей.

Раздел 2. Сопротивление материалов

Тема 2.2. Растяжение и сжатие

Практическое занятие 4. Расчет на прочность при растяжении и сжатии.

Тема 2.3 Срез и смятие.

Практическое занятие 5. Расчет на прочность при срезе и смятии

Тема 2.4. Сдвиг и кручение

Практическое занятие 6. Расчет на прочность при кручении.

Практическое занятие 7. Расчет на жёсткость при кручении.

Тема 2.5. Изгиб

Практическое занятие 8. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

Практическое занятие 9. Подбор поперечного сечения балки

Раздел 5. Детали машин и механизмов.

Тема 3.2. Механические передачи. Детали и сборочные единицы передач

Практическое занятие 10. Выполнение расчета прямозубых передач и определение параметров зубчатых колес.

В результате выполнения практических занятий, предусмотренных программой по данной специальности, студент должен:

обладать общими и профессиональными компетенциями:

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

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

ОК 3. Решать проблемы, оценивать риски и принимать решения в нестандартных ситуациях.

ОК 4. Осуществлять поиск, анализ и оценку информации, необходимой для постановки и решения профессиональных задач, профессионального и личностного развития.

ОК 5. Использовать информационно-коммуникационные технологии для совершенствования профессиональной деятельности.

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

ОК 7. Ставить цели, мотивировать деятельность подчиненных, организовывать и контролировать их работу с принятием на себя ответственности за результат выполнения заданий.

ОК 8. Самостоятельно определять задачи профессионального и личностного развития, заниматься самообразованием, осознанно планировать повышение квалификации.

ПК 2.1. Участвовать в проектировании и строительстве железных дорог, зданий и сооружений.

ПК 2.2. Производить ремонт и строительство железнодорожного пути с использованием средств механизации.

ПК 2.3. Контролировать качество текущего содержания пути, ремонтных и строительных работ, организовать их приемку.

уметь:

- производить расчеты на срез и смятие, кручение, изгиб;

знать:

- основы теоретической механики, статики, кинематики и динамики;

- детали механизмов и машин;

- элементы конструкций;

Для подготовки специалиста необходимо осуществить хорошую общетехническую подготовку. В целях обеспечения лучшего усвоения материала студентами, развития интереса к дисциплине, к избранной профессии необходимо связывать изучаемый материал с уже изученными дисциплинами и, что особенно важно с будущей специальностью. С этой целью на занятиях по технической механике проводятся межпредметные связи с дисциплинами: физика, математика, материаловедение, инженерная графика, информатика.

Практические занятия рассчитаны на выполнение в течение двух учебных часов.

Правила выполнения практических работ:

1. Студент должен прийти на практическое занятие подготовленным. Студент, не подготовленный к работе, не может быть допущен к ее выполнению.
2. Каждый студент после проведения занятия должен представить отчет о проделанной работе с анализом полученных результатов и выводом по работе.
3. Отчет о проделанной работе следует выполнять на листах формата А4 с одной стороны листа. Содержание отчета:
 - приборы, оборудование, материалы;
 - схемы;
 - таблицы, графики, и т. д.;
 - анализ результатов практического занятия (выводы);
 - ответы на контрольные вопросы.
3. Таблицы и рисунки следует выполнять с помощью чертежных инструментов (линейки, циркуля, и т.д.) с соблюдением ЕСКД.
4. В заголовках граф таблиц обязательно приводить буквенные обозначения величин в соответствии с ЕСКД.
5. Расчет следует проводить с точностью до двух значащих цифр.
6. Исправления выполняются на обратной стороне листа отчета. При мелких исправлениях неправильное слово (буква, число и т.п.) аккуратно зачеркивают и над ним пишут правильное пропущенное слово (буква, число).
7. Вспомогательные расчеты можно выполнять на отдельных листках, а при необходимости на листах отчета.
8. Если студент не выполнил практическую работу или часть работы, то он может выполнить работу или оставшуюся часть во внеурочное время, согласованное с преподавателем.
10. Оценку по практической работе студент получает, с учетом срока выполнения работы, если:
 - расчеты выполнены правильно и полном объеме;
 - сделан анализ проделанной работы и вывод по результатам работы;
 - студент может пояснить выполнение любого этапа работы;
 - отчет выполнен в соответствии с требованиями к выполнению работы.

Зачет по практическим работам студент получает при условии выполнения всех предусмотренных программой работ после сдачи отчетов по работам при удовлетворительных оценках за опросы и контрольные вопросы во время практических занятий.

РАЗДЕЛ 1

СТАТИКА

Условия
равновесия тел

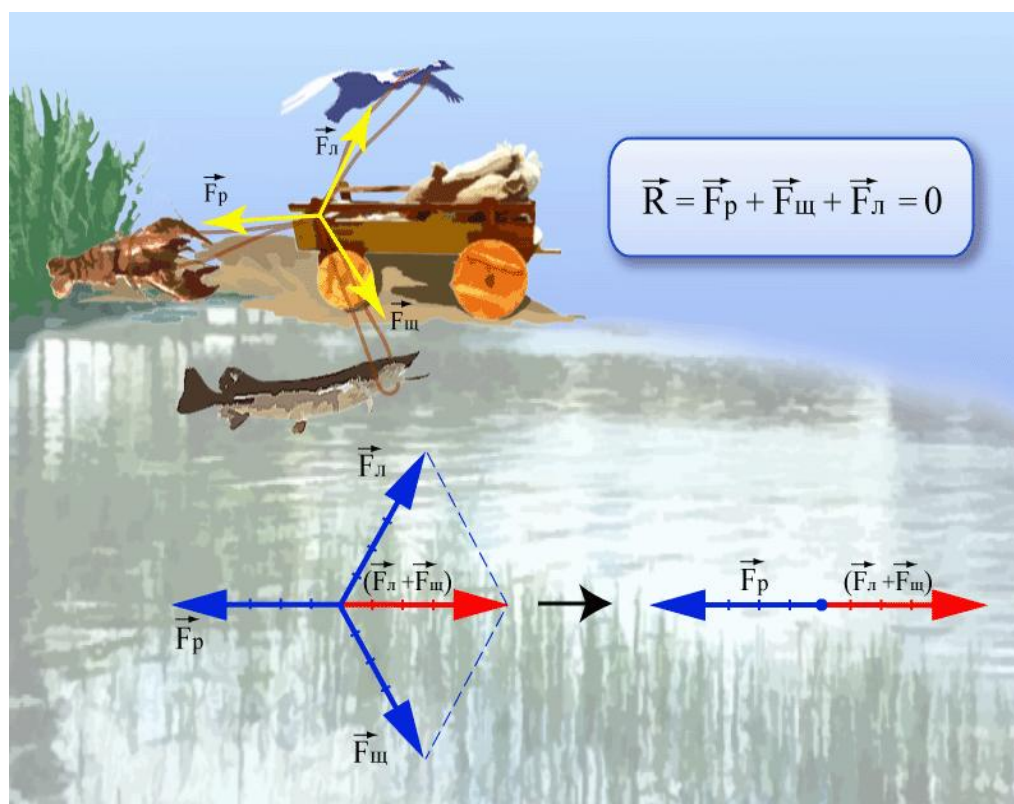
$M1 = F1 \cdot d1 > 0$
 $M2 = -F2 \cdot d2 < 0$

1) $\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots = 0.$

2) $M1 + M2 + \dots = 0.$

Практическое занятие 1

Определение реакций связей аналитическим, графическим и графоаналитическим способами



Практическое занятие 1

Определение реакций связей аналитическим, графическим и графоаналитическим способами

К выполнению задания необходимо приступить после изучения темы 1.2. «Плоская система сходящихся сил».

Цель работы: Закрепить теоретические знания и умения определять равнодействующую системы сходящихся сил аналитическим и геометрическим способами

Образовательные результаты, соответствующие ФГОС: ОК 1 - ОК 8; ПК 2.1.

Краткое теоретическое обоснование

Условия равновесия в аналитической форме можно сформулировать следующим образом: *Плоская система сходящихся сил находится в равновесии, если алгебраическая сумма проекций всех сил на любую ось равна нулю.*

Система уравнений равновесия плоской сходящейся системы сил:

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

В задачах координатные оси выбирают так, чтобы решение было наиболее простым. Желательно, чтобы хотя бы одна неизвестная сила совпадала с осью координат.

Условие равновесия плоской системы сходящихся сил

При равновесии системы сил равнодействующая должна быть равна нулю, следовательно, при геометрическом построении конец последнего вектора должен совпасть с началом первого.

Если плоская система сходящихся сил находится в равновесии, многоугольник сил этой системы должен быть замкнут. Если в системе три силы, образуется треугольник сил.

Алгоритм выполнения

1. Указывают точку, равновесие которой рассматривается

В задачах такой точкой является центр тяжести тела или точки пересечения всех стержней и нитей.

2. Прикладывают к рассматриваемой точке активные силы

Активными силами являются собственный вес тела или вес груза, которые направлены к центру тяжести земли. При наличии блока вес груза действует на рассматриваемую точку вдоль нити. Направление действия этой силы устанавливается из чертежа. Вес тела принято обозначать **G**

3. Мысленно отбрасывают связи, заменяя их действия реакциями связей

При замене связей реакциями следует помнить, что реакция плоскости направлена по нормали (перпендикуляр) к ней в точке контакта, а реакции стержня и нити – по их осям. Реакцию нити и стержня принято называть усилиями.

4. Выбираем положение прямоугольной системы координат

Начало координат совмещают с точкой, равновесие которой рассматривается.

5. Составляют уравнения равновесия вида: $\Sigma F_x = 0$; $\Sigma F_y = 0$

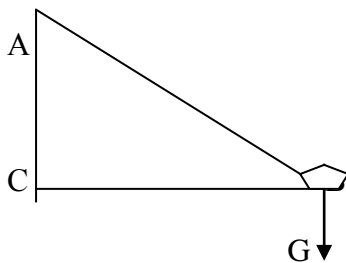
Напомним! если в результате решения искомая реакция получается положительной, то это значит, что направление ее выбрано верно, если отрицательной, то направление реакции необходимо заменить на противоположное (модуль ее при этом остается прежним).

6. Выполняем проверку решения

Аналитическим, графическим или геометрическим способом.

Пример 1. Фонарь весом 80 Н подвешен на кронштейне ABC, укрепленном на вертикальной стене (рис. 2-а). Определить усилия возникшие в горизонтальном стержне CB и наклонной тяге AB после подвески фонаря, если CB=1м и AB= 1,2м. Соединения в точках A, B и C – шарнирные.

2-а

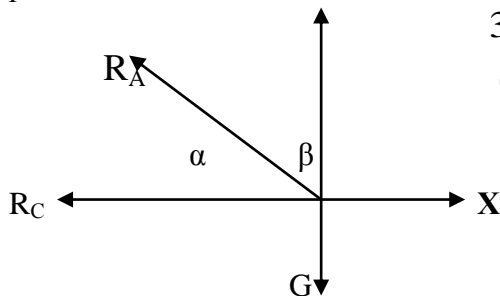


Дано: AB-1,2м
CB=1 м
=80Н
Определить: R_A , R_B .

1. Рассматриваем равновесие шарнира B.
- 2.

2. Освобождаем шарнир B от связей и изображаем действующие на него активные силы и реакции связей (рис. 2-б).

рис. 2-б



3. Выбираем систему координат и составляем уравнение для системы сил, действующих на шарнир B

$$\Sigma F_x = 0 \quad - R_A \cos \alpha - R_C = 0 \quad (1)$$

$$\Sigma F_y = 0 \quad R_A \cos \beta - G = 0 \quad (2)$$

4. Определяем реакции стержней, решая уравнения (1) и (2).

Из уравнения (2): $R_A = G / \cos \beta$

По теореме Пифагора находим AC: $AC = \sqrt{AB^2 - BC^2} = \sqrt{1,2^2 - 1^2} = 0,664 \text{ м}$.

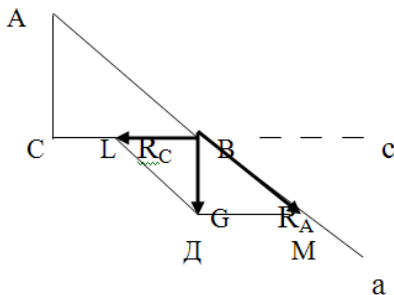
$\cos \beta = 0,664 / 1,2$, тогда $R_A = (80 \cdot 1,2) / 0,664 = 144,5 \text{ Н}$

Из уравнения (1): $-R_C = R_A \cos \alpha$; $R_C = 144,5 \cdot (1 / 1,2) = -120,5 \text{ Н}$

Знак минус перед значением R_C указывает на то, что направление реакции в противоположную сторону, т. е. к шарниру В. (деформация сжатия)

5. Правильность полученных результатов можно проверить, решая задачу графически.

Для решения задачи графическим способом выбирают масштаб (например 1:20) и строят кронштейн ABC. Для чего из произвольной точки С (рис. 2-в) проводим горизонтальную и вертикальную линии. На горизонтальной линии отложим отрезок $CB = (1 \text{ м} = 1000 \text{ мм} / 20) = 50 \text{ мм}$. При помощи циркуля из точки В отложим отрезок $AB = 60 \text{ мм}$. Построенный треугольник ABC изображает в масштабе данный в условии задачи кронштейн. (2-в)



Вес фонаря $G = 80 \text{ Н}$, действующий на кронштейн вертикально вниз, изобразим отрезком $BD = 20 \text{ мм}$.

Значит масштаб построения для сил:
 $M = G / BD = 80 \text{ Н} / 20 \text{ мм} = 4 \text{ Н/мм}$ (4 Н в 1 мм).

Благодаря тому, что в точках А, В и С кронштейна соединения шарнирные, стержни, находясь под действием веса фонаря, либо сжимаются, либо растягиваются. Иными словами, искомые усилия действуют вдоль стержней. Изобразим направление действия искомых сил линиями Аа и Сс, пересекающимися в точке В – точка приложения к кронштейну веса фонаря. Из точки Д (конца вектора G) проводим прямые ДМ параллельно Аа. В получившемся параллелограмме ВМДЛ стороны ВМ и ВЛ изображают силы R_A и R_C , действующие соответственно на тягу АВ и стержень ВС. При помощи масштабной линейки измерим отрезки ВМ и ВЛ: $ВМ = 36 \text{ мм}$, $ВЛ = 30 \text{ мм}$

Следовательно: $R_A = M_F \cdot ВМ = 4 \text{ Н/мм} \cdot 36 \text{ мм} = 144 \text{ Н}$

$R_C = M_F \cdot ВЛ = 4 \text{ Н/мм} \cdot 30 \text{ мм} = 120 \text{ Н}$

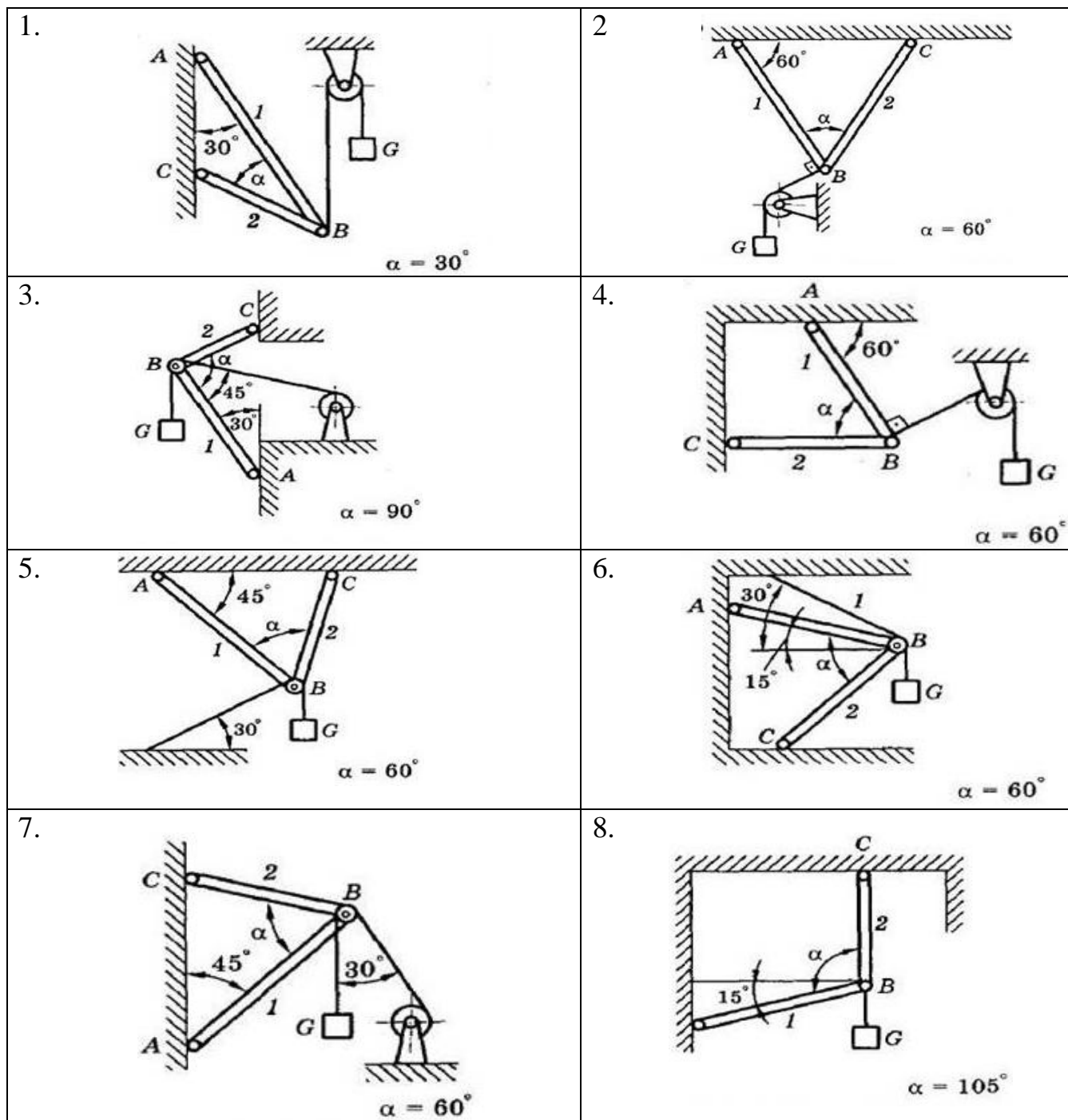
Графическое решение подтверждает правильность аналитического решения.

Ответ: $R_A = 144 \text{ Н}$, $R_C = 120 \text{ Н}$.

Задание: Определить усилия в стержнях кронштейна от приложенной силы аналитическим, графическим и графоаналитическим способами. Трением в блоке пренебречь. Данные взять из табл.1,

Таблица 1

Исходные данные	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	1	2
№ схемы	1	2	3	4	5	6	7	8	1	2
G, кН	40	35	48	60	75	30	28	20	25	45



Цель: _____

Оборудование (приборы, материалы, дидактическое обеспечение) _____

Рисунок:

Дано:

Определить усилия в стержнях:
AB; BC

Расчётная схема:

1 Выбираем объект, равновесие которого рассматриваем:

точка _____

2 Освобождаем объект от связей и прикладываем к рассматриваемому объекту равновесия все **активные**

_____ и
реактивные силы R_1 ; R_2

3 Проанализируем, полученную систему сил.

Тело находится в равновесии под действием плоской системы сходящихся сил (линии их действия пересекаются в центре) - **точка** _____

4 Выбираем систему координат - проводим оси «X» и «Y»

5 Составляем уравнения равновесия вида:

$$\Sigma F_x = 0 \text{ _____}$$

$$\Sigma F_y = 0 \text{ _____}$$

					ПЗ 01. 08.02.10.			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.					Определение реакций связей аналитическим, графическим и графоаналитическим способами	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Яковцева Г.Б.							
						группа		

Решение уравнений: $\Sigma F_x = 0$ _____

$\Sigma F_y = 0$

Решив полученную систему уравнений, определяем усилия в стержнях (нитях).

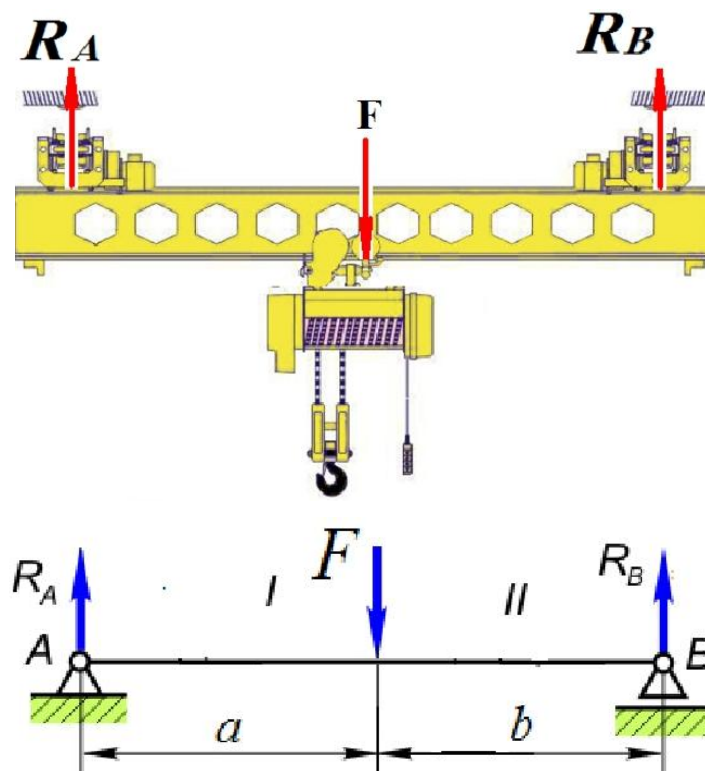
6 Правильность полученных результатов можно проверить, решая задачу **графически**:
Выбираем масштаб M 1: ____, строим замкнутый многоугольник.

7. Проверяем графическое построение по
теореме синусов: $\frac{a}{\sin \alpha} = \frac{b}{\sin \beta} = \frac{c}{\sin \gamma}$.

Вывод:

Практическое занятие 2

Определение реакций в опорах балочных систем



Практическое занятие 2

Определение реакций в опорах балочных систем

К выполнению задания необходимо приступить после изучения темы 1.3. Плоская система произвольно расположенных сил.

Цель: Уметь определять реакции в опорах балочных систем.

Образовательные результаты, соответствующие ФГОС: ОК 1 - ОК 8; ПК 2.1.

Краткое теоретическое обоснование

Балка — это элемент конструкции, который имеет длину гораздо больше поперечных размеров и несет на себе поперечные нагрузки.

При расчете балок на прочность при изгибе учитываются не только внешние нагрузки, но и реакции со стороны опор балок.

Существуют три типа балочных опор:

1) **шарнирно-подвижная** (рис. 1.28). Дает возможность балке вращаться вокруг центра шарнира и перемещаться в горизонтальном направлении. Для этой опоры известны точка приложения реакции (находится в центре шарнира) и направление реакции (направлена перпендикулярно поверхности опоры). Неизвестна только величина реакции;

2) **шарнирно-неподвижная** (рис. 1.29). Позволяет балке поворачиваться вокруг оси шарнира, но не дает возможности перемещаться в горизонтальном направлении. Для этой опоры известна только точка приложения реакции (находится в центре шарнира). Неизвестны величина и направление реакции. Поэтому для данной опоры необходимо найти две составляющие реакции: R_x и R_y ;

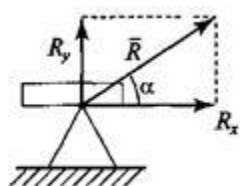


Рис. 1.29

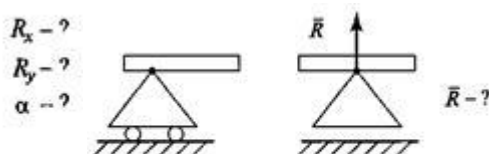


Рис. 1.28

3) с **жестким защемлением, или заделка** (рис. 1.30). Не позволяет балке ни поворачиваться, ни перемещаться. О реакции этой опоры ничего не известно. Поэтому для этой опоры необходимо найти три составляющие реакции: R_x , R_y , M .

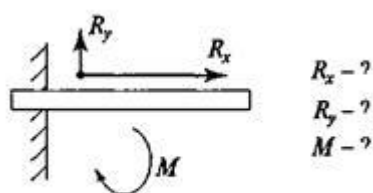


Рис. 1.30

Момент пары сил. Момент пары сил численно равен произведению модуля силы на расстояние между линиями действия сил (*плечо пары*). Момент считают положительным, если пара вращает тело по часовой стрелке $M(F;F') = Fa$; $M > 0$. Плоскость, проходящая через линии действия сил пары, называется *плоскостью действия пары*.

Свойства пар

1. Пару сил можно перемещать в плоскости ее действия.
2. Эквивалентность пар. Две пары, моменты которых равны, (рис. 5) эквивалентны (действие их на тело аналогично).
3. Сложение пар сил. Систему пар сил можно заменить равнодействующей парой. Момент равнодействующей пары равен алгебраической сумме моментов пар, составляющих систему (рис. 6)

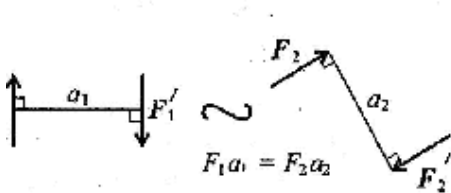


Рис. 5

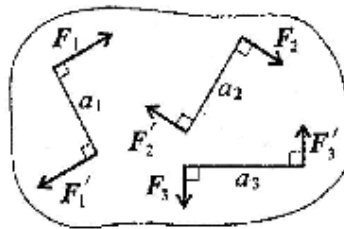


Рис. 6

$$M_{\Sigma} = F_1 a_1 + F_2 a_2 + F_3 a_3 + \dots + F_n a_n; \quad M_{\Sigma} = \sum_0^n m_k.$$

4. Равновесие пар.

Для равновесия пар необходимо и достаточно, чтобы алгебраическая сумма моментов пар системы равнялась нулю

$$M_{\Sigma} = 0 \implies \sum_0^n m_k = 0.$$

Балочные системы

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

Составляются уравнения моментов относительно точек крепления балки. Поскольку момент силы, проходящей через точку крепления, равен 0, в уравнении останется одна неизвестная сила

Из уравнения $\sum_0^n F_{kx} = 0$ определяется реакция R_{Bx}

Из уравнения $\sum_0^n m_{kA}(F_k) = 0$ определяется реакция H_{By}

Из уравнения $\sum_0^n m_{kB}(F_k) = 0$ определяется реакция R_{Av}

Для контроля правильности решения используется дополнительное уравнение $\sum_0^n F_{ky} = 0.$

Алгоритм выполнения

1. Обозначают опоры

Общепринято их обозначать буквами А и В. Простая балка имеет одну шарнирно – неподвижную и вторую шарнирно – подвижную опору.

2. **Выбрать расположение координатных осей:** совместить ось x с балкой, а ось y направить перпендикулярно оси x .

3. **Произвести необходимые преобразования:** силу, наклоненную к оси балки под углом α , заменить двумя взаимно перпендикулярными составляющими

4. **Освобождают от опор и заменяют их действие на балку реакциями опор**
В задачах на балку действуют только вертикальные нагрузки и сосредоточенные моменты. Реакции опор при нагрузке будут только вертикальными. Обычно их направляют вверх (против действия основной нагрузки) и обозначают реакцию опор А - R_A , В – R_B

5. **Составляют уравнения равновесия вида:** $\Sigma M_A = 0$, $\Sigma M_B = 0$

Напомним, что моментом силы относительно точки называется произведение этой силы на плечо – кратчайшее расстояние от этой точки приложения силы (в общем случае до линии действия силы). Если сила стремится повернуть балку относительно рассматриваемой точки по часовой стрелке, то будем считать её момент положительным, а если против – отрицательным.

Сосредоточенный момент не умножается на расстояние до опоры, а правило знаков остаётся тем же, что для момента силы.

6. Выполняют проверку решения:

Для этого составляют уравнение равновесия: $\Sigma F_y = 0$

7. Сделать вывод о наиболее нагруженной опоре.

Пример 1: Определение реакций в опорах балочных систем под действием сосредоточенных сил и пар сил.

Задание: Определить величины реакций в опоре заземленной балки. Провести проверку правильности решения.

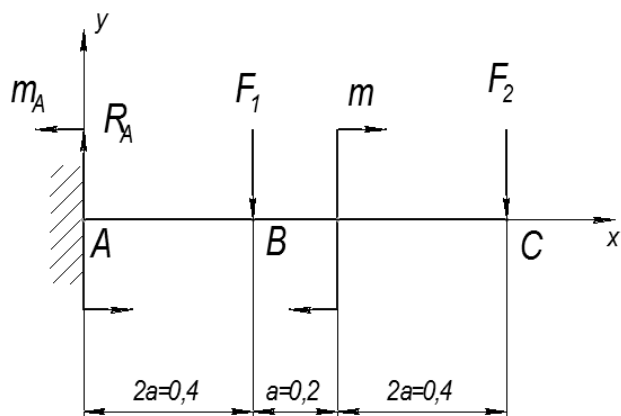
Дано:

$$F_1 = 10 \text{ кН};$$

$$F_2 = 4,4 \text{ кН};$$

$$m = 14 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$a = 0,2 \text{ м}.$$



Решение:

Составим уравнения равновесия балки:

$$\sum M_A(\vec{F}_i) = 0;$$

$$m + F_1 \cdot 2a + F_2 \cdot 5a - m_A = 0;$$

$$m_A = m + F_1 \cdot 2a + F_2 \cdot 5a = 14 + 10 \cdot 0,4 + 4,4 \cdot 1 = 22,4 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$\sum M_C(\vec{F}_i) = 0;$$

$$m - m_A + R_A \cdot 5a - F_1 \cdot 3a = 0;$$

$$R_A = \frac{m_A - m + F_1 \cdot 3a}{5a} = \frac{22,4 - 14 + 10 \cdot 3 \cdot 0,2}{5 \cdot 0,2} = 14,4 \text{ кН};$$

Проверка:

Для проверки используем уравнение $\sum F_{iy} = 0: R_A - F_1 - F_2 = 0 \quad 14,4 - 10 - 4,4 = 0$ (верно)

Пример 2. На двухопорную балку действуют сосредоточенные силы и моменты (рис. 30.4). Определить реакции опор и выполнить проверку правильности решения. Определяем опорные реакции балки. Для их определения используем систему уравнений равновесия, составляем два уравнения моментов относительно шарнирных опор. Затем проводим проверку $\sum_o^n F_{iy} = 0$ правильности решения по уравнению.

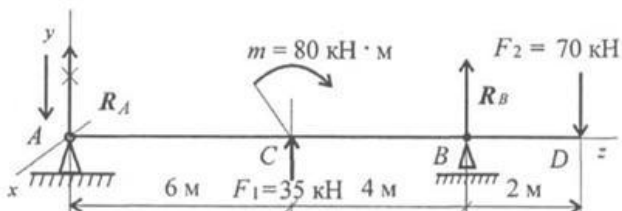


Рис. 30.

Решение:

1. Определение реакций в опорах.

Уравнения равновесия: $\sum m_A = 0$

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

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

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

$$R_B = 71 \text{ кН}.$$

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

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

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

$$R_A = - 36 \text{ кН}.$$

Реакция в опоре направлена в обратную сторону.

Проверка: $\sum F_y = 0; - R_A + F_1 + R_B - F_2 = 0; - 36 + 35 + 71 - 70 = 0.$

Реакции определены верно.

Пример 3. Расчет двухопорной балки. Двухопорная балка нагружена равномерно распределенной нагрузкой (рис. 31.2).

Решение

При определении реакций в опоре равномерно распределенную нагрузку можно заранее заменить равнодействующей сосредоточенной силой: $G = ql$; $q = 4$ кН/м; $G = 4 \cdot 6 = 24$ кН (рис. 31.2).

Определяем реакции в опорах балки.

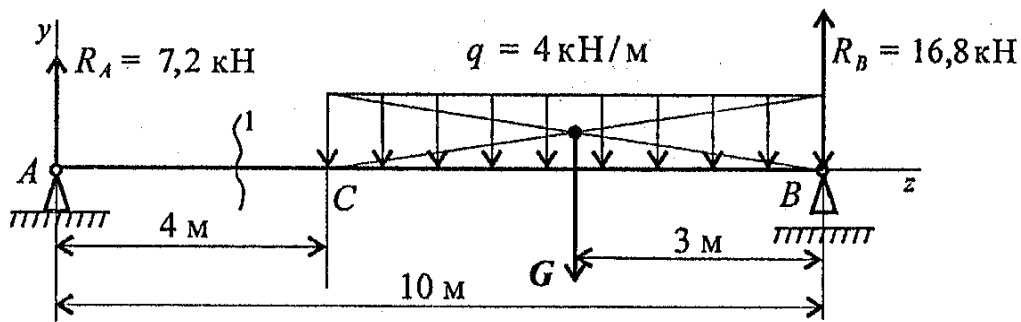


Рис. 31.2

Проверка: $\sum F_y = 0$; $R_A - G + R_B = 0$; $7,2 - 24 + 16,8 = 0$.

Реакции определены верно.

Задание Определить величины реакций в опорах балочных систем под действием сосредоточенных сил и распределенной нагрузки. Провести проверку правильности решения. Данные взять из таблицы 2, схема 2 - одноопорной балки (заделка) и таблицы 3, схема 3- для двухопорной балки с шарнирными опорами

Таблица 2

Исходные данные	вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ схемы	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Угол α^0	55	75	30	18	25	65	75	45	39	27
$a_1, \text{м}$	0,7	2	2,5	0,7	2,0	1,7	0,8	1,2	1,2	0,5
$a_2, \text{м}$	0,8	0,6	0,5	2	4,5	0,3	2,2	1,2	0,8	1,3
$a_3, \text{м}$	1,5	0,8	0,7	0,5	-	1,2	1,5	2,6	2,5	2,2

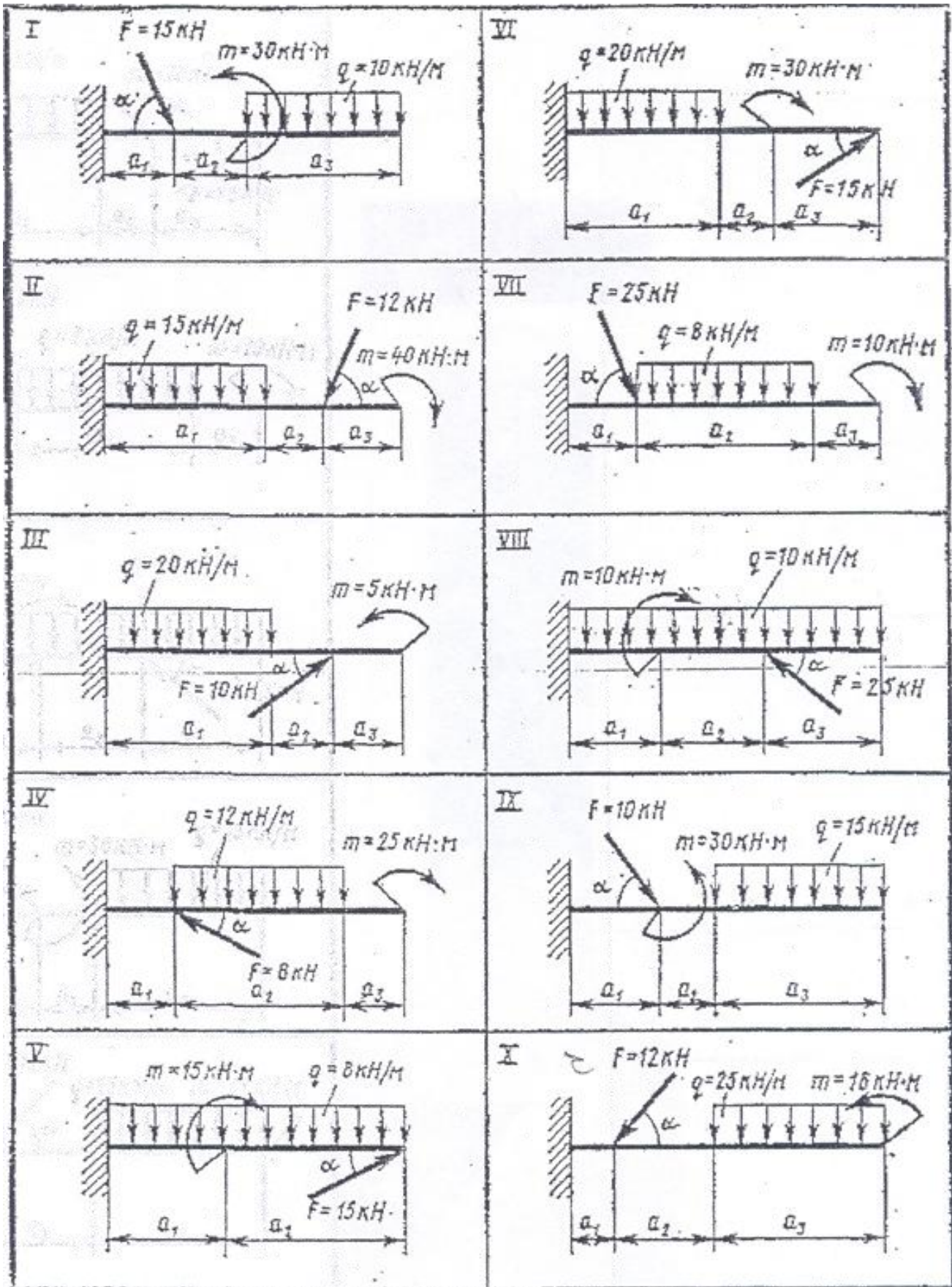
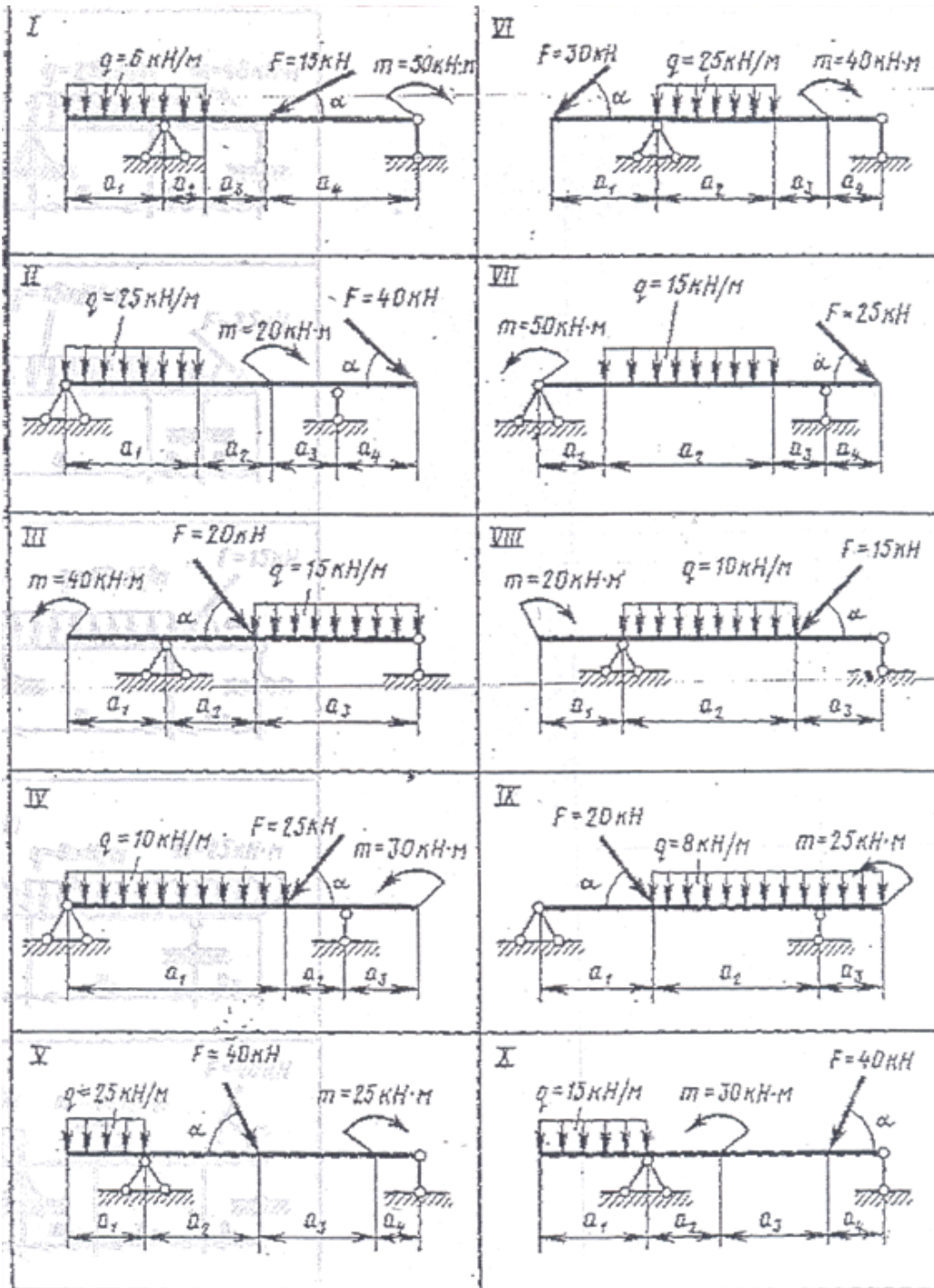


Таблица 3

Исходные данные	вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ схемы	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Угол α^0	30	27	55	75	65	30	45	32	27	80
$a_1, \text{м}$	1,2	2,5	1,5	3,0	1,2	1,1	1,2	1,5	1,8	1,5
$a_2, \text{м}$	0,5	1,2	1,2	0,8	1,5	2,5	3,0	2,5	2,2	0,8
$a_3, \text{м}$	0,8	0,8	2,5	1,2	1,5	0,7	0,5	1,5	0,7	1,5
$a_4, \text{м}$	2,5	1,2	-	-	0,5	0,7	0,8	-	-	0,6

Схема 3



Цель: _____

Оборудование (приборы, материалы, дидактическое обеспечение) _____

Рисунок:

Дано:

Определить реакции в заделке:

M_A ; R_A ; H_A

Расчётная схема:

1 Выбираем объект, равновесие которого рассматриваем: **балка**
Обозначаем опору **A**

2 Заменяем распределённую нагрузку её равнодействующей $G = g\ell$ (если такая нагрузка имеется) $G =$ _____

3 Освобождаем от опор и заменяем их действие на балку реакциями.

4 Проанализируем, полученную систему сил.

5 Выбираем систему координат - проводим оси «X» и «Y»

6 Составляем уравнения равновесия вида:

$$\Sigma F_x = 0, \quad \Sigma F_y = 0, \quad \Sigma M_A = 0$$

Решение уравнений:

Выполняем проверку решения: Для этого составляют уравнение равновесия относительно мнимой точки (B)

$$\Sigma M_{(B)} = 0$$

Вывод: _____

					ПЗ 02. 08.02.10.		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разраб.						Лит.	Лист
Провер.	Яковцева Г.Б.						Листов
					Определение реакций в опорах балочных систем		
					Группа		22

Контрольные вопросы:

1. Что называется плечом пары? _____

2. Чтобы определить эффект действия пары сил, надо знать? _____

3. Пару сил можно уравновесить...? _____

4. Зависит ли величина и направление момента силы относительно точки от взаимного расположения этой точки и линии действия силы? _____

5. Для чего используется рычаг? _____

6. Какую из форм уравнений равновесия целесообразно использовать при определении реакций в заделке? _____

7. Когда момент силы относительно точки положителен? _____

8. Какую из форм уравнений равновесия целесообразно использовать при определении реакций в опорах двухопорной балки и почему? _____

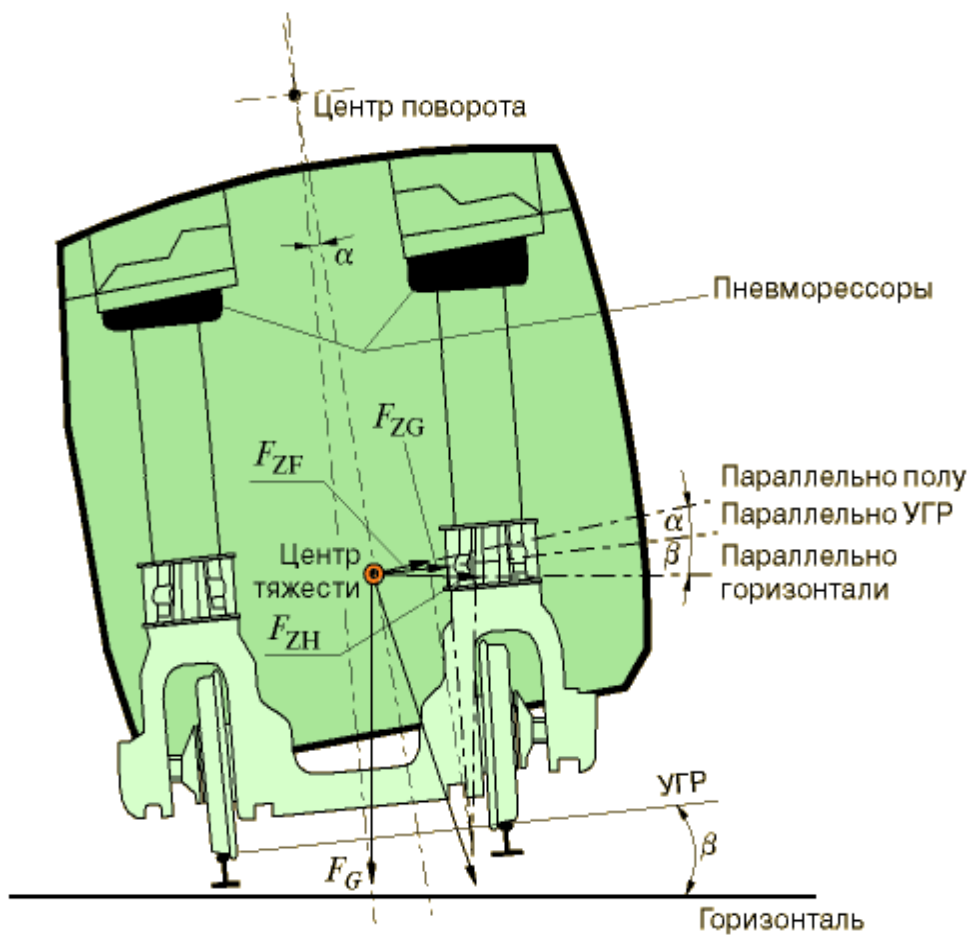
9. Что вызывает пара сил? _____

10. Можно ли перемещать пару сил в плоскости ее действия? _____

					ПЗ 02. 08.02.10.	<i>Лист</i>
						24
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Практическое занятие 3

Определение координаты центра тяжести сечения, составленного из стандартных прокатных профилей.



Практическое занятие 3

Определение координаты центра тяжести сечения, составленного из стандартных прокатных профилей

Цель: Научиться определять положение ЦТ сечений, составленных из стандартных прокатных профилей.

Образовательные результаты, соответствующие ФГОС: ОК 1 - ОК 8; ПК 2.1. ПК 2.2

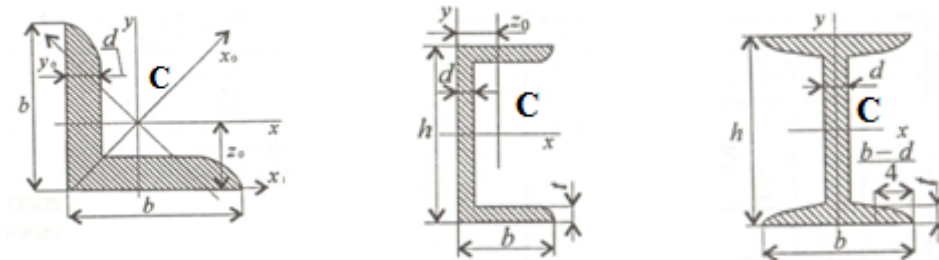
Краткие теоретические сведения

Центр тяжести – это геометрическая точка, которая может быть расположена и вне тела. Большое практическое значение имеет определение центра тяжести тонких плоских однородных пластин. Их толщиной можно пренебречь и считать, что центр тяжести расположен в плоскости. Если координатную плоскость xOy совместить с плоскостью фигуры, то положение центра тяжести определяется двумя координатами:

$$x_c = \frac{\sum A_i x_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + \dots + A_n x_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}$$
$$y_c = \frac{\sum A_i y_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + \dots + A_n y_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}$$

где A_i – площадь части фигуры, мм^2 (см^2); x_i, y_i – координаты центра тяжести частей фигуры, мм^2 (см^2).

Многие конструктивные элементы изготавливают из стандартного проката – уголков, двутавров, швеллеров и других. Все размеры, а так же геометрические характеристики прокатных профилей это табличные данные, которые можно найти в справочной литературе в таблицах нормального сортамента **Приложение 1**



Алгоритм выполнения

1. Разбивают сечение на простые фигуры

В задачах для самостоятельного решения такими фигурами являются стандартные профили проката, размеры которых приведены в приложении 1. Обычно профили прокатной стали образующие сечение, обозначают цифрами 1,2,3,.....

2. Указывают центры тяжести каждого профиля (фигуры и обозначают их C_1, C_2, C_3 , и т.д.), используя таблицы ГОСТов (см. приложение 1).

3. Выбирают систему координатных осей

В задачах для самостоятельного решения все сечения имеют одну ось симметрии, поэтому рекомендуется одну из координатных осей совмещать с ней. Вторую ось координат направляют перпендикулярно первой так, чтобы она пересекла центры

тяжести одной или нескольких фигур. При этом начало координат может совпадать (или не совпадать) с центром тяжести одной из фигур. Вторую ось можно направить так, чтобы она прошла через нижнюю (крайнюю) точку сечения. В первом случае вычисления будут более простыми.

3. Составляют формулы для определения координат центра тяжести сечения:

$$x_c = \frac{\sum A_i x_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + \dots + A_n x_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} \quad y_c = \frac{\sum A_i y_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + \dots + A_n y_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}$$

где A_1 – площадь части фигуры, мм^2 (см^2); x_i, y_i – координаты центра тяжести частей фигуры, мм^2 (см^2). Пользуясь таблицами **Приложения 1** определяют площади профилей проката, координаты их центров тяжести, относительно выбранных осей координат. Число слагаемых в числителе и знаменателе формул зависят от числа профилей, из которых состоит сечение. Полученные величины подставляют в формулу и находят координаты ЦТ.

Следует помнить!, что если ось X совмещена с осью симметрии, то координата $Y_c = 0$, а если ось Y совмещена с осью симметрии, то $X_c = 0$.

5. Указывают положение центра тяжести на рисунке

Придерживаются определённого масштаба и показывают расстояние от центра тяжести до координатных осей.

6. Выполняют проверку правильности решения

Для чего можно изменить положение координатных осей (или одной оси) и найти координаты центра тяжести относительно новых осей. Положение центра тяжести не зависит от того, как выбрана система координатных осей.

Пример. Определить координаты центра тяжести составного сечения. Сечение состоит из листа и прокатных профилей (рис. 8.5).

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

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

Решение

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

1 — швеллер № 10 (ГОСТ 8240-89); высота $h = 100$ мм; ширина полки $b = 46$ мм; площадь сечения $A_1 = 10,9$ см^2 ;

2 — двутавр № 16 (ГОСТ 8239-89); высота 160 мм; ширина полки 81 мм; площадь сечения $A_2 = 20,2$ см^2 ;

3 — лист 5x100; толщина 5 мм; ширина 100 мм; площадь сечения $A_3 = 0,5 \cdot 10 = 5$ см^2 .

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

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

$$\begin{aligned} \text{Швеллер 1: } y_1 &= a + h_2 + z_0; y_1 = 0,5 + 16 + 1,44 = 17,54 \text{ см.} \\ \text{Двутавр 2: } y_2 &= a + \frac{h_2}{2}; y_2 = 0,5 + 16/2 = 8,5 \text{ см.} \\ \text{Лист 3: } y_3 &= a/2 = 0,25 \text{ см.} \end{aligned}$$

3. Определение центра тяжести составного сечения:

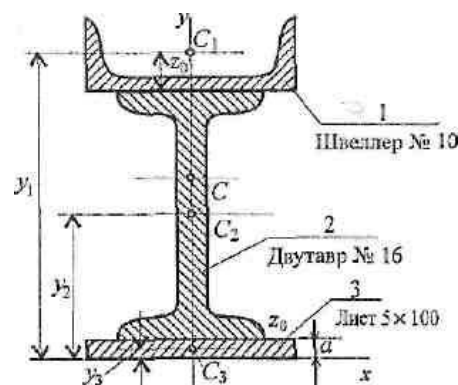


Рис. 8.5

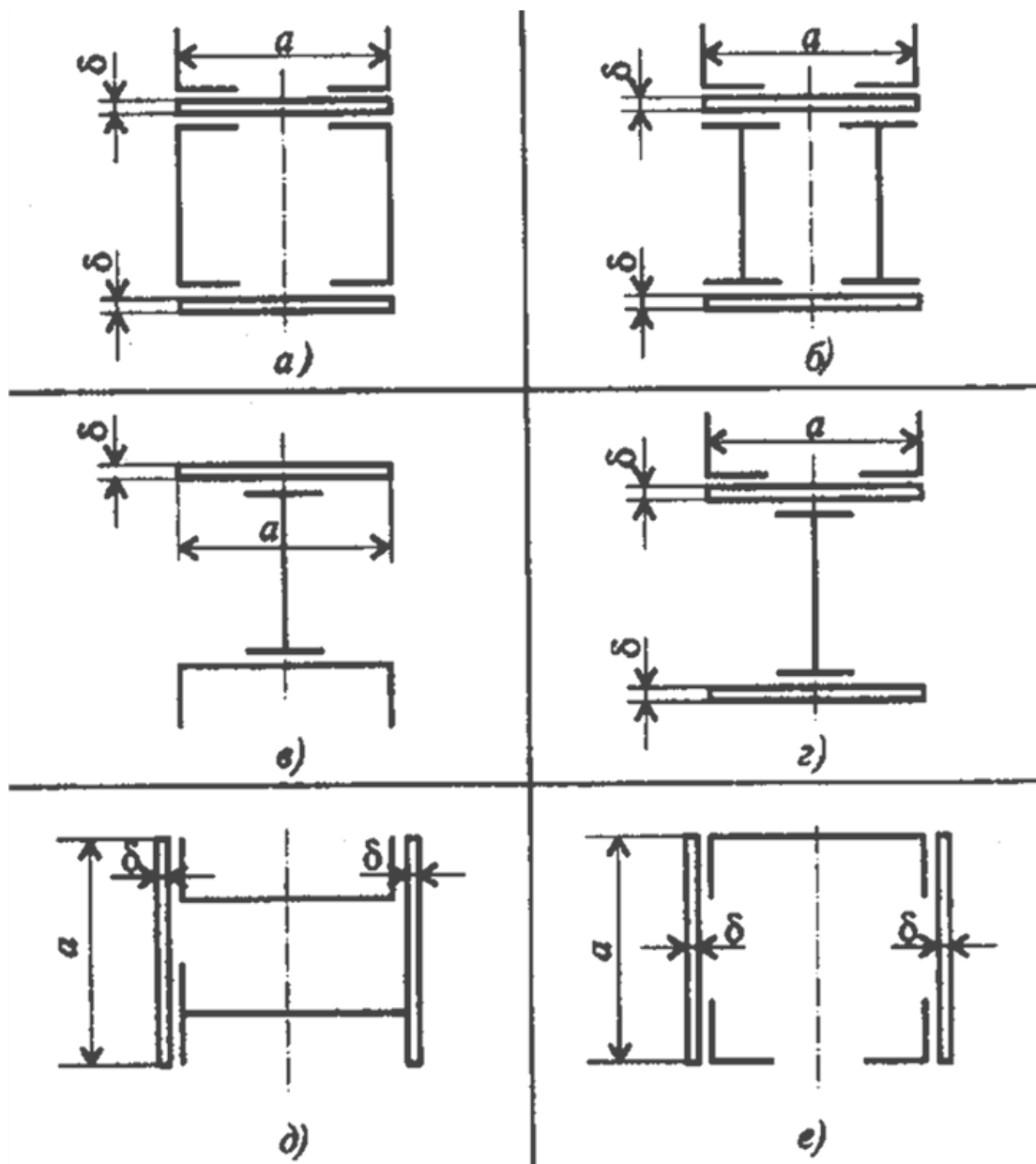
$$y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

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

Задание: Определить координаты центра тяжести составного сечения. Схема 5, Сечения состоят из листов с поперечными размерами $a \times \delta$ и прокатных профилей по Данные принять из **приложения 1**. Таблица 5

Исходные данные	Номера задач									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ схемы	а	б	в	г	д	е	а	б	в	г
№ швеллера	14	-	20	-	24	27	30	-	36	-
№ двутавра	-	12	14	16	18	-	-	24	27	30
№ уголка	50x6	56x4	-	60x4	-	70x5	45x4	60x8	-	70x7
a , мм	180	200	220	250	300	320	350	360	370	380
δ , мм	6	6	8	8	10	10	12	12	15	15

Схема 5



Цель: _____

Оборудование (приборы, материалы, дидактическое обеспечение) _____

Рисунок

Дано:

Определить центр тяжести сечения: С

Расчётная схема:

1.Разбиваем сечение на простые фигуры, обозначаем цифрами 1,2,3,.....

2 Указываем центры тяжести каждого профиля, обозначая их С₁, С₂, С₃, и т.д.) _____

3.Выбирают систему координатных осей - проводим оси «Х» и «У»

Следует помнить!, что если ось Х совмещена с осью симметрии, то координата Y_c = 0, а если ось Y совмещена с осью симметрии, то X_c = 0

4.Составляют формулы для определения координат центра тяжести сечения:

$$x_c = \frac{\sum A_i x_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 x_1 + A_2 x_2 + \dots + A_n x_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n} \quad y_c = \frac{\sum A_i y_i}{\sum A_i} = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + \dots + A_n y_n}{A_1 + A_2 + \dots + A_n}$$

5.Определяем площади каждого профиля и координаты центров тяжести:

					ПЗ 03. 08.02.10.			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Разраб.					Определение центра тяжести сечения, составленного из стандартных прокатных профилей	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Яковцева Г.Б.							
						группа		29

6 По найденным координатам X_c и Y_c наносим на рисунок точку C . Покажем эти расстояния.

Укажем центр тяжести всего сечения на рисунке и обозначим его буквой C .

7 Проверим найденный результат. Для этого изменяем положение координатных осей (или одной оси) и находим координаты центра тяжести C^1 относительно новых осей.

Ответ: _____

Вывод: _____

Контрольные вопросы:

1. Почему силы притяжения к Земле, действующие на точки тела, можно принять за систему параллельных сил?

2. Запишите формулы для определения положения центра тяжести неоднородных и однородных тел, формулы для определения положения центра тяжести плоских сечений?

3. Где находится центр тяжести симметричного тела?

4. Способы определения центра тяжести?

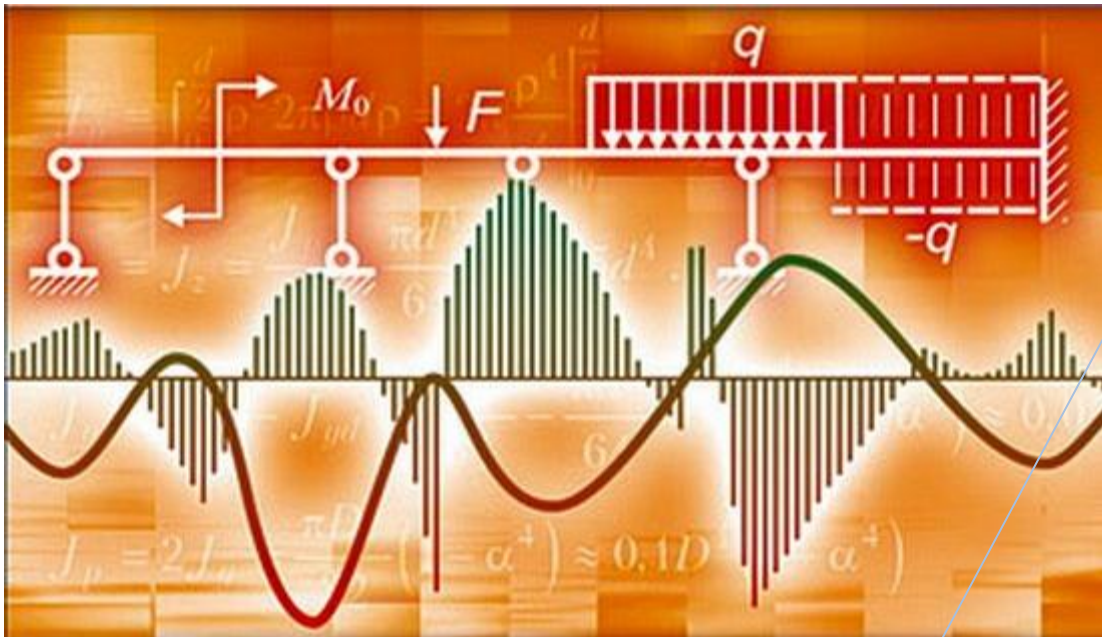
5. Методы определения центра тяжести?

6. По каким формулам вычисляются координаты центров тяжести?

					ПЗ 03. 08.02.10	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Раздел 2

Сопротивление материалов

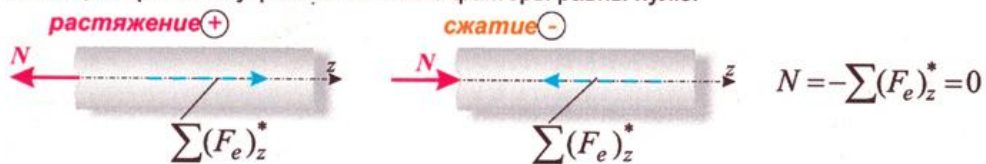


Практическое занятие 4

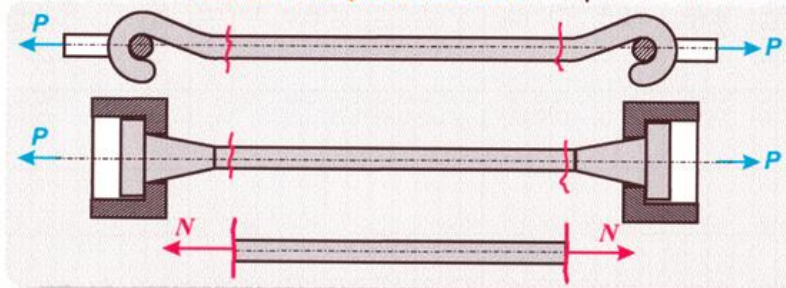
Расчет материала на прочность при растяжении и сжатии

РАСТЯЖЕНИЕ - СЖАТИЕ

При растяжении или сжатии в поперечных сечениях возникает только нормальная сила N , а прочие внутренние силовые факторы равны нулю.



Нормальная сила, соответствующая деформации **растяжения**, принимается **положительной** и направлена от сечения, а **сжатия** - **отрицательной** и направлена к сечению.



ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮРЫ НОРМАЛЬНЫХ СИЛ

График закона изменения нормальной силы по длине стержня называется **эпюрой нормальной силы ЭN**

Практическое занятие 4

Расчет материала на прочность при растяжении и сжатии

К выполнению задания необходимо приступить после изучения темы 4.2. Растяжение и сжатие.

Цель: научиться выполнять расчеты на прочность при растяжении (сжатии). Строить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса. Определить перемещение свободного конца бруса.

Образовательные результаты, соответствующие ФГОС: ОК 1 - ОК 8; ПК 2.1. - 2.3.

Краткое теоретическое обоснование

При работе бруса на растяжение (сжатие) в его поперечных сечениях возникает продольная сила N . Продольная сила в произвольном поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме проекций на его продольную ось всех внешних сил, приложенных по одну сторону от проведенного сечения.

Для расчета на прочность и определение перемещений поперечных сечений бруса надо знать закон изменения продольных сил по его длине.

При растяжении продольную силу будем считать положительной, при сжатии – отрицательной.

Условие прочности при растяжении и сжатии имеет вид:

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

где σ , N – соответственно нормальное напряжение и продольная сила в опасном сечении (т.е. сечении, в котором возникают наибольшие напряжения);

A – площадь поперечного сечения бруса; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

Исходя из условия прочности, можно решать три вида задач: 1. Проверка прочности. 2. Подбор сечения $A \geq N / [\sigma]$. 3. Определение допускаемой нагрузки $[N] \leq [\sigma] F$. Продольные деформации при осевом растяжении и сжатии определяются по закону Гука: $\varepsilon = \sigma / E$, где σ – напряжение в поперечном сечении;

E – модуль продольной упругости. Абсолютные удлинения (укорочения) стержней при осевом растяжении (сжатии) определяются по формуле: $\Delta l = Nl / (EA)$

Учитывая, что $N / A = \sigma$, формулу для абсолютного удлинения Δl можно представить в виде $\Delta l = \sigma l / E$.

В таком виде формула удобна в тех случаях, когда предварительно определены напряжения.

Для ступенчатого бруса удлинение (укорочение) определяются по формуле

$$\Delta l = \sum \Delta l_i = \sum N_i l_i / E$$
$$A_i = \sum \sigma_i l_i / E,$$

где N_i , l_i , A_i – соответственно продольная сила, длина и площадь сечения в пределах каждого участка стержня

Алгоритм выполнения

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

2. Наносим реакции связей.

3. Выбираем систему координат так, чтобы одна из осей координат совпала с неизвестной силой.

4. Составляем систему уравнений равновесия

5. Решаем систему уравнений и определяем реакции стержней

6. Определяем требуемую площадь поперечного сечения стержней из условий прочности $\sigma = \frac{N}{A}$, где N - продольная сила; A - площадь поперечного сечения

7. Определяем удлинение стержней $\Delta l = \frac{\sigma \cdot l}{E}$ или $\Delta l = \frac{Nl}{AE}$,

E - модуль упругости; l - начальная длина стержня.

8. Определяем коэффициент запаса прочности $[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{[s]}$,

$[s]$ - допускаемый запас прочности.

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

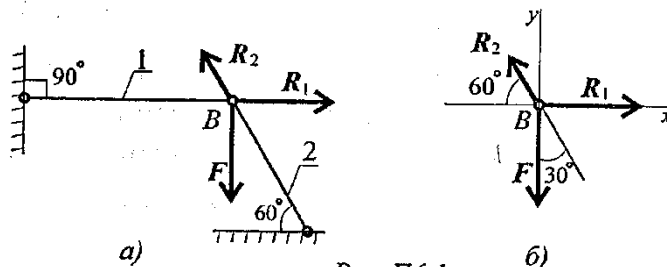


Рис. Пб.1

Решение

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

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

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

Составим систему уравнений равновесия для точки B :

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

Решаем систему уравнений и определяем реакции стержней.

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

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

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

2. Определяем требуемую площадь поперечного сечения стержней из условий прочности. Условие прочности на сжатие: $\sigma = N/A \leq [\sigma]$, откуда

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

Стержень 1 ($N_1 = A_1$):

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

Для круга

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

Стержень 2 ($N_2 = F_2$):

$$A_2 \geq \frac{115,1 \cdot 10^3}{160} = 722 \text{ мм}^2; \quad R_2 \geq \sqrt{\frac{722}{3,14}} = 15,2 \text{ мм}; \quad d_2 = 30,4 \text{ мм.}$$

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

3. Определяем удлинение стержней $\Delta l = \frac{Nl}{AE}$.

Укорочение стержня 1:

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

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

Укорочение стержня 2:

$$A_2 = \frac{3,14 \cdot 32^2}{4} = 804 \text{ мм}^2;$$

$$\Delta l_2 = \frac{115,5 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5 \cdot 804} = 0,72 \text{ мм.}$$

Пример 2 Для заданного стального бруса (сталь Ст.3 с $\sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2$) требуется:

1. Построить эпюры продольных сил, нормальных напряжений и абсолютных перемещений по длине бруса;
2. С помощью принципа суперпозиции определить удлинение (укороченное) бруса;
3. Определить коэффициент запаса прочности

Дано:

$$F_1 = 30 \text{ кН}$$

$$F_2 = 60 \text{ кН}$$

$$F_3 = 10 \text{ кН}$$

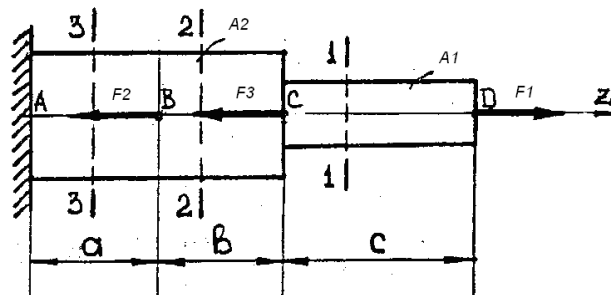
$$A_1 = 200 \text{ мм}^2$$

$$A_2 = 400 \text{ мм}^2$$

$$a = 0,3 \text{ м}$$

$$b = 0,4 \text{ м}$$

$$c = 0,7 \text{ м}$$



Решение:

1. Построение эпюры продольных сил.

Изображаем расчетную схему и определяем реакцию опоры в заделке, которую направляем с внешней стороны заделки. Если в результате определения реакции R_A окажется отрицательной, то это указывает на то, что ее направление противоположно. Ступенчатый брус под действием сил F_1 , F_3 , F_2 и реакции R_A находятся в равновесии, поэтому для определения R_A достаточно составить одно уравнение проекций всех сил на ось z , совпадающую с осью бруса.

$$\sum F_z = F_1 - F_3 - F_2 - R_A = 0$$

Разграничим брус на участки. Границами участков являются сечения, в которых приложены внешние силы, а для напряжений также и места изменения размеров поперечного сечения.

Пользуясь методом сечений, определяем для каждого участка величину и знак продольной силы. Проведем сечение 1-1 и рассмотрим равновесие правой отсеченной части бруса. Внутренние силы в каждом сечении условно направляем в сторону отброшенной части. Если внутренняя продольная сила положительна на участке, имеет место деформация растяжения; отрицательна — сжатие.

По определению продольная сила в любом поперечном сечении равна алгебраической сумме проекций на продольную ось бруса всех сил, приложенных к отсеченной части.

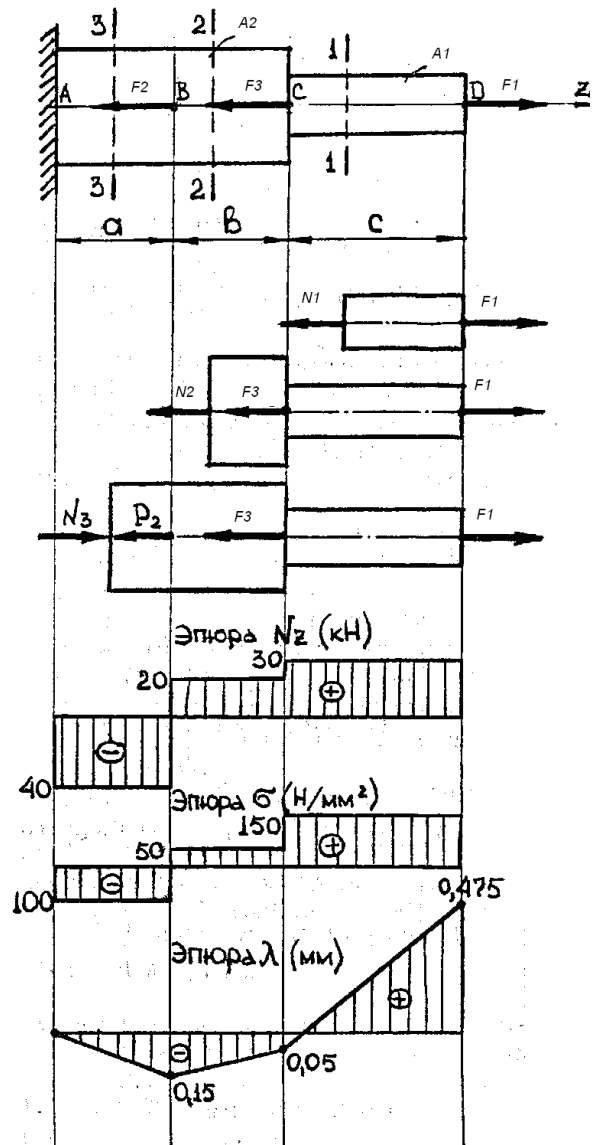
$$N_1 = \sum F_{iz} = F_1 = 30 \text{ (кН)}$$

$$N_2 = \sum F_{iz} = F_1 - F_3 = 30 - 10 = 20 \text{ (кН)}$$

$$N_3 = \sum F_{iz} = F_1 - F_3 - F_2 = 30 - 10 - 60 = -40 \text{ (кН)}$$

Брус испытывает растяжение на первом и втором участках, сжатие — на третьем

Эпюра продольной силы строится в следующей последовательности. В разграниченном на участки брусе провести через точки приложения внешних сил линии, перпендикулярные его оси. На некотором расстоянии от оси бруса провести линию параллельную его оси: на перпендикуляре к этой линии отложить в выбранном масштабе отрезок, соответствующий продольной силе для каждого участка: положительные вверх от оси эпюры, отрицательные — вниз. Через концы



отрезков провести линии, параллельные оси. Ось эпюры проводят тонкой линией, а саму эпюру очерчивают толстыми линиями, эпюру штрихуют тонкими линиями, перпендикулярными ее оси. В масштабе каждая линия равна продольной силе в соответствующем сечении бруса. На эпюре указывают знаки плюс и минус и в характерных ее точках, где изменяется сила, проставляют ее значение. В сечениях, в которых приложены сосредоточенные силы, на эпюре имеются скачки – резкое изменение продольной силы "Скачок" продольной силы равен внешней силе, приложенной в данном сечении, что является проверкой правильности построенной эпюры.

2. Построение эпюры нормальных напряжений.

По гипотезе Бернулли при растяжении (сжатии) приложения внешних сил остаются плоскими и движутся поступательно в направлении деформации. Все точки поперечного сечения находятся в одинаковых условиях, поэтому нормальные напряжения можно определять по формуле $\sigma = \frac{N}{A}$

где N (в H) — продольная сила в данном сечении ; A (в $мм^2$)— площадь сечения.

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{30 \cdot 10^3}{200} = 150 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{20 \cdot 10^3}{400} = 50 \text{ Н/мм}^2$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_3} = \frac{-40 \cdot 10^3}{400} = -100 \text{ Н/мм}^2$$

Так как сталь одинаково сопротивляется растяжению(сжатию), то наиболее нагруженным является первый участок $\sigma_{\max} = |\sigma_1| = 150 \text{ Н/мм}^2/$.

3. Построение эпюры абсолютных перемещений.

При растяжении (сжатии) важно знать не только общее удлинение (укорочение) бруса, но и то, как деформируются (направление перемещений) средние сечения бруса. Эпюру абсолютных перемещений строим с заземления, так как абсолютное перемещение сечения А $\lambda_a = 0$; абсолютное перемещение сечения В $\lambda_B = \lambda_a + \lambda_{Ba}$ λ_{Ba} — относительное перемещение сечения В относительно сечения А.

Из общего закона Гука: $\Delta l = \frac{\sigma \cdot l}{E}$ или $\Delta l = \frac{Nl}{AE}$, получим, что

$$\lambda_{BA} = \frac{N_3 \cdot a}{A_2 \cdot E} = \frac{40 \cdot 0,3 \cdot 10^6}{400 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,15 \text{ (мм)}.$$

$$\lambda_B = 0 - 0,15 = -0,15 \text{ (мм)}.$$

Абсолютное перемещение сечения С

$$\lambda_C = \lambda_B + \lambda_{CB}$$

$$\lambda_{CB} = \frac{N_2 \cdot b}{A_2 \cdot E} = \frac{20 \cdot 0,4 \cdot 10^6}{400 \cdot 2 \cdot 10^5} = 0,1 \text{ (мм)}.$$

$$\lambda_C = -0,15 + 0,1 = -0,05 \text{ (мм)}.$$

Абсолютное перемещение сечения D (полное удлинение |укороченное| бруса):

$$\lambda_D = \lambda_C + \lambda_{DC} \quad \lambda_{DC} = \frac{N_1 \cdot c}{A_1 \cdot E} = \frac{30 \cdot 0,7 \cdot 10^6}{200 \cdot 2 \cdot 10^5} = 0,525 \text{ (мм)}. \quad \lambda_D = -0,05 + 0,525 = 0,475 \text{ (мм)}.$$

Наибольшее положительное перемещение относительно заземления получает сечение D $\lambda_D = 0,475$. Наибольшее отрицательное перемещение относительно заземления получает сечение B $\lambda_B = -0,15$ мм. Определение полного удлинения (укорочения) бруса с помощью принципа суперпозиции.

По этому принципу полная деформация стержня не зависит от последовательности приложения нагрузок и равна сумме деформаций от действия каждой нагрузки в отдельности.

Из общего закона Гука: $\Delta l = \frac{N \cdot l}{A \cdot E}$ получим, что $\Delta l_{\text{полн}} = \Delta l_{F1} + \Delta l_{F2} + \Delta l_{F3}$

Сила F_1 удлиняет весь брус

$$\Delta l_{F1} = \frac{F_1 \cdot c}{A_1 \cdot E} + \frac{F_1 \cdot (a+b)}{A_2 \cdot E} = \frac{30 \cdot 0,7 \cdot 10^6}{200 \cdot 2 \cdot 10^5} + \frac{30 \cdot 0,7 \cdot 10^6}{400 \cdot 2 \cdot 10^5} = 0,525 + 0,2625 = 0,7875 \text{ (мм)}$$

Сила F_3 укорачивает часть бруса длиной $l = a+b$

$$\Delta l_{F3} = \frac{F_3 \cdot (a+b)}{A_2 \cdot E} = \frac{10 \cdot 0,7 \cdot 10^6}{400 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,0875 \text{ (мм)}$$

Сила F_2 укорачивает часть бруса длиной a .

$$\Delta l_{F2} = - \left(\frac{F_2 \cdot a}{A_2 \cdot E} \right) = - \frac{60 \cdot 0,3 \cdot 10^6}{400 \cdot 2 \cdot 10^5} = -0,225 \text{ (мм)}$$

$$\Delta l_{\text{полн}} = 0,7875 - 0,0875 - 0,225 = 0,475 \text{ (мм)} \quad \text{Т. е. } \Delta l_{\text{полн}} = \lambda_D,$$

Этим самым мы проверили правильность построения эпюры абсолютных перемещений.

5. Определение коэффициента запаса прочности.

По определению коэффициент запаса прочности равен отношению предельного напряжения для данного материала к

максимальному рабочему: $n = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{|\sigma_{\text{max}}|}$

Для пластичных материалов в качестве предельного принимают предел текучести

$$\sigma_{\text{пред}} = \sigma_T = 240 \text{ Н/мм}^2 \quad |\sigma_{\text{max}}| = 150 \text{ Н/мм}^2$$

Тогда действительный коэффициент запаса прочности :

$$n = \frac{240}{150} = 1,6$$

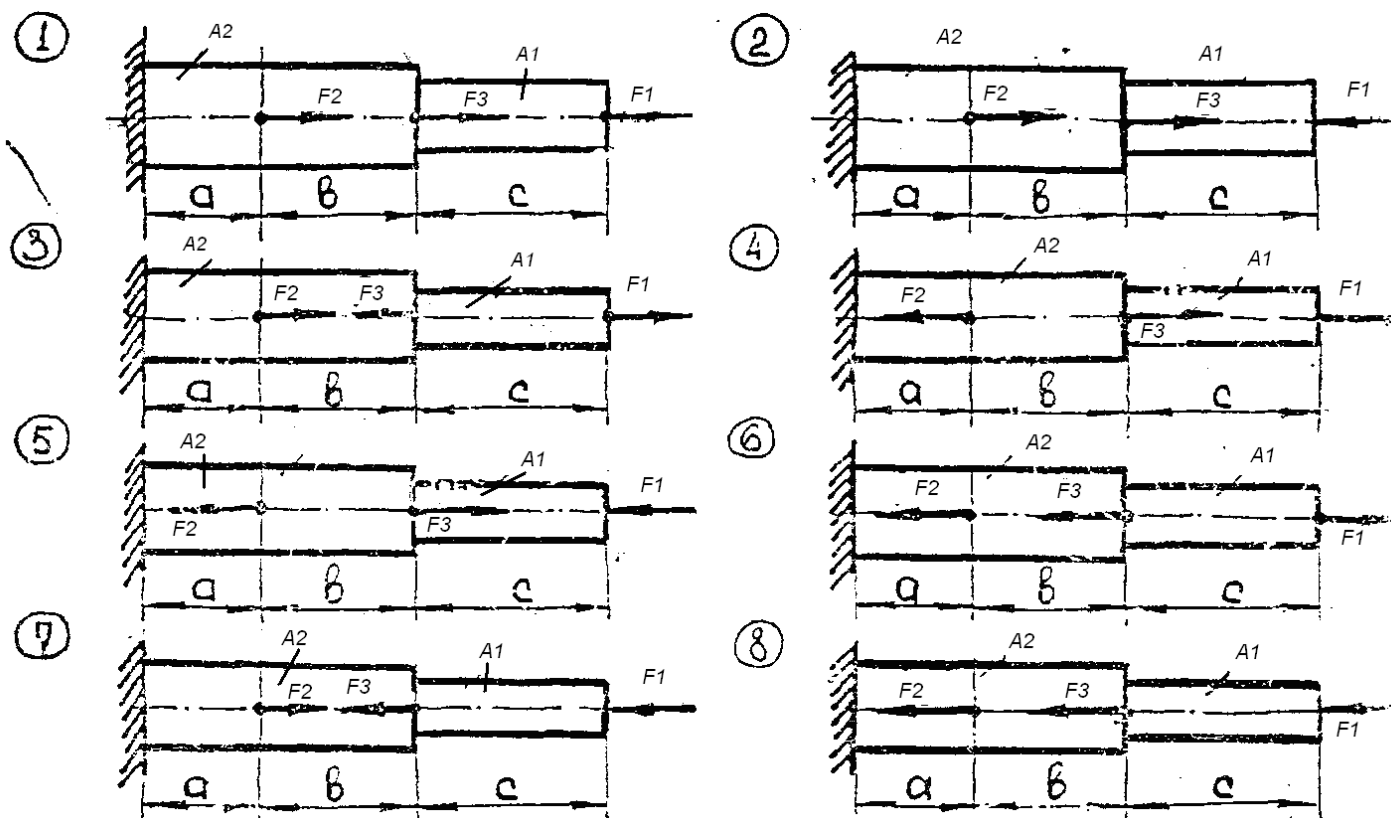
Допускаемый коэффициент запаса прочности для сталей $[n] = 1,4 \dots 2,0$.

Действительный коэффициент запаса получился в пределах допускаемого, следовательно, наш брус прочен и экономичен.

Задание: Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений по длине бруса. Определить перемещение свободного конца бруса. Двухступенчатый стальной брус нагружен силами F_1, F_2, F_3 . Площади поперечных сечений A_1 и A_2 . Принять $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$. Данные взять из таблицы 6

Таблица 6

Вариант	Схема	F1	F2	F3	A1	A2	a	b	c	Вариант	Схема	F1	F2	F3	A1	A2	a	b	c
		кН			мм ²		м					кН			мм ²		м		
1	1	12	6	12	120	260	0,2	0,4	0,60	16	4	15	50	7	120	290	0,25	0,45	0,8
2	1	13	5	12	110	270	0,25	0,45	0,50	17	5	20	80	42	140	350	0,60	0,80	0,3
3	1	11	8	13	130	280	0,35	0,35	0,40	18	5	21	81	41	145	340	0,50	0,75	0,4
4	1	10	9	14	125	250	0,4	0,25	0,50	19	5	21	79	40	150	330	0,55	0,75	0,5
5	2	15	7	30	100	320	0,15	0,40	0,55	20	5	18	78	41	160	360	0,45	0,80	0,6
6	2	14,5	8,5	27	125	310	0,18	0,25	0,65	21	6	20	13	53	130	410	0,10	0,30	0,6
7	2	16	9	27,5	130	300	0,22	0,35	0,70	22	6	21	12	50	125	400	0,25	0,40	0,5
8	2	15,5	7,5	28,5	140	350	0,25	0,45	0,75	23	6	22	14	54	130	420	0,35	0,50	0,4
9	3	18	22	9	160	360	0,20	0,50	0,65	24	6	23	12	55	135	420	0,40	0,20	0,3
10	3	17,5	23	8	150	350	0,22	0,48	0,70	25	7	20	62	23	150	420	0,60	0,50	0,3
11	3	16,5	24	7,5	155	370	0,25	0,62	0,75	26	7	21	64	22	140	440	0,65	0,55	0,3
12	3	13,5	23	10	167	380	0,30	0,75	0,80	27	7	22	65	22	145	450	0,75	0,60	0,3
13	4	18	52	5	120	310	0,10	0,25	0,50	28	7	23	66	23	155	450	0,40	0,40	0,8
14	4	17	51	6	125	320	0,20	0,35	0,80	29	8	30	41	8	190	610	0,40	0,40	0,6
15	4	16	49	6	130	300	0,55	0,55	0,90	30	8	31	39	9	185	620	0,30	0,40	0,7



Цель: _____
Оборудование (приборы, материалы, дидактическое обеспечение) _____

Дано: _____

Определить: _____

Решение:

					ПЗ 04. 08.02.10.			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>					<i>Расчет материала на прочность при растяжении и сжатии</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	Яковлева Г.Б.							
						<i>Группа</i>		41

					ПЗ 04. 08.02.10.	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		42

Контрольные вопросы:

1. Что такое центральное растяжение и сжатие? _____

2. Что понимается под продольной силой в брус, и каким способом она определяется? _____

3. Какое правило знаков принято при определении продольной силы? _____

4. Какова размерность продольной силы? _____
5. Как строится эпюра продольной силы и с какой целью? _____

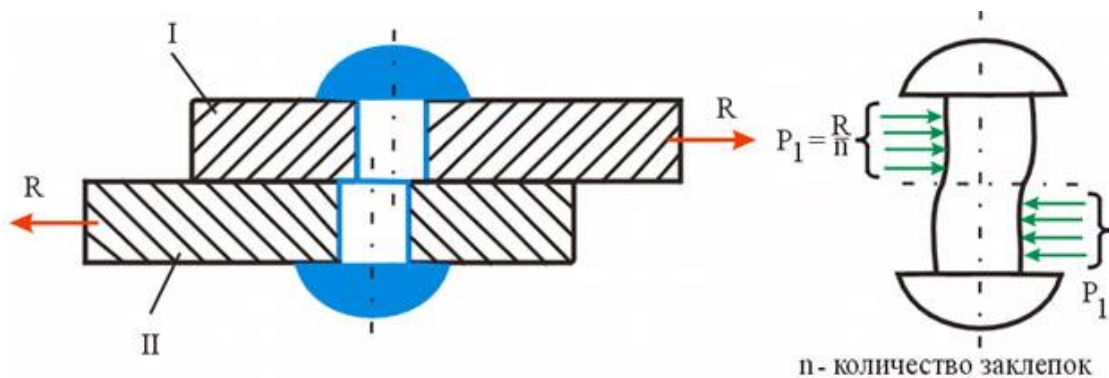
6. Что такое эпюра продольной силы? _____
7. Что такое напряжение? Чем определяется знак напряжения? _____

8. Напишите условие прочности при растяжении или сжатии. _____
9. Что называется абсолютной (полной) продольной деформацией? Напишите формулу абсолютной деформации. _____

10. Как формулируется закон Гука? Напишите формулы, выражающие закон Гука, для относительной продольной деформации бруса. _____

Практическое занятие 5

Расчет на прочность при срезе и смятии



Практическое занятие 5

Расчет на прочность при срезе и смятии

К выполнению задания необходимо приступить после изучения темы 3.3 Срез и смятие.

Цель: Научиться определять допускаемые расчётные нагрузки для стержня из условия прочности его на растяжение и смятие. Расчёт заклёпок на срез из условия прочности.

Образовательные результаты, соответствующие ФГОС: ОК 1 - ОК 8; ПК 2.1.-2.2

Краткое теоретическое обоснование

Условие прочности при сдвиге (срезе)

$$\tau_c = \frac{Q}{A_c} \leq [\tau_c],$$

$[\tau_c]$ - допускаемое напряжение сдвига, обычно его определяют по формуле

$$[\tau_c] = (0,25 - 0,35)\sigma_m.$$

При разрушении деталь перерезается поперек. Разрушение детали под действием поперечной силы называют срезом.

Условие прочности при смятии можно выразить соотношением

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

$A_{см} = d\delta$, где d - диаметр окружности сечения; δ - наименьшая высота соединяемых пластин $A_{см}$ - расчетная площадь смятия; допускаемое напряжение смятия: $[\sigma_{см}] = (0,35 - 0,4)\sigma_m$; F - сила взаимодействия между деталями.

Примеры деталей, работающих на сдвиг (срез) и смятие

1. **Ось** (рис. 23.5).

В случае, если толщина детали 2 меньше,

$$A_{см} = d\delta;$$

$$A_c = \frac{\pi d^2}{4} i;$$

$i = 2$ - количество площадей среза.

2. **Болт** (рис. 23.6).

$$A_c = \pi dh; \quad A_{см} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2).$$

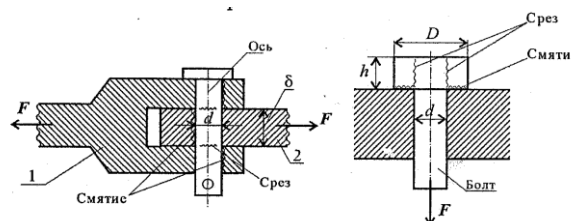


Рис. 23.5

Рис. 23.6

3. **Шпонки** (рис. ~3. 7) работают на срез и смятие, но рассчитываются только на смятие.

$A_c = bl$; $A_{см} = lt$; где l - длина шпонки; t - высота выступающей части; b - ширина шпонки.

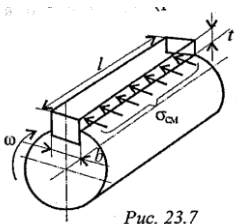


Рис. 23.7

4. Заклепка односрезная (рис. 23.8), двухсрезная (рис. 23.9).

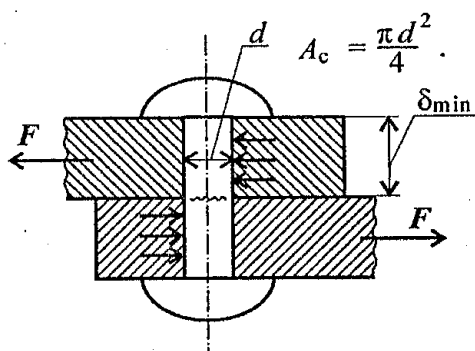


Рис. 23.8

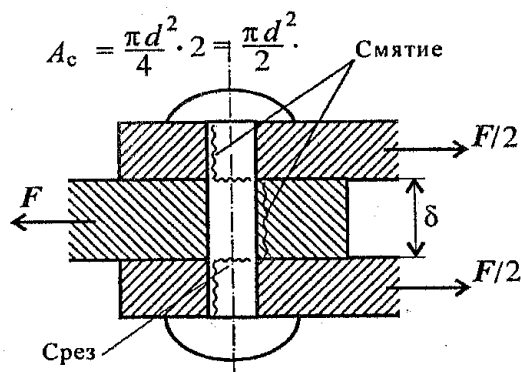


Рис. 23.9

5. Сварное соединение (рис. 23.10).

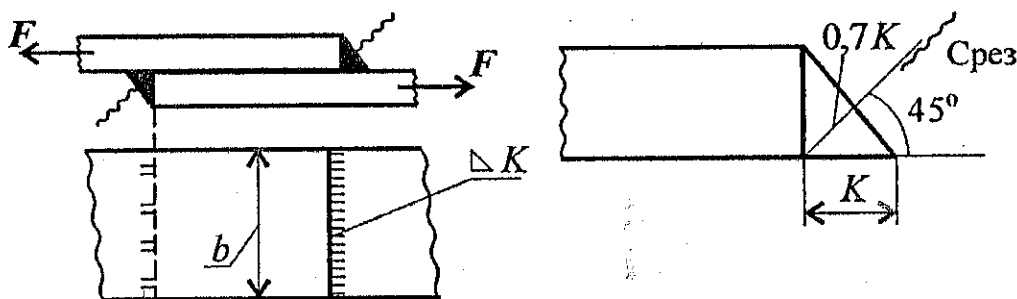


Рис. 23.10

Угловой шов разрушается под углом 45° к плоскости разреза в результате среза. K - катет углового шва, подбирается по толщине свариваемого листа.

Двухсторонний шов: $A_c = 2 \cdot 0,7Kb$.

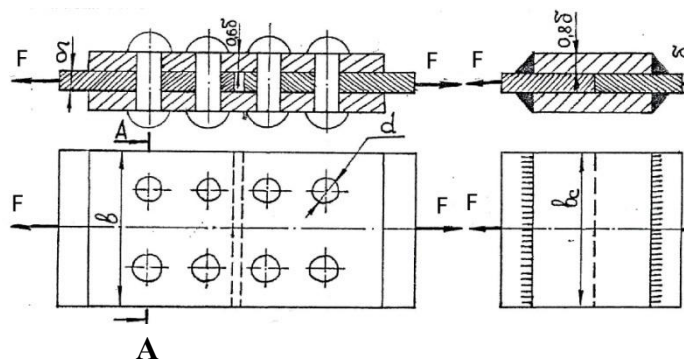
Пример и методические указания по выполнению работы

Дано: $[\sigma_p] = 160$ МПа; $[\sigma_{см}] = 320$ МПа; $[\tau] = 100$ МПа;

$b \times \delta = 180 \times 10$ мм

$d = 20$ мм

Рисунок



1. Определяем значение допустимой нагрузки для заклёпочного соединения

1.1. Из условия прочности стержня на растяжение

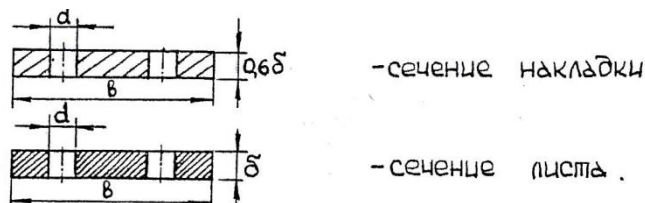
$$\sigma = F/A_{\text{нетто}} \leq [\sigma_p]$$

$A_{\text{нетто}}$ - площадь сечения стержня, ослабленное отверстиями под заклёпки. В данном случае это сечение А-А

Накладки растягиваются силами $F/2$, листы силой F . Необходимо выяснить, что менее прочно - накладки или листы.

Определяем напряжение в сечении А-А:

Для накладок: $A_{\text{нетто}} = 0,6\delta * (b-2d)$



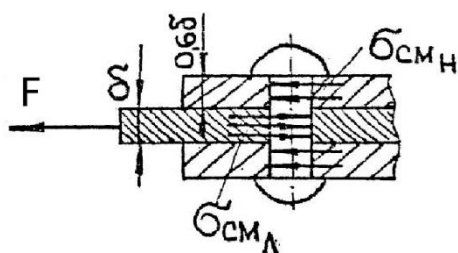
$$\sigma_{\text{рн}} = F/2 * A_{\text{нетто н.}} = F/2 * 0,6\delta * (b-2d)$$

Для листов $A_{\text{нетто л.}} = \delta * (b-2d)$

$\sigma_{\text{рл}} = F/A_{\text{нетто}} = F/\delta * (b-2d)$. Очевидно, что $\sigma_{\text{рл}} > \sigma_{\text{рн}}$, следовательно определять допустимую нагрузку будем по листам. Из условия прочности $\sigma = F/A_{\text{нетто}} \leq [\sigma_p]$ найдём

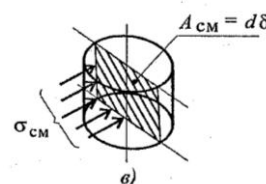
$$F = A_{\text{нетто л.}} * [\sigma_p] = \delta (b-2d) * [\sigma_p] = 10 * (180-2*20) * 160 = 224 * 10^3 \text{ Н} = 224 \text{ кН}$$

1.2. Из условия прочности стенок отверстий стержня на смятие



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

$$A_{\text{см}} = d\delta,$$



Определяем напряжение смятия в отверстиях накладок:

$$\sigma_{\text{см.н}} = F/2 * Z * A_{\text{см.н}}$$

Определяем напряжение смятия в отверстиях листов:

$\sigma_{\text{см.л}} = F/Z * A_{\text{см.л}}$, где Z - количество заклёпок. В данном случае сила F равномерно распределяется между четырьмя заклёпками. $Z = 4$.

Помним, что накладки растягиваются силой $F/2$

$A_{\text{см.н}} = 0,6\delta * d$ - расчётная площадь смятия отверстия накладок.

$A_{\text{см.л}} = \delta * d$ - расчётная площадь смятия отверстия накладок.

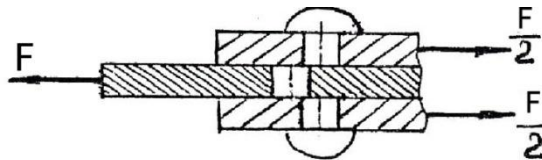
Очевидно, что $\sigma_{\text{см.л}} > \sigma_{\text{см.н}}$, поэтому определять допустимую нагрузку будем по отверстиям листов.

$$[F] = Z * \delta * d * [\sigma_{\text{см}}] = 4 * 10 * 20 * 320 = 256 * 10^3 \text{ Н} = 256 \text{ кН.}$$

1.3. Определяем допустимое значение нагрузки из условия прочности заклёпок на срез:

$$\tau_c = \frac{Q}{A_c} \leq [\tau_c], \quad \tau_c = \frac{Q}{A_c}; \quad Q = \frac{F}{z}, \quad \text{где } \tau_c - \text{касательное}$$

напряжение; Q - поперечная сила; A_c - площадь среза; F - внешняя сила; z - количество деталей.



$$A_c = \frac{\pi d^2}{4} i; \quad i - \text{количество}$$

площадей среза. В нашем случае $i = 2$, тогда,

$$F = z * i * (\pi d^2 / 4) * [\tau_c] = 4 * 2 * (3.14 * 20^2 / 4) * 100 = 251,2 * 10^3 \text{ Н} = 251,2 \text{ кН}.$$

Допускаемая нагрузка для заклёпочного соединения $F = 251,2 \text{ кН}$.

2. Спроектируем сварное соединение по нагрузке $F = 224 \text{ кН}$.

2.1. Определяем необходимую площадь поперечного сечения листов из условия прочности на растяжение: $\sigma = F/A \leq [\sigma_p]$, откуда

$$A = F / [\sigma_p] = 224 * 10^3 / 160 = 1400 \text{ мм}^2. \text{ Учитывая, что } A_c = b_c * \delta \text{ определим}$$

$$\text{необходимую ширину листов сварного соединения: } b_c = A / \delta = 1400 / 10 =$$

140 мм. Определим необходимый катет лобового шва из условия прочности:

$$\tau_c = F / A_c \leq [\tau_c]; \quad F = 0,7kl; \quad l = 2 b_c, \text{ тогда } \tau_c = F / 0,7k * 2 b_c \leq [\tau_c]$$

$$\text{отсюда } k = F / 0,7k * 2 b_c * [\tau_c] = 224 * 10^3 / 0,7 * 2 * 140 * 100 = 11,5 \text{ мм}.$$

По условию задания катет шва не может быть больше $0,8\delta = 8 \text{ мм}$.

Поэтому принимаем $k = 8 \text{ мм}$. и определяем необходимую ширину листов сварного соединения: $b_c \geq F / 0,7 * 2 * k * [\tau_c] = 224 * 10^3 / 0,7 * 2 * 8 * 100 = 200 \text{ мм}$.

Принимаем $b_c = 200 \text{ мм}$.

3. Определим экономию средств, достигнутую от замены заклёпочного соединения сварным.

Определим экономию средств, достигнутую от замены заклёпочного соединения сварным. Для этого найдем предварительно относительное увеличение расхода металла. Учитывая, что длина стержней одинакова как при сварном, так и при клепаном соединении, отношение расхода металла будет пропорционально отношению площадей стержней, принятых при сварном и клепаном соединении

$$\frac{m_c}{m_3} = \frac{A_c}{A_3} = \frac{b_c \cdot \delta}{b_3 \cdot \delta} = \frac{200}{180} = 1,11. \text{ т.е. сварное соединение будет на 11\% тяжелее}$$

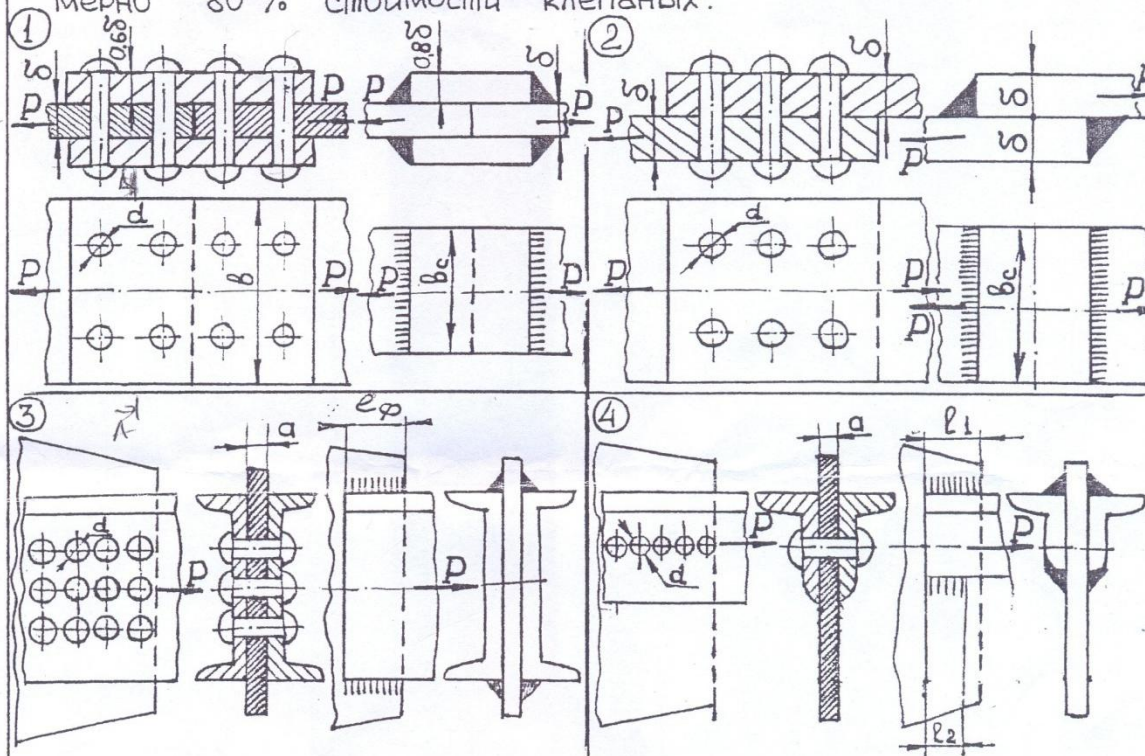
заклепочного. По условию, стоимость изготовления 1000 кг сварных конструкций составляет примерно 80% стоимости клепаных, следовательно стоимость соединения при сварном исполнении составит $1,11 \cdot 0,8 = 0,888$, а достигнутая экономия средств составит 11,2 %.

Задание: Для заданной схемы

1. определить допустимое значение нагрузки для стержня из условия прочности его на растяжение и смятие и из условия прочности заклёпок на срез.
 2. спроектировать равнопрочное заклёпочному соединению сварное соединение.
- таблица 6

Для одной из схем по варианту, приведенному в таблице, требуется: определить допустимое значение нагрузки для стержня из условия прочности его на растяжение и смятие и из условия прочности заклёпок на срез.
 Допустимые напряжения: $[\sigma]_p = 160 \text{ Н/мм}^2$
 $[\sigma]_{см} = 320 \text{ Н/мм}^2$
 $[\tau]_{ср} = 100 \text{ Н/мм}^2$

спроектировать равнопрочное заклёпочному соединению сварное соединение. Допустимое напряжение материала сварного шва $[\tau]_{ср} = 100 \text{ Н/мм}^2$. Определить экономию средств, достигнутую от замены заклёпочного соединения сварным соединением, если стоимость изготовления 1000 кг (1 т) сварных соединений составляет примерно 80 % стоимости клепаных.



Вариант	Схема	$b \times \delta$, мм	№ швеллера	d , мм	a , мм	Вариант	Схема	№ швеллера	Равнобкий уголок	d , мм	a , мм
1	1	200 × 8	—	17	—	16	3	16	—	17	9
2	1	180 × 8	—	17	—	17	3	18	—	20	10
3	1	240 × 10	—	20	—	18	3	18a	—	20	10
4	1	220 × 12	—	23	—	19	3	20	—	20	10
5	1	260 × 12	—	23	—	20	3	22	—	23	12
6	1	250 × 12	—	23	—	21	3	22a	—	23	12
7	1	280 × 8	—	20	—	22	3	24	—	23	12
8	2	180 × 8	—	17	—	23	4	—	90 × 90 × 7	23	12
9	2	210 × 8	—	17	—	24	4	—	90 × 90 × 9	23	12
10	2	230 × 10	—	20	—	25	4	—	100 × 100 × 8	23	12
11	2	240 × 10	—	20	—	26	4	—	100 × 100 × 10	23	14
12	2	250 × 12	—	23	—	27	4	—	100 × 100 × 12	26	16
13	2	280 × 12	—	23	—	28	4	—	110 × 110 × 7	23	12
14	2	300 × 12	—	23	—	29	4	—	125 × 125 × 8	26	14
15	3	—	14	17	9	30	4	—	125 × 125 × 10	26	16

15

Цель: _____

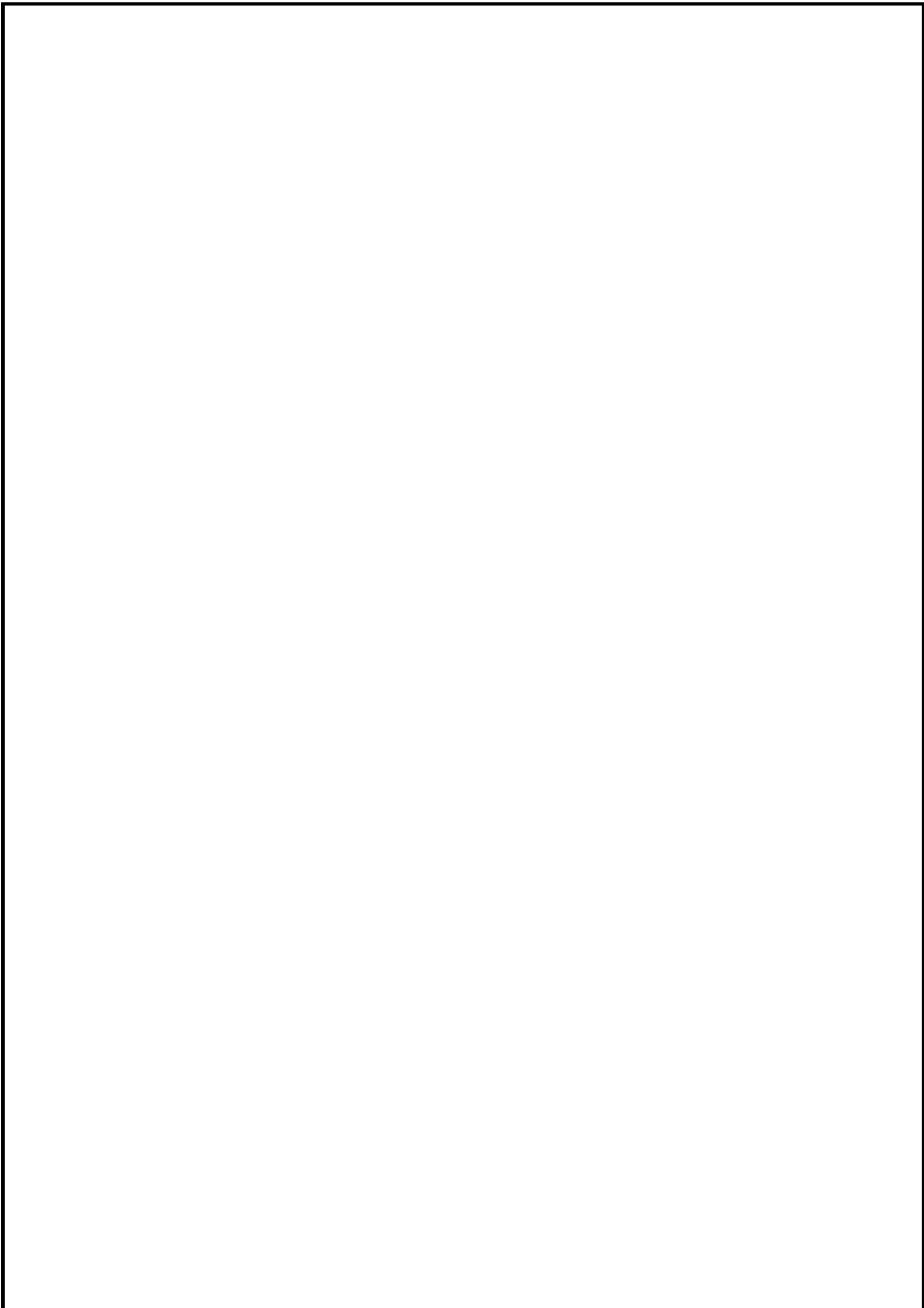
Оборудование (приборы, материалы, дидактическое обеспечение) _____

Дано: _____

Определить:

1. допустимое значение нагрузки для стержня из условия прочности его на растяжение и смятие и из условия прочности заклёпок на срез.
2. спроектировать равнопрочное заклёпочному соединению сварное соединение.
3. определить экономию средств, достигнутую от замены заклёпочного соединения сварным, если стоимость изготовления 1000кг. Сварных конструкций составляет примерно 80% стоимости клёпаных.

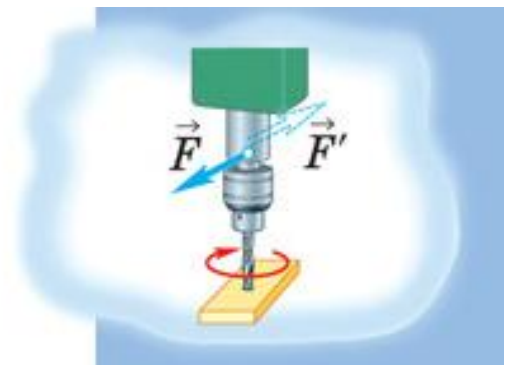
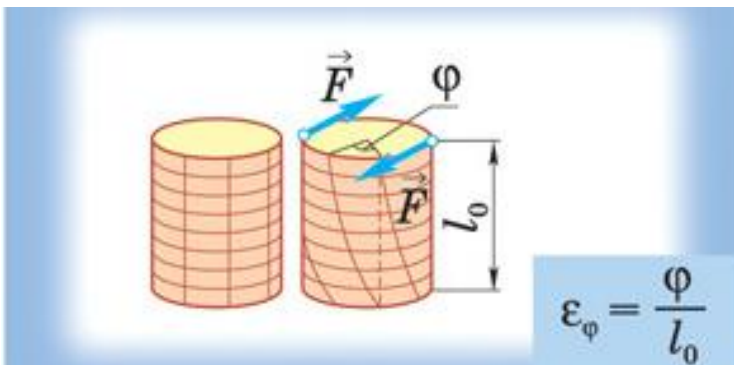
					ПЗ 05. 08.02.10.			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разработ.</i>					<i>Расчёт разъёмных и неразъёмных соединений на срез и смятие</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	Яковцева Г.Б.							
						<i>Группа</i>		50



					ПЗ 05. 08.02.10.	<i>Лист</i>
						51
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Практическое занятие 6

Расчет на прочность при кручении



Практическое занятие 6

Расчет на прочность при кручении

К выполнению задания необходимо приступить после изучения темы 3.4. Сдвиг и кручение.

Цель: научиться определять диаметр вала из условия прочности при кручении. Образовательные результаты, соответствующие ФГОС: ОК 1 - ОК 8; ПК 2.1.- 2.3.

Краткое теоретическое обоснование

Условие прочности при кручении

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

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

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

W_p - момент сопротивления при кручении, м³, мм³;

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

Проектировочный расчёт, определение размеров поперечного сечения

Сечение - круг:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau_k]}}$$

Сечение - кольцо:

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

где d - наружный диаметр круглого сечения;

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

Проектировочный расчет определения наружного диаметра

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

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

Алгоритм выполнения

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

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

(Рациональное расположение колёс – расположение, при котором максимальное значение крутящего момента на валу – наименьшее из всех возможных.) Для экономии металла сечение бруса рекомендуется выполнить кольцевым

3. Определить необходимые диаметры вала круглого и кольцевого сечения из расчета на прочность. Приложение 2

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

$$\frac{A_{1\text{круг}}}{A'_{1\text{кольцо}}} \cong$$

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

Пример. Для заданного бруса (рис. 28.1) построить эпюры крутящих моментов, рациональным расположением шкивов на валу добиться уменьшения значения максимального крутящего момента. Построить эпюру крутящих моментов при рациональном расположении шкивов.

Из условия прочности определить диаметры вала для сплошного и кольцевого сечений, приняв $c = \frac{d_{\text{вн}}}{d} = 0,5$. Сравнить полученные результаты по полученным площадям поперечных сечений. $[\tau_{\text{к}}] = 35 \text{ МПа}$.

Решение

1. Пользуясь методом сечений, определяем крутящие моменты на участках вала (рис. 28.2).

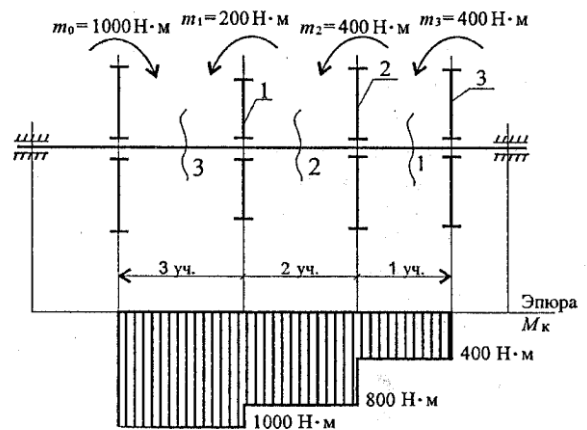


Рис. 28.1

Сечение 1 (рис. 28.2а):

$$M_{\text{к1}} = m_3 = 400 \text{ Н·м.}$$

Сечение 2 (рис. 28.2б):

$$M_{\text{к2}} = m_3 + m_2 = 800 \text{ Н·м.}$$

Сечение 3 (рис. 28.2в):

$$M_{\text{к3}} = m_3 + m_2 + m_1 = 1000 \text{ Н·м.}$$

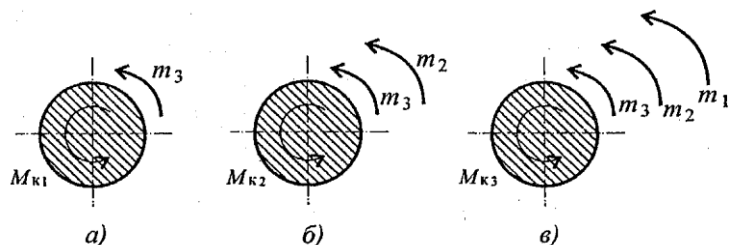


Рис. 28.2

2. Строим эпюру крутящих моментов. Значения крутящих моментов откладываем вниз от оси, т. к. моменты отрицательные.

Максимальное значение крутящего момента на валу в этом случае 1000 Н·м (рис. 28.1).

3. Выберем рациональное расположение колес на валу. Наиболее целесообразно такое размещение колес, при котором наибольшие положительные и отрицательные значения крутящих моментов на участках будут по возможности одинаковыми. Из этих соображений ведущий шкив, передающий момент $1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, помещаем ближе к центру вала, ведомые шкивы 1 и 2 размещаем слева от ведущего с моментом $1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$, шкив 3 остается на том же месте. Строим эпюру крутящих моментов при выбранном расположении шкива (рис. 28.3).

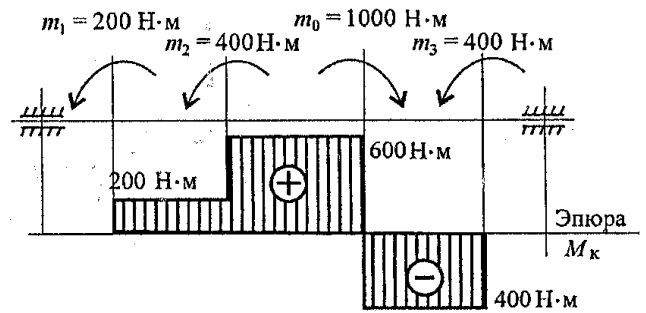


Рис. 28.3

Максимальное значение крутящего момента на валу при выбранном расположении колес на валу $600 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

4. Определяем диаметры вала по сечениям при условии, что сечение - круг.

Условие прочности при кручении $\tau_k = \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau_k]$.

Момент сопротивления кручению

$$W_p \geq \frac{M_k}{\tau_k}.$$

$$W_{p2} = \frac{600 \cdot 10^3}{35} = 17,1 \cdot 10^3 \text{ мм}^3;$$

Определяем диаметры вала по сечениям:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16}. \quad d = \sqrt[3]{\frac{16W_p}{\pi}}.$$

$$d_2 = 10 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 17,1}{3,14}} = 44,25 \text{ мм};$$

Округляем полученные значения: $d_2 = 45 \text{ мм}$;

5. Определяем диаметры вала по сечениям при условии, что сечение - кольцо.

Моменты сопротивления остаются теми же, По условию $c = \frac{d_{\text{вн}}}{d} = 0,5$.

Полярный момент сопротивления кольца

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} (1 - c^4).$$

Формула для определения наружного диаметра вала кольцевого сечения будет следующей: $d' = \sqrt[3]{\frac{16W_p}{\pi(1-c^4)}}$. Расчет можно провести по формуле $d' = d \sqrt[3]{\frac{1}{(1-c^4)}}$.

Диаметр вала по сечению:

$$d_2' = 10 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 17,1}{3,14(1-0,5^4)}} = 45,2 \text{ мм};$$

Наружные диаметры вала кольцевого сечения практически не изменились.

Для кольцевого сечения: $d_1' = 40 \text{ мм}$; $d_2' = 46 \text{ мм}$; $d_3' = 35 \text{ мм}$.

6. Для вывода об экономии металла при переходе на кольцевое сечение сравним площади сечений (рис. 28.4).

При условии, что сечение - круг (рис. 28.4а): $A = \frac{\pi d^2}{4}$.

Сплошное круглое сечение:

$$A_2 = \frac{3,14 \cdot 45^2}{4} = 1590 \text{ мм}^2;$$

При условии, что сечение – кольцо, $c = \frac{d_{\text{вн}}}{d} = 0,5$. (рис. 28.4б):

$$A' = \frac{\pi d'^2}{4} - \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} = \frac{\pi d'^2}{4} (1 - c^2).$$

Кольцевое сечение:

$$A_2' = \frac{3,14 \cdot 46^2}{4} (1 - 0,5^2) = 1246 \text{ мм}^2;$$

Сравнительная оценка результатов: $\frac{A_{\square}}{A'_{\square}} = 1,3$

Следовательно, при переходе с кругового на кольцевое сечение экономия металла по весу составит 1,3 раза.

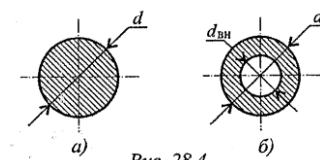


Рис. 28.4

Задание. Для стального вала круглого поперечного сечения определить значения внешних моментов, соответствующих передаваемым мощностям.

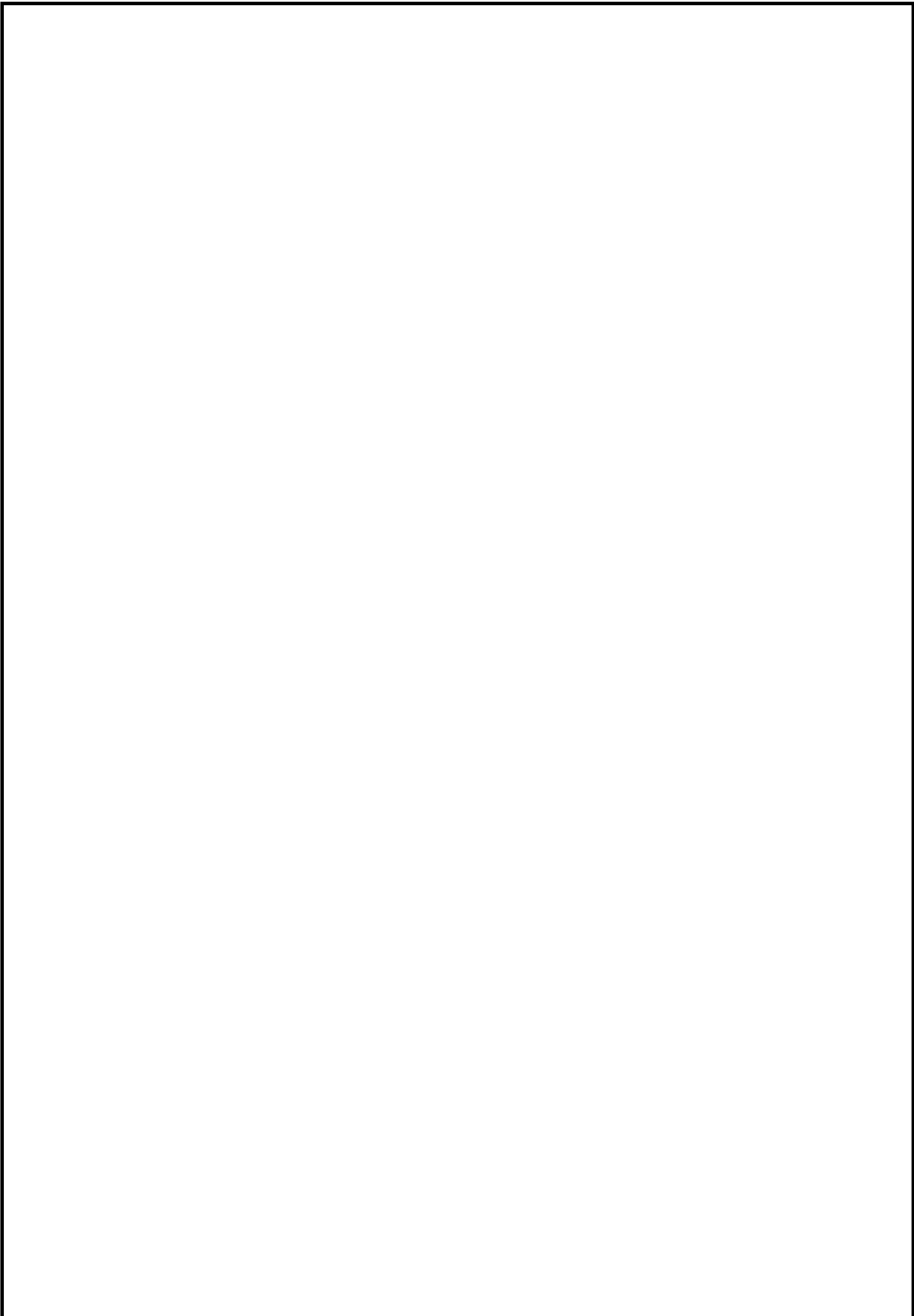
1. Построить эпюру крутящих моментов по длине вала.
2. Рациональным расположением шкивов на валу добиться уменьшения значения максимального крутящего момента на валу.
3. Построить эпюру крутящих моментов для этого случая.
4. Дальнейшие расчеты вести для вала с рациональным расположением шкивов.
5. Определить диаметры вала по сечениям из расчетов на прочность. Полученный больший результат округлить до ближайшего четного или оканчивающегося на 5 числа. Данные взять из таблицы 7, схема 7.

Таблица 7

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

Схема 7.





					ПЗ 06. 08.02.10	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Контрольные вопросы:

1.Какие деформации возникают при кручении? _____

2.Какие гипотезы выполняются при деформации кручения? _____

3.Изменяются ли длина и диаметр вала после скручивания? _____

4.Какие внутренние силовые факторы возникают при кручении?

5.Что такое рациональное расположение колес на валу?

6.Как изменится напряжение в сечении, если диаметр вала уменьшить в два раза? _____

7.В чём заключается гипотеза плоских сечений при кручении? _____

8.Как изменится угол закручивания вала, если крутящий момент увеличить в 4 раза, а диаметр уменьшить в 2 раза? _____

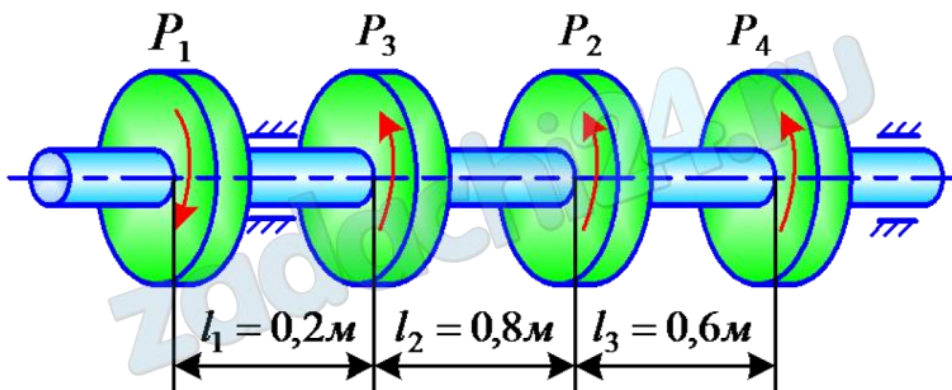
9.Напишите условия прочности при кручении. _____

10.Чему равен крутящий момент в сечении?

					ПЗ 06. 08.02.10	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Практическое занятие 7

Расчет на жёсткость при кручении



Практическое занятие 7

Расчет на жёсткость при кручении

К выполнению задания необходимо приступить после изучения темы 3.4. Сдвиг и кручение.

Цель: научиться определять диаметр вала из условия жесткости при кручении. Образовательные результаты, соответствующие ФГОС: ОК 1 - ОК 8; ПК 2.1.- 2.3.

Краткое теоретическое обоснование

Условие жёсткости при кручении

При расчете на жесткость определяется деформация и сравнивается с допускаемой. Рассмотрим деформацию круглого бруса над действием внешней пары сил с моментом m (рис. 27.4).

При кручении деформация оценивается углом закручивания:

$$\frac{\varphi}{\gamma} = \frac{l}{R} \text{ (см. лекцию 26).}$$

Здесь φ - угол закручивания; γ - угол сдвига; l - длина бруса;

R - радиус; $R = d/2$. Откуда

$$\gamma = \frac{\varphi R}{l}$$

Закон Гука имеет вид $\tau_k = G\gamma$.

Подставим выражение для γ , получим

$$\tau_k = G \frac{\varphi d/2}{l}; \text{ используем } \tau_k = G \frac{M_k d/2}{J_p},$$

Откуда

$$\varphi = \frac{\tau_k l}{Gd/2} = \frac{M_k l}{GJ_p}.$$

Произведение GJ_p называют жесткостью

сечения.

Модуль упругости можно определить как $G \approx 0,4E$. Для стали $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа.

Обычно рассчитывается угол закручивания, приходящийся на один метр длины бруса (вала) φ_0 .

Условие жесткости при кручении можно записать в виде

$$\varphi_0 = \frac{M_k l}{GJ_p} \leq [\varphi_0],$$

где φ_0 - относительный угол закручивания, $\varphi_0 = \varphi/l$;

$[\varphi_0] \approx 1$ град/м = 0,02 рад/м - допускаемый относительный угол закручивания.

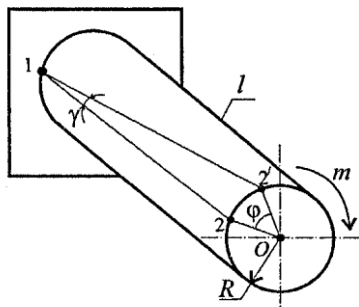


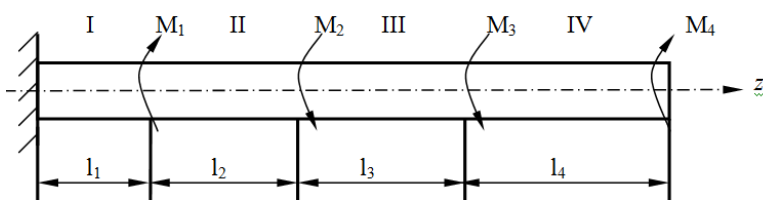
Рис. 27.4

Проектировочный расчет определения наружного диаметра

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

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

Пример 1. Проверить жёсткость вала, определить диаметр, построить эпюры крутящих моментов и углов закручивания.



1) Определяем величины внутренних крутящих моментов M . Для этого разбиваем стержень на участки (I, II, III, IV) и производим расчёт M со

свободного конца стержня. Крутящий момент M в сечении равен алгебраической сумме моментов, действующих на стержень с одной стороны (справа) от рассматриваемого сечения.

Расчёт M соответственно по участкам IV, III, II, I:

$$M_{IV} = M_4;$$

$$M_{III} = M_4 - M_3;$$

$$M_{II} = M_4 - M_3 - M_2;$$

$$M_I = M_4 - M_3 - M_2 + M_1.$$

Зная числовые значения крутящих моментов M , строится эпюра M , при этом положительные значения M откладываются вверх, а отрицательные – вниз от горизонтальной линии.

2. Определяем диаметр стержня из условия прочности:

Выразим W_ρ – полярный момент сопротивления при кручении круглого стержня через диаметр

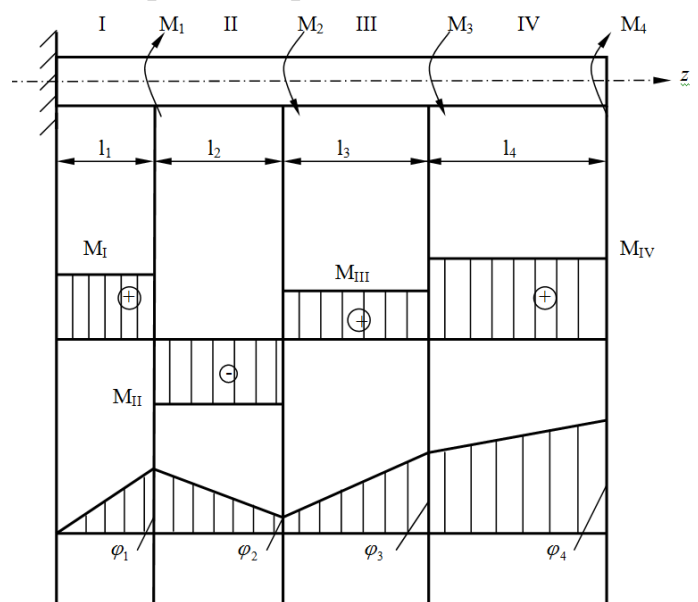
$$\tau_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_\rho} \leq [\tau]$$

тогда

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,2[\tau]}}$$

$$W_\rho = 0,2d^3$$

получим



M_{\max} берётся из эпюры M по абсолютному значению. Диаметр стержня d округляется до большей величины.

3) Производим расчет жесткости вала при кручении. $GI\rho$

где $G = 8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$ - модуль сдвига, $I\rho = 0,1 \cdot d^4 \text{ (см}^4\text{)}$ – полярный момент инерции сечения.

4) Производим расчет φ – углов закручивания кон

цов участков стержня, начиная от закреплённого конца стержня, где $\varphi = 0$,(рад):

$$\varphi_1 = \frac{M_1 \cdot l_1}{G \cdot I\rho}; \quad \varphi_2 = \varphi_1 + \frac{M_2 \cdot l_2}{GI\rho}$$

$$\varphi_3 = \varphi_2 + \frac{M_3 \cdot l_3}{GI\rho}; \quad \varphi_4 = \varphi_3 + \frac{M_4 \cdot l_4}{GI\rho}$$

Значения крутящих моментов на участках берутся из эпюры крутящих моментов с учётом их знака. Получив численные значения φ , строят эпюру φ .

Задание. Для стального вала круглого поперечного сечения проверить стержень на жёсткость. Если условие жёсткости не удовлетворяется, подобрать новое значение диаметра стержня. Данные взять из практического занятия 6 «Расчет на прочность при кручении» таблицы 7, схема 7.

Таблица 7

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

Схема 7



Цель: _____

Оборудование (приборы, материалы, дидактическое обеспечение) _____

Дано:

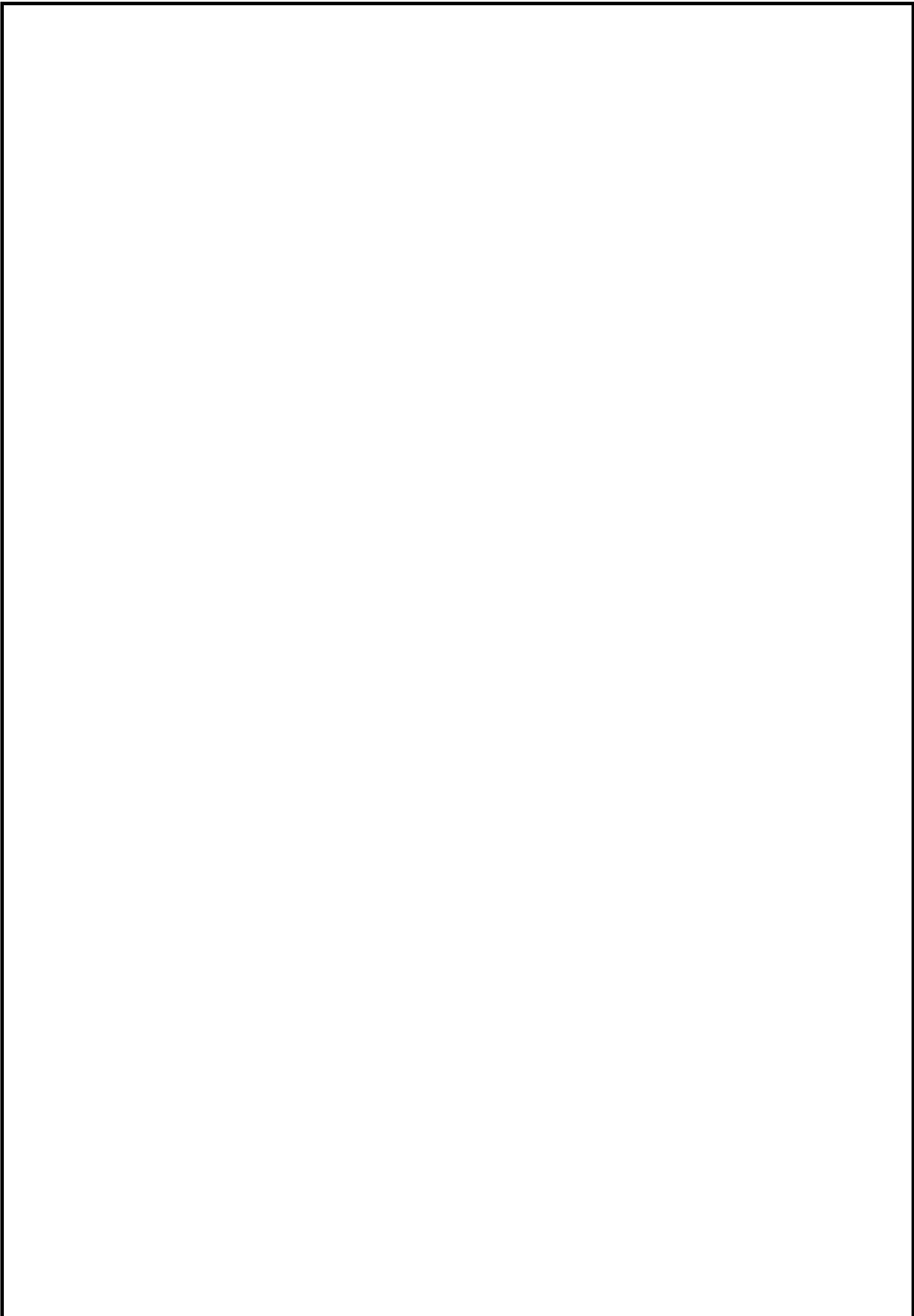
вал вращается с угловой скоростью 25 рад/с; материал вала - сталь, допускаемое напряжение кручения 30 МПа, модуль упругости при сдвиге $8 \cdot 10^4$ МПа; допускаемый угол закручивания $[\varphi_0] = 0,02$ рад/м.

Определить:

Провести расчет на жёсткость для вала круглого и кольцевого сечения, приняв $c = 0,9$. Сделать выводы о целесообразности выполнения вала круглого или кольцевого сечения.

Решение:

					ПЗ 07. 08.02.10.			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>					<i>Расчет на прочность при кручении</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>		<i>Г.Б.Яковцева</i>						
						<i>Группа</i>		66



					ПЗ 07. 08.02.10	л67
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Контрольные вопросы:

1. В каких случаях прочность вала считается достаточной?

2. Что является характеристикой деформации при кручении. От чего зависит её величина? _____

3. Формула для определения угла закручивания?

4. При каких деформациях зависимость между крутящим моментом и углом закручивания линейная?

5. Что является мерой деформации при кручении?

6. Как определить угол поворота заданного сечения вала?

7. Как определяется величина относительного угла закручивания?

8. Напишите условия жёсткости при кручении. _____

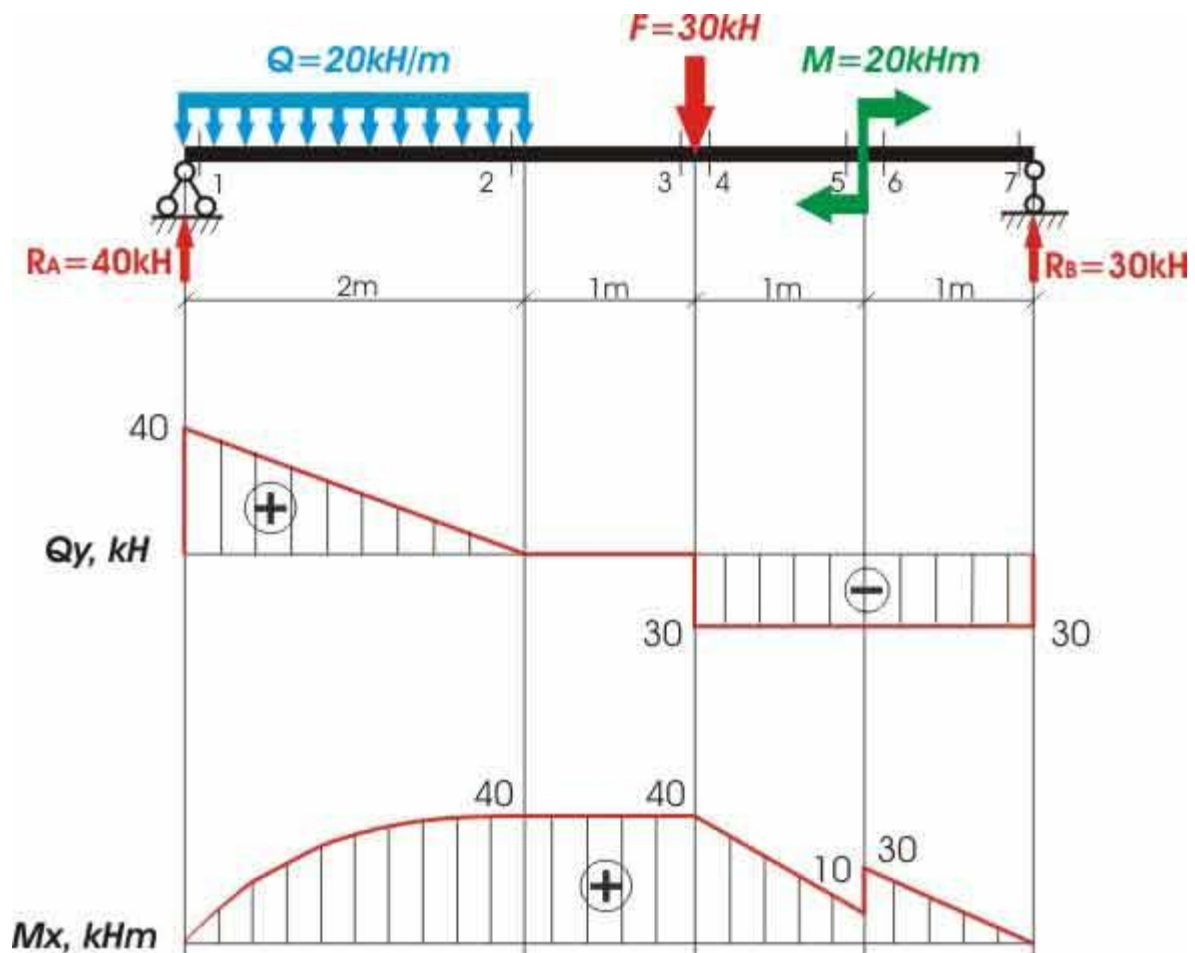
9. Чему равен крутящий момент в сечении? _____

10. Какие напряжения действуют в поперечных сечениях вала? _____

					ПЗ 07. 08.02.10	<i>Лист</i>
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Практическое занятие 8

Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.



Практическое занятие 8

Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов

К выполнению задания необходимо приступить после изучения темы 2.5. Изгиб.

Цель: научиться строить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов в случае приложения сосредоточенных и распределенных нагрузок.

Выполнять расчеты на жесткость при изгибе.

Образовательные результаты, соответствующие ФГОС: ОК 1 - ОК 8; ПК 2.1.- 2.3.

Краткое теоретическое обоснование

Стержень, работающий на изгиб, называется *балкой*. В сечениях балок, нагруженных вертикальными нагрузками, возникают, как правило, два внутренних силовых фактора - поперечная сила Q_y и изгибающий момент M_x .

Поперечная сила в сечении численно равна алгебраической сумме проекций внешних сил, приложенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, на поперечную (вертикальную) ось.

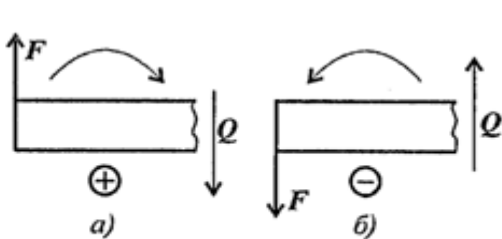


Рис. 29.4

Знаки поперечных сил. Поперечная сила в сечении считается *положительной*, если она стремится *развернуть сечение по часовой стрелке* (рис. 29.4а), если *против* - *отрицательной* (рис. 29.4б).

Изгибающий момент M_x в сечении численно равен алгебраической сумме моментов внешних сил, приложенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно оси x , проходящей через данное сечение.

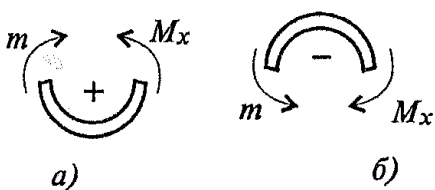


Рис. 29.5

Знаки изгибающих моментов Если действующие на участке внешние силы стремятся изогнуть балку выпуклостью вниз, то изгибающий момент считается *положительным* (рис. 29.5а), если наоборот - *отрицательным* (рис. 29.5б).

Выводы

При чистом изгибе в поперечном сечении балки возникает только изгибающий момент, постоянный по величине.

При поперечном изгибе в сечении возникает изгибающий момент и поперечная сила.

Изгибающий момент в произвольном сечении балки численно равен алгебраической сумме моментов всех внешних сил, приложенных к отсечённой части, относительно рассматриваемого сечения.

Поперечная сила в произвольном сечении балки численно равна алгебраической сумме проекций всех внешних сил, действующих на отсечённой части на соответствующую ось.

Дифференциальные зависимости между q , Q_y , M_x

Указанные зависимости используются при построении эпюр Q_y и M_x , поэтому приведем их здесь без соответствующего вывода, который дается в лекционном курсе.

$$\left. \begin{array}{l} q = \frac{dQ_y}{dz}; \\ Q_y = \frac{dM_x}{dz}; \end{array} \right\} \Rightarrow q = \frac{d^2M_x}{dz^2}.$$

Алгоритм выполнения

1. Для участка балки с равномерно распределенной нагрузкой поперечная сила Q изменяется по линейному закону, эпюра ограничена наклонной прямой. Изгибающий момент изменяется по квадратичному закону, эпюра M_x ограничена параболой второго порядка.

2. В сечении, где эпюра Q переходит через ноль (наклонная линия пересекает ось абсцисс), изгибающий момент экстремален: касательная к эпюре M_x в этом месте параллельна оси абсцисс.

3. Параболическая и прямолинейная части эпюры моментов там, где кончается или начинается распределенная нагрузка, сопрягаются плавно, без излома, если в соответствующем сечении к балке не приложена сосредоточенная сила.

4. Если распределенная нагрузка направлена вниз, то эпюра момента очерчена параболой, обращенной выпуклостью вверх.

5. Из теоремы Журавского следует:

- если на участке $Q > 0$, M_u растет;

- если на участке $Q < 0$, M_u убывает;

- если на участке $Q = 0$, изгибающий момент постоянен (чистый изгиб);

- если в точке $Q = 0$, изгибающий момент достигает экстремального значения ($M_{и}^{\min}$ или $M_{и}^{\max}$).

Пример 1. Одноопорная балка нагружена сосредоточенными силами и распределенной нагрузкой (рис. 31.1). Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

Решение

Задачу решаем с помощью составления уравнений поперечных сил и изгибающих моментов в поперечных сечениях балки.

При проверке эпюр используем дифференциальные зависимости между интенсивностью распределенной нагрузки, поперечной силой и изгибающим моментом:

1. Производная от поперечной силы по длине балки равна интенсивности распределенной нагрузки

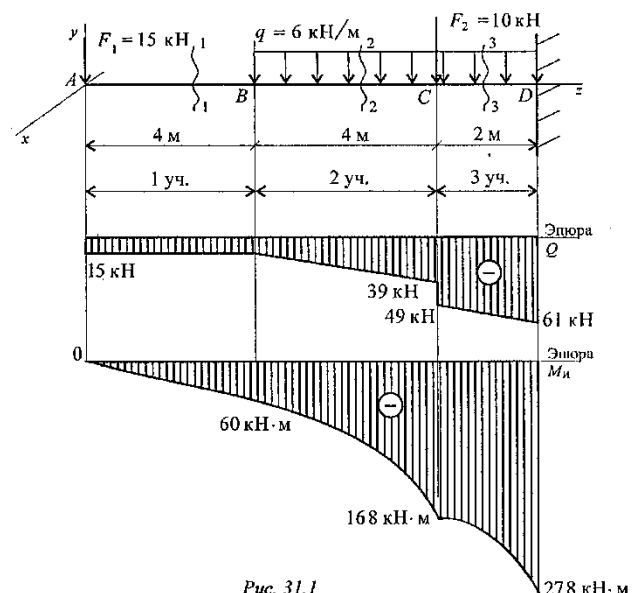


Рис. 31.1

$$\frac{dQ}{dz} = q.$$

2. Производная изгибающего момента по длине балки равна поперечной силе

$$\frac{dM_x}{dz} = Q.$$

Рассмотрим участок 1, сечение 1.

Поперечная сила $Q_1 = -F_1 = -15$ кН.

По принятому правилу знаков поперечная сила отрицательна и постоянна на этом участке.

Изгибающий момент $M_{x1} = -F_1 z_1$.

$0 \leq z_1 \leq 4$ м: $M_A = 0$; $M_B = -15 \cdot 4 = -60$ кН·м.

Рассмотрим участок 2, сечение 2.

Поперечная сила $Q_2 = -F_1 - q(z_2 - 4)$.

$4 \text{ м} \leq z_2 \leq 8 \text{ м}$: $Q_B = -F_1 = -15$ кН; $Q_C^{\text{слева}} = -39$ кН.

Поперечная сила изменяется по линейному закону.

Изгибающий момент $M_{x2} = -F_1 z_2 - \frac{q(z_2 - 4)^2}{2}$

$4 \text{ м} \leq z_2 \leq 8 \text{ м}$:

при $z_2 = 4$ м изгибающий момент $M_B = -60$ кН·м. В точке B нет внешнего момента, поэтому изгибающий момент слева и справа от точки B одинаков. В этом случае рассчитывать его дважды не следует;

при $z_2 = 8$ м $M_C = -15 \cdot 8 - \frac{6 \cdot 4^2}{2} = -168$ кН·м.

Рассмотрим участок 3, сечение 3.

В точке C приложена внешняя сила F_2 . На эпюре должен быть скачок, равный приложенной силе; на эпюре моментов должен быть излом.

Поперечная сила на участке 3: $Q_3 = -F_1 - q(z_3 - 4) - F_2$;

при $z_3 = 8$ м $Q_C^{\text{справа}} = -15 - 6 \cdot 4 - 10 = -49$ кН;

точка C : $Q_C^{\text{слева}} = 39$ кН; $Q_C^{\text{справа}} = 49$ кН;

при $z_3 = 10$ м $Q_D = -15 - 6 \cdot 6 - 10 = -61$ кН.

Поперечная сила изменяется по линейному закону.

Изгибающий момент $M_{x3} = -F_1 z_3 - \frac{q(z_3 - 4)^2}{2} - F_2(z_3 - 8)$. $8 \text{ м} \leq z_3 \leq 10 \text{ м}$:

при $z_3 = 10$ м $M_D = -15 \cdot 10 - \frac{6(10^2 - 4)^2}{2} - 10(10 - 8) = -278$ кН·м.

На участках 2 и 3 эпюра изгибающих моментов ограничена квадратичной параболой.

По полученным результатам, учитывая дифференциальные зависимости между поперечной силой и изгибающим моментом, строим эпюры Q и M_x . На втором и третьем участках поперечная сила не имеет нулевых значений, поэтому на эпюре моментов нет экстремумов.

Пример 2. На двухопорную балку действуют сосредоточенные силы и моменты (рис. 30.4). Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

$\sum_0^n F_{ky} = 0$ Для двухопорной балки построение эпюр начинают с определения опорных реакций балки. Для их определения используем систему уравнений равновесия, составляем два уравнения моментов относительно шарнирных опор. Затем проводим проверку правильности решения по уравнению

Решение

1. Определение реакций в опорах.

$$\begin{aligned} \sum m_A = 0; & -F_1 \cdot 6 + m - R_B \cdot 10 + F_2 \cdot 12 = 0; \\ & -35 \cdot 6 + 80 - R_B \cdot 10 + 70 \cdot 12 = 0; \\ & R_B \cdot 10 = -210 + 80 + 840; \\ & R_B = 71 \text{ кН.} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum m_B = 0; & R_A \cdot 10 + F_1 \cdot 4 + m + F_2 \cdot 2 = 0; \\ & R_A \cdot 10 + 80 + 35 \cdot 4 + 70 \cdot 2 = 0; \\ & R_A \cdot 10 = -80 - 140 - 140 = -360; \\ & R_A = -36 \text{ кН.} \end{aligned}$$

Реакция в опоре направлена в обратную сторону.

Проверка:

$$\begin{aligned} \sum F_y = 0; \\ -R_A + F_1 + R_B - F_2 = 0; \quad -36 + 35 + 71 - 70 = 0. \end{aligned}$$

Реакции определены верно.

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

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

Участок 1 (от точки А до точки С).

В точке А приложена реакция R_A , направленная вниз. Поперечная сила на участке постоянна: $Q_1 = R_A = -36$ кН.

Момент в точке А равен нулю.

Точка С (слева). Приложена внешняя сила $F_1 = 35$ кН, направленная вверх, - здесь возникнет скачок вверх на величину 35 кН.

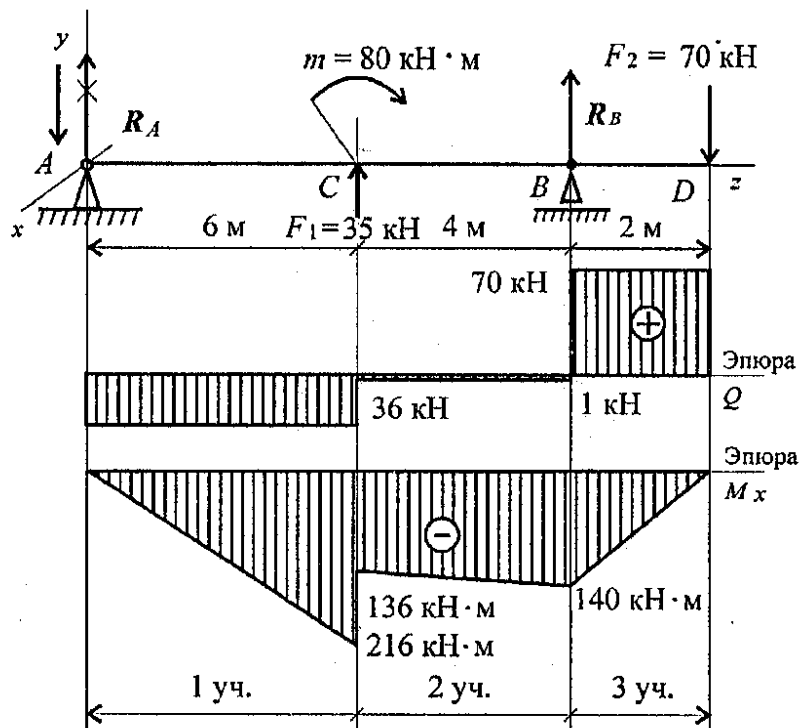


Рис. 30.4

Момент в точке C (слева) может быть рассчитан по известной зависимости $M_C^{слева} = R_A \cdot 6$; $M_C^{слева} = -36 \cdot 6 = -216$ кН·м.

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

Поперечная сила в точке C (справа) равна $Q_c = -R_A + F_1$; $Q_c = -36 + 35 = -1$ кН.

В точке C приложена внешняя пара сил с моментом 80 кН·м, следовательно, здесь проявляется скачок на величину приложенного момента: $M_C^{справа} = M_C^{слева} + m$; $M_C^{справа} = -216 + 80 = -136$ кН·м.

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

Момент в точке B определяется по зависимости $M_B = -R_A \cdot 10 + F_1 \cdot 4 + m$; $M_B = -36 \cdot 10 + 35 \cdot 4 + 80 = -140$ кН·м.

Справа и слева от точки B момент имеет одинаковые значения.

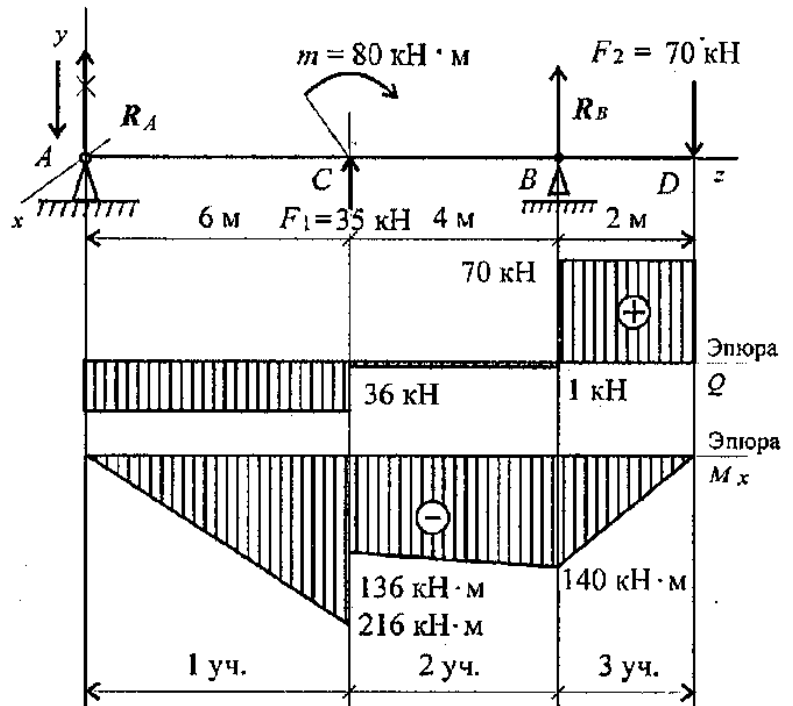


Рис. 30.4

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

В точке B приложена внешняя сила R_B . Здесь появляется скачок на величину 71 кН, $Q_B = -1 + 71 = 70$ кН.

Дальше по участку поперечная сила не изменяется.

Момент в точке D равен нулю, т. к. здесь не приложена внешняя пара сил: $M_D = 0$.

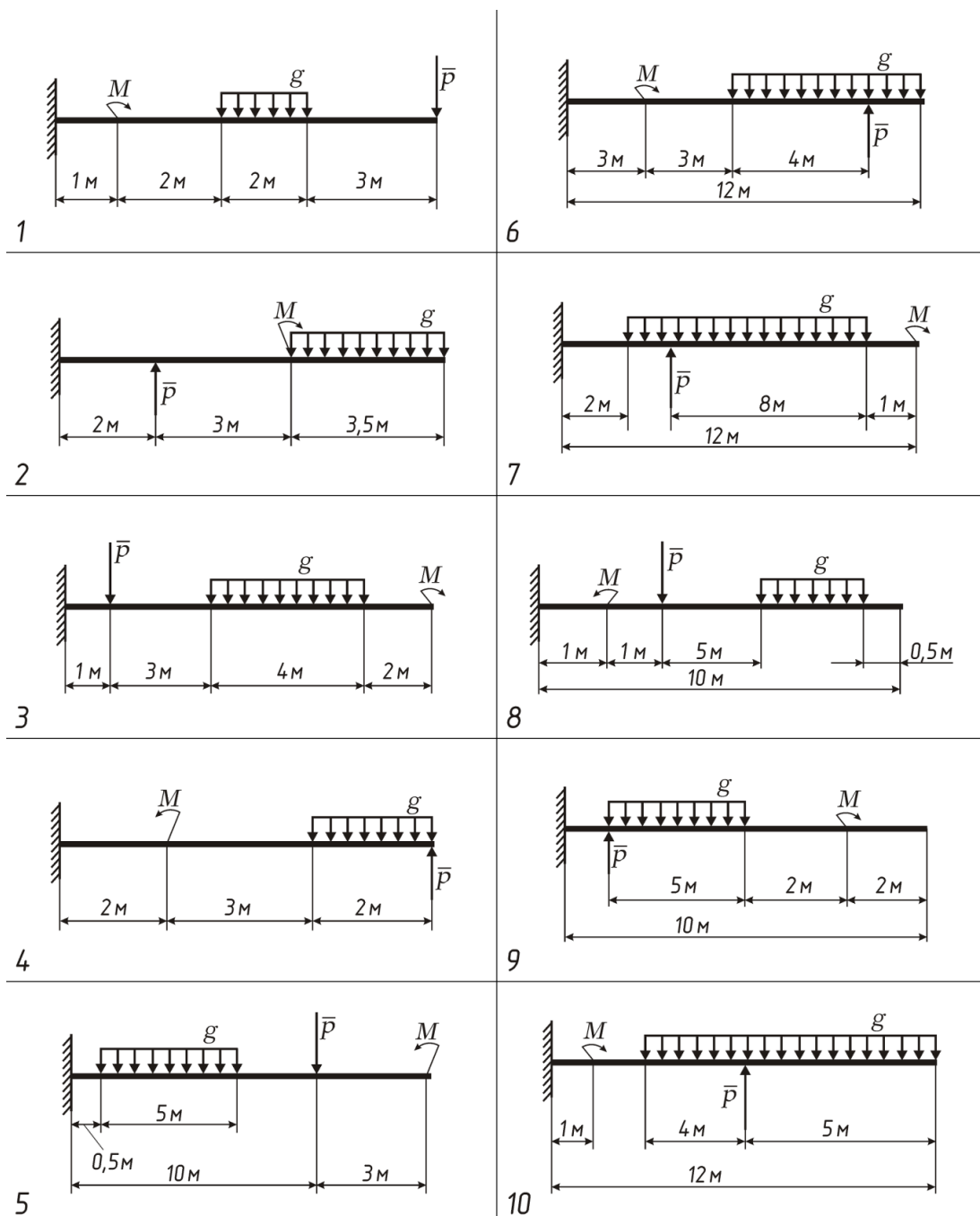
Рассмотрение поперечных сил и изгибающих моментов можно было провести и справа налево. По полученным значениям сил и моментов строим эпюры (эпюры под схемой вала, рис. 30.4)

Задание 1. Для одноопорной балки, нагруженной сосредоточенными силами и парой сил с моментом, построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов. Данные взять из таблицы 8, схема 8.

Таблица 8

Исходные данные	вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ схемы	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P, \text{кН}$	5	7	9	10	12	8	4	15	11	16
$g, \text{кН/м}$	3	4	5	6	7	8	9	2	4	5
$M, \text{кН} \cdot \text{м}$	12	13	15	16	19	18	11	10	9	7

Схема 8



Цель: _____

Оборудование (приборы, материалы, дидактическое обеспечение) _____

Компьютерная программа (если используется): Наименование программы _____

Дано: _____

Определить: _____

Решение

					ПЗ 08. 08.02.10.			
<i>И</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>					<i>Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	<i>Яковиева Г.Б.</i>							
						<i>Группа</i>		76

ПЗ 08. 08.02.10.

<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>

Контрольные вопросы:

1. Напишите формулу для определения нормального напряжения при изгибе в любой точке поперечного сечения. _____

2. Напишите формулы для определения момента инерции и момента сопротивления для прямоугольника. Что характеризуют эти величины? Укажите единицы измерения этих величин. _____

3. Напишите условие прочности при изгибе. _____

4. Как принято называть брусья, работающие на прямой изгиб? _____

5. Чем характеризуется изгиб? _____

6. В поперечном сечении балки возникли изгибающий момент и поперечная сила. Укажите вид изгиба? _____

7. Какой изгиб называют плоским? _____

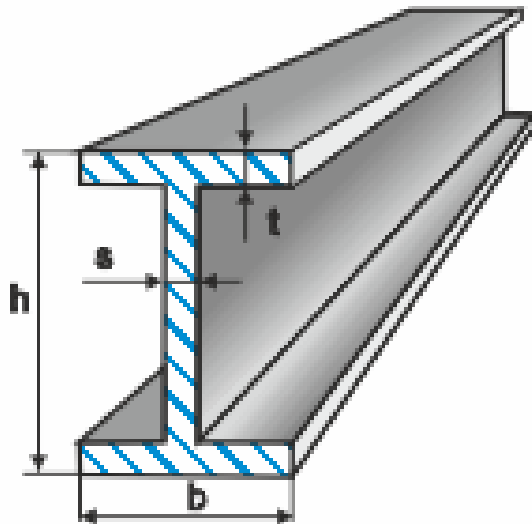
8. Какой изгиб называется косым? _____

9. Какие два внутренних силовых фактора возникают в прямом поперечном изгибе? _____

10. Чему равен изгибающий момент? Чему равна поперечная сила?

Практическое занятие 9

Подбор поперечного сечения балки



Практическое занятие 9

Подбор поперечного сечения балки

К выполнению задания необходимо приступить после изучения темы 2.5. Изгиб.

Цель: научиться строить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов в случае приложения сосредоточенных и распределенных нагрузок.

Подбирать сечения балки из условия на прочность.

Образовательные результаты, соответствующие ФГОС: ОК 1 - ОК 8; ПК 2.1.- 2.3.

Краткое теоретическое обоснование

Рациональные сечения при изгибе

Определим рациональные сечения при изгибе, для этого сравним моменты сопротивления простейших сечений.

Осей момент инерции прямоугольника (рис. 32.4, вывод формулы в лекции 25) равен

$$J_x = \frac{bh^3}{12}.$$

Осей момент сопротивления

$$W_x = \frac{J_x}{h/2} = \frac{bh^2}{6}.$$

Сравним сопротивление изгибу двух прямоугольных сечений (рис. 32.5).

Вариант на рис. 32.5б обладает большим сопротивлением изгибу при прочих равных условиях.

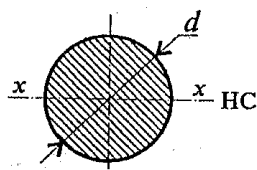


Рис. 32.6

Осей момент инерции круга (рис. 32.6) равен

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

Осей момент сопротивления круга

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32}.$$

Все необходимые расчетные данные (площади, моменты инерции и сопротивления) стандартных сечений приводятся в таблицах стандартов (приложение 1).

Для материалов, одинаково работающих на растяжение и сжатие, выбирают сечения, симметричные относительно оси, вокруг которой совершается изгиб (рис. 32.7).

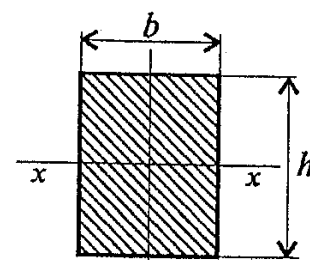


Рис. 32.4

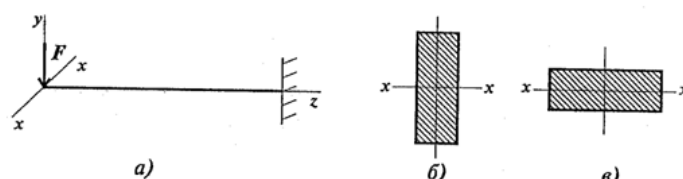


Рис. 32.5

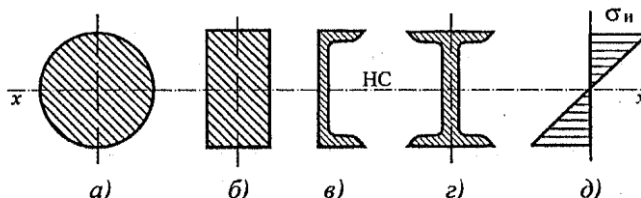


Рис. 32.7

Алгоритм выполнения

1. Определение реакций опор. Для определения реакций необходимо составить уравнения равновесия. Уравнения равновесия целесообразно составлять в виде суммы моментов от всех сил, действующих на балку, относительно каждой опоры. В этом случае в уравнениях будет присутствовать только одна неизвестная и уравнения можно решать независимо друг от друга. Предварительно обе реакции

направляем вверх. $\sum m_A = 0 \quad \sum m_B = 0$

Производим проверку расчета реакций на ось «У»

2. Построение эпюр внутренних сил.

Делим балку на участки. Границами участков являются края балки и сечения, в которых приложены внешние силы, моменты и расположены края погонной нагрузки. Значения внутренних сил для всех участков балки находим методом сечений. Уравнения для определения поперечной силы Q и изгибающего момента M составляем используя правила: поперечная сила равна алгебраической сумме внешних поперечных сил, действующих на оставшуюся часть; изгибающий момент равен алгебраической сумме моментов от внешних поперечных сил, действующих на оставшуюся часть, относительно места разреза балки. Знаки слагаемых в формулах для вычисления Q и M находим по правилам: если внешняя сила создает момент относительно места разреза, направленный по ходу часовой стрелки, то она является положительной; в том случае, когда внешний момент изгибает балку выпуклостью вниз, он положителен.

3. По результатам расчета строим эпюры Q и M .

Выполняем проверку эпюр, используя следующие правила.

Эпюра Q

1. В том сечении, где приложена сила, на эпюре должен быть скачек на величину этой силы. При движении по эпюре слева направо направление скачка должно совпадать с направлением силы.
2. Если участок не нагружен погонной нагрузкой, то эпюра является прямой горизонтальной линией. При действии на участке погонной нагрузки эпюра представляет собой прямую наклонную линию.
3. Если $q < 0$ (нагрузка направлена вниз), то поперечная сила слева направо уменьшается. При $q > 0$ (нагрузка направлена вверх) поперечная сила слева направо увеличивается.

Эпюра M

1. В том сечении, где приложен момент, на эпюре должен быть скачек на величину этого момента. При движении по эпюре слева направо при действии момента против хода часовой стрелки скачек должен быть направлен вниз, а при действии момента по ходу часовой стрелки – вверх.
2. Если участок не нагружен погонной нагрузкой, то эпюра является прямой линией. При нагружении участка погонной нагрузкой эпюра представляет собой параболу. Парабола должна быть выгнута навстречу к погонной нагрузке.
3. При $Q < 0$ изгибающий момент слева направо уменьшается. Если $Q > 0$, то изгибающий момент слева направо увеличивается.

В том сечении, где $Q = 0$, на эпюре должна быть точка экстремума. При $q < 0$ (нагрузка направлена вниз) на эпюре расположена точка максимума, а при $q > 0$ (нагрузка направлена вверх) – точка минимума

4. Подбор сечений.

4.1. Подбор двутавра

Для определения номера двутавра используем условие прочности при изгибе

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

По эпюре M находим максимальный изгибающий момент
Выбираем двутавр с ближайшим большим к расчетному моментом сопротивления по стандарту.

4.2. Подбор прямоугольного сечения.

Осевой момент сопротивления прямоугольника (рис. 9) равен

$$W_x = \frac{bh^3}{6} = \frac{a(2a)^3}{6} = \frac{2}{3}a^3.$$

Тогда из условия прочности при изгибе находим

$$a \geq \sqrt[3]{\frac{3M_{\max}}{2[\sigma]}}$$

Принимаем a

Вычисляем площадь прямоугольника

Балка будет наиболее экономичной (будет иметь наименьшую стоимость, объем, вес) с тем сечением, которое имеет наименьшую площадь. Сопоставляя площади делаем вывод, какое сечение является наиболее экономичным.

(Наиболее экономичным сечением является то, у которого наименьшая площадь сечения)

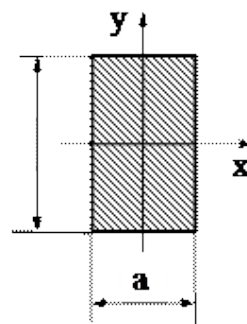


Рис. 9

Пример 1 Подобрать размеры сечения балки в виде двутавра. Известна схема нагружения балки (рис. 32.9), материал - сталь, допустимое напряжение материала при изгибе $[\sigma_p] = [\sigma_c] = 160$ МПа.

Решение

1. Для защемленной балки реакции в опоре определять не следует.

Проводим расчеты по характерным точкам. Размеры сечения подбираем из расчета по нормальным напряжениям. Эпюру поперечных сил строить необязательно.

Определяем моменты в характерных точках.

$$M_A = 0; M_B = F_1 \cdot 4; M_B = 20 \cdot 4 = 80 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

В точке C приложен внешний момент пары, поэтому расчет проводим для левого сечения (без момента) и для правого - с моментом m .

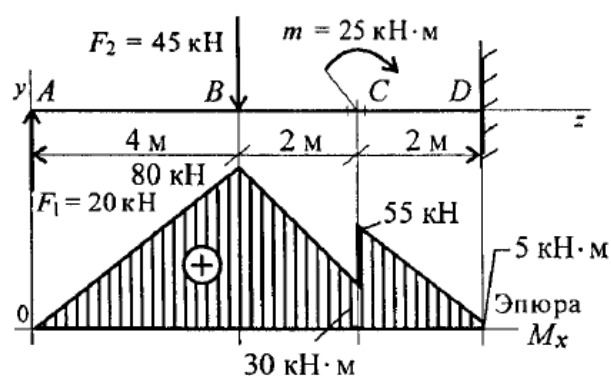


Рис. 32.9

$$M_C^{лев} = F_1 \cdot 6 - F_2 \cdot 2; \quad M_C^{лев} = 20 \cdot 6 - 45 \cdot 2 = 30 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Момент положительный. $M_C^{прав} = M_C^{лев} + m; \quad M_C^{прав} = 30 + 25 = 55 \text{ кН} \cdot \text{м}.$

Момент в заделке $M_D = F_1 \cdot 8 - F_2 \cdot 4 + m; \quad M_D = 20 \cdot 8 - 45 \cdot 4 + 25 = 5 \text{ кН} \cdot \text{м}.$

Выбираем соответствующий масштаб по максимальному значению изгибающего момента.

Опасное сечение - сечение балки, где действует максимальный момент. Подбираем размеры балки в опасном сечении по условию прочности

$$\sigma_u^{max} = \frac{M_u}{W_x} \leq [\sigma_u]; \quad W_x \geq \frac{M_B}{[\sigma_u];}$$

$$W_x = \frac{80 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{160} = 500 \cdot 10^3 \text{ мм}^3; \quad W_x \geq 500 \text{ см}^3.$$

Основываясь на значениях $W_x = 500 \text{ см}^3$ по таблице ГОСТ 8239-89 выбираем двутавр №30а: момент сопротивления $W_x = 518 \text{ см}^3$; площадь сечения $A = 49,9 \text{ см}^2$.

Для сравнения рассчитаем размеры балки квадратного сечения (рис. 32.10) при том же моменте сопротивления сечения.

$$W_x = \frac{bh^2}{6}; \quad b = h; \quad W_x = \frac{b^3}{6}.$$

$$W_x = 500 \text{ см}^3 = \frac{b^3}{6}; \quad b \geq \sqrt[3]{6W_x}.$$

Сторона квадрата $b \geq \sqrt[3]{6 \cdot 500} \approx 14,5 \text{ см}.$

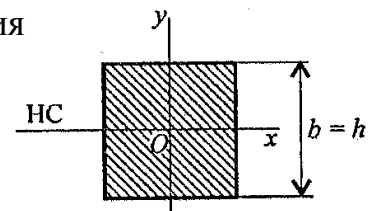


Рис. 32.10

Площадь сечения балки $A = b^2 = 14,5^2 = 210,2 \text{ см}^2.$

$\frac{A_{\text{квадрата}}}{A_{\text{двутавра}}} = \frac{210,2}{49,9} = 4,2.$ Балка квадратного сечения в 4 раза тяжелее.

Пример 2. Подобрать поперечное сечение балки.

Решение:

Определяют опорные реакции балки.

$$\sum M_A(F_i) = 0; \quad 3q \cdot 1,5 + M + F \cdot 5 - V_B \cdot 6 = 0;$$

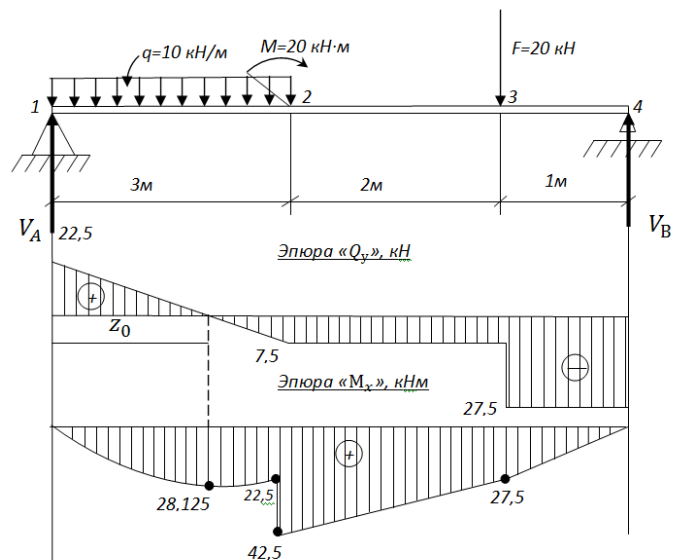
$$\sum M_B(F_i) = 0; \quad V_A \cdot 6 + 3q \cdot 4,5 + M - F \cdot 1 = 0;$$

$$V_B = \frac{3q \cdot 1,5 + M + F \cdot 5}{6} = \frac{3 \cdot 10 \cdot 1,5 + 20 + 20 \cdot 5}{6} = 27,5 \text{ кН}$$

$$V_A = \frac{3q \cdot 4,5 - M + F \cdot 1}{6} = \frac{3 \cdot 10 \cdot 4,5 - 20 + 20 \cdot 1}{6} = 22,5 \text{ кН}$$

Проверка: $\sum Y_A = 0; \quad V_A - F + V_B = 22,5 - 3 \cdot 10 - 20 + 27,5 = 50 - 50 = 0$

Опорные реакции найдены верно.



Определяют поперечные силы в характерных точках балки и строят эпюру поперечных сил.

$$Q_1^{\text{прав.}} = V_A = 22,5 \text{ кН};$$

$$Q_2 = V_A - q \cdot 3 = 22,5 - 10 \cdot 3 = -7,5 \text{ кН};$$

$$Q_3^{\text{лев.}} = Q_2 = -7,5 \text{ кН};$$

$$Q_3^{\text{прав.}} = V_A - q \cdot 3 - F = 22,5 - 10 \cdot 3 - 20 = -27,5 \text{ кН};$$

$$Q_4^{\text{лев.}} = Q_3^{\text{прав.}} = -27,5 \text{ кН}.$$

Определим положение сечения, в котором поперечная сила равна нулю:

$$Q_{z_0} = V_A - q \cdot z_0 = 0; \quad z_0 = \frac{V_A}{q} = \frac{22,5}{10} = 2,25 \text{ м}.$$

Определяют изгибающие моменты в характерных точках балки и строят эпюру изгибающих моментов.

$$M_1 = 0;$$

$$M_2^{\text{лев.}} = V_A \cdot 3 - q \cdot 3 \cdot 1,5 = 22,5 \cdot 3 - 10 \cdot 3 \cdot 1,5 = 22,5 \text{ кНм};$$

$$M_2^{\text{прав.}} = V_A \cdot 3 - q \cdot 3 \cdot 1,5 + M = 22,5 \cdot 3 - 10 \cdot 3 \cdot 1,5 + 20 = 42,5 \text{ кНм};$$

$$M_3 = V_A \cdot 5 - q \cdot 3 \cdot 3,5 + M = 22,5 \cdot 5 - 10 \cdot 3 \cdot 3,5 + 20 = 27,5 \text{ кН};$$

$$M_4 = V_A \cdot 6 - q \cdot 3 \cdot 4,5 + M - F \cdot 1 = 22,5 \cdot 6 - 10 \cdot 3 \cdot 4,5 + 20 - 20 \cdot 1 = 0$$

Определим значения изгибающего момента сечения z_0 (вершина параболы):

$$M_{z_0} = \frac{V_A \cdot z_0 - q \cdot z_0^2}{2} = \frac{22,5 \cdot 2,25 - 10 \cdot 2,25^2}{2} = 28,1 \text{ кНм}$$

По эпюре изгибающихся моментов определяем положение опасного сечения балки сечения, в котором изгибающийся момент имеет наибольшее значение по абсолютной величине. В нашем случае:

$$M_{\text{max}} = M_2 = 42,5 \text{ кНм}$$

Из условия прочности балки на изгиб.

$$\delta = \frac{M_{\text{max}}}{W_x} \leq [\delta_{\text{н}}] - \text{вычислим необходимый осевой момент сопротивления.}$$

$$W_x = \frac{M_{\text{max}}}{[\delta_{\text{н}}]} = \frac{42,5 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}}{160 \text{ Н/мм}^2} = 0,265 \cdot 10^6 \text{ мм}^3 = 265 \text{ см}^3$$

В соответствии с ГОСТ 8239 – 89 принимаем сечение из стального двутавра № 24 с $W_x = 289 \text{ см}^3$.

$$\delta_{\text{max}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_x \text{ ГОСТ}} = \frac{42,5 \cdot 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}}{289 \cdot 10^3 \text{ М} \cdot \text{М}^3} = 147 \text{ МПа} \text{ Получили недонапряжение.}$$

$$\delta = \frac{\delta_{\text{max}} - [\delta_{\text{н}}]}{[\delta_{\text{н}}]} \cdot 100\% = \frac{147 - 160}{160} \cdot 100\% = 8,1\% < 15\%$$

что находится в разрешенных пределах.

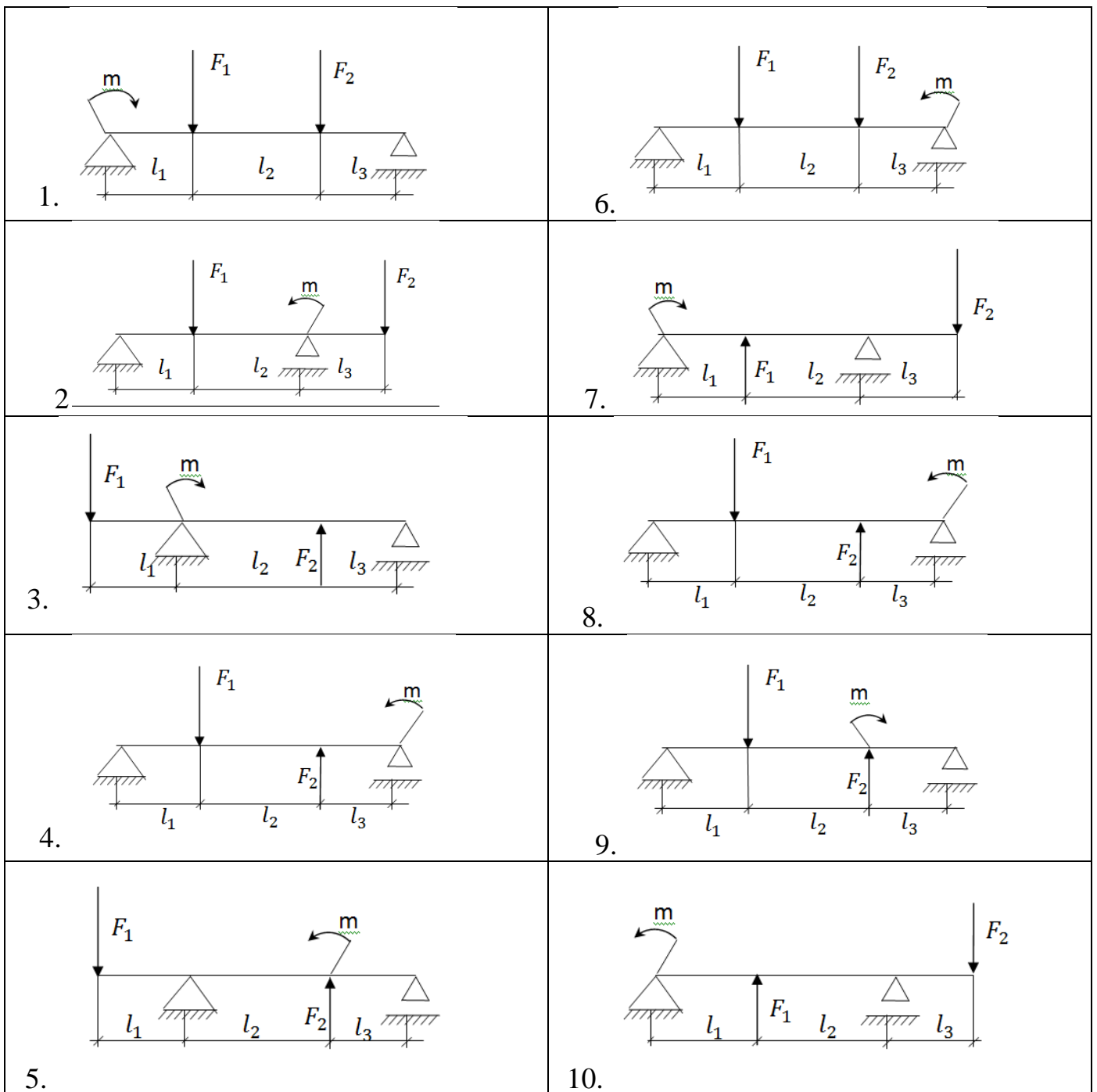
Сечение балки двутавр № 24.

Задание Для двухопорной балки построить эпюры изгибающихся моментов и поперечных сил, подобрать сечение стального двутавра. Расчет произвести по допустимым напряжениям, приняв $[\delta] = 160 \text{ МПа}$. Данные для задачи своего варианта взять из таблицы 9

Таблица 9

№ схемы	вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_1, \text{кН}$	30	40	50	60	45	35	25	20	15	40
$F_2, \text{кН}$	40	50	40	30	25	40	35	60	35	30
$M, \text{кН} \cdot \text{м}$	20	40	30	25	35	45	15	50	20	15
$l_1, \text{м}$	2	4	5	2	3	1	2	1	4	1
$l_2, \text{м}$	6	4	3	3	3	5	6	3	4	4
$l_3, \text{м}$	2	2	2	5	4	5	3	3	3	4

Схема 9



Цель: _____

Оборудование (приборы, материалы, дидактическое обеспечение) _____

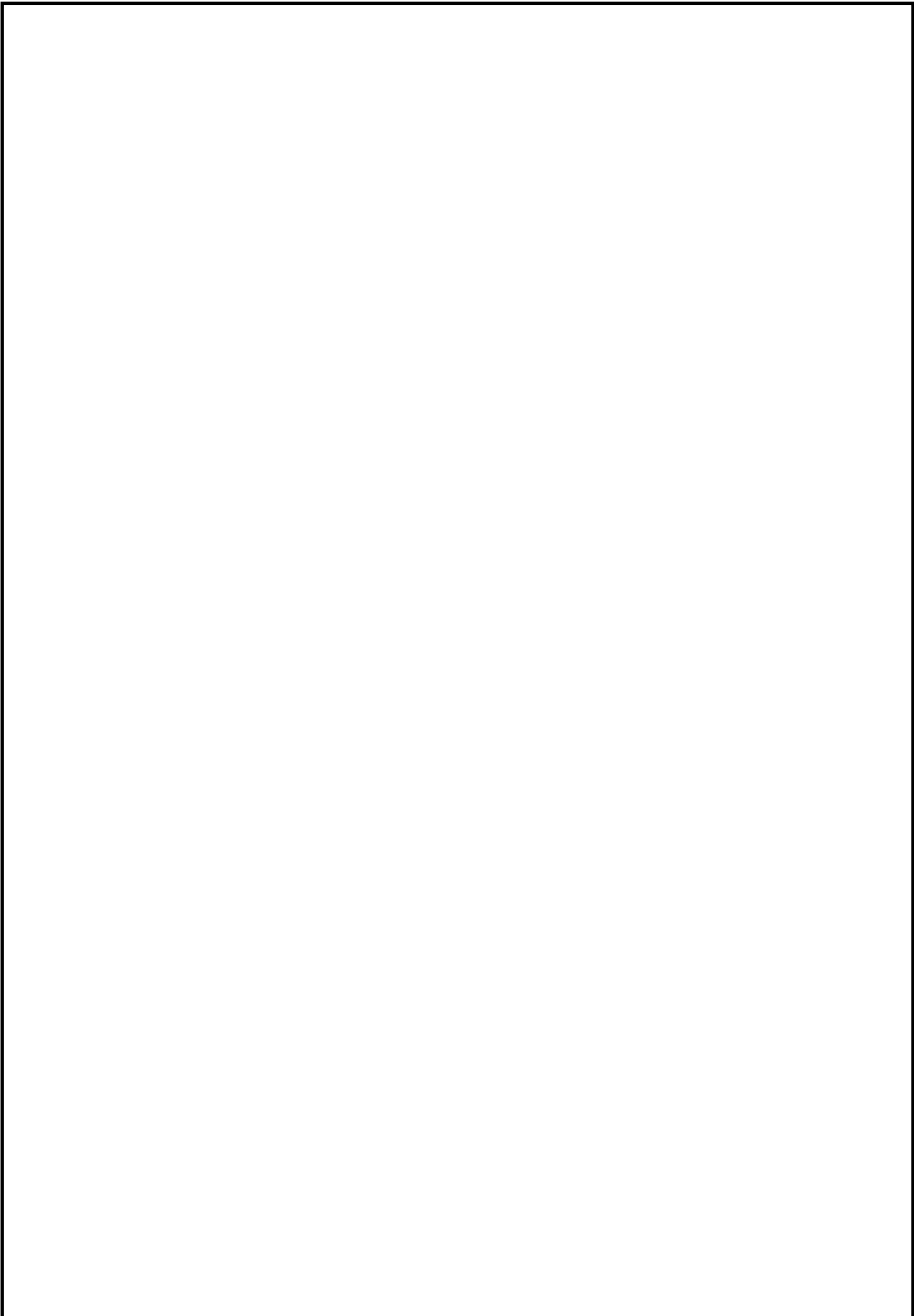
Компьютерная программа (если используется): Наименование программы _____

Дано: _____

Определить: _____

Решение

					ПЗ 09. 08.02.10.			
<i>И</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>					<i>Подбор поперечного сечения балки.</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	<i>Яковиева Г.Б.</i>							
						<i>Группа</i>		86



					ПЗ 09. 08.02.10	Лист
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Контрольные вопросы:

1. Напишите формулу для определения нормального напряжения при изгибе в любой точке поперечного сечения. _____

2. Напишите формулы для определения момента инерции и момента сопротивления для прямоугольника. Что характеризуют эти величины? Укажите единицы измерения этих величин. _____

3. Напишите условие прочности при изгибе. _____

4. Как принято называть брусья, работающие на прямой изгиб? _____

5. Чем характеризуется изгиб? _____

6. В поперечном сечении балки возникли изгибающий момент и поперечная сила. Укажите вид изгиба? _____

7. Какой изгиб называют плоским? _____

8. Какой изгиб называется косым? _____

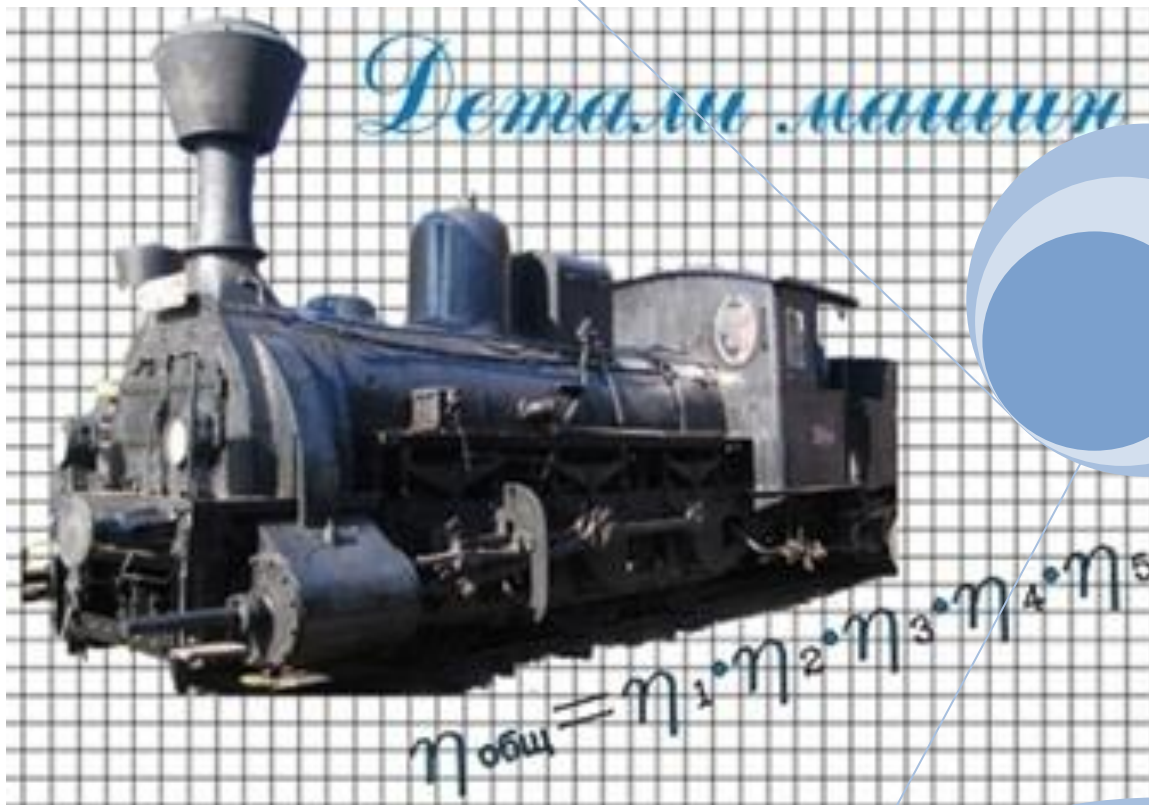
9. Какие два внутренних силовых фактора возникают в прямом поперечном изгибе? _____

10. Чему равен изгибающий момент? Чему равна поперечная сила? _____

					ПЗ 09. 08.02.10	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

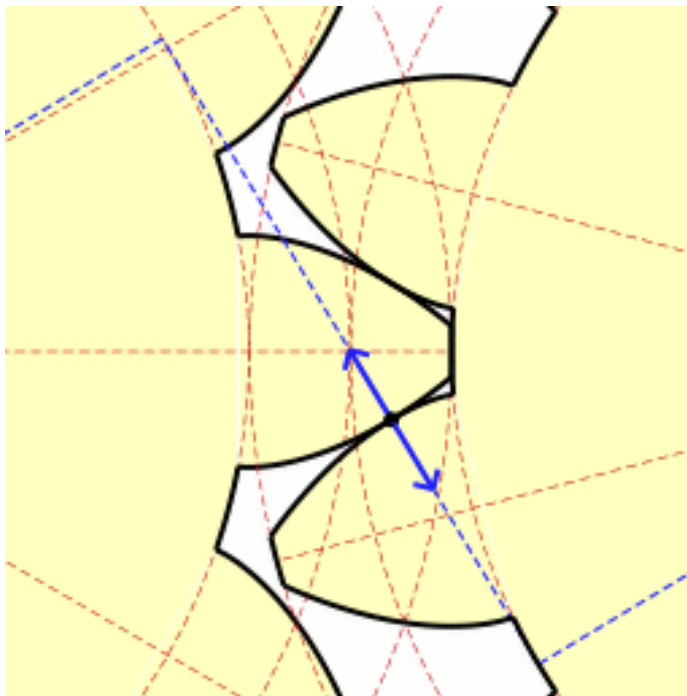
РАЗДЕЛ 5

Детали машин



Практическое занятие 10

Выполнение расчёта прямозубых передач и определение параметров зубчатых колёс



Практическое занятие 10

Выполнение расчёта прямозубых передач и определение параметров зубчатых колёс

К выполнению задания необходимо приступить после изучения темы 3.2. Механические передачи. Детали и сборочные единицы передач.

Цель: ознакомление с конструкцией и назначением зубчатых передач;

- составление кинематической схемы зубчатой передачи;
- научиться выполнять расчет на контактную прочность и изгиб;
- определять основные геометрические параметры.

Краткое теоретическое обоснование

Механические передачи чаще всего передают вращательное движение, изменяют направление, частоту, плоскость вращения, вращающий момент. Частота вращения измеряется в об/мин (n) и в радианах/с (ω). Во втором случае её ещё часто называют угловой скоростью. Между ними существует следующая зависимость:

$$\omega = 2 \pi n / 60 = \pi n / 30 \text{ рад/с или (1/сек.)}$$

Имеется ввиду, что в одном обороте $2 \pi = 6,26$ радиан, а в одной минуте 60 секунд.

Изменение частоты вращения выражают через передаточное отношение u_{12}

$$u_{12} = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2, \text{ где } \omega_1 - \text{угловая скорость ведущего вала,}$$

n_1 - частота вращения ведущего вала
 ω_2 - угловая скорость ведомого вала,
 n_2 - частота вращения ведомого вала.

Положительное значение принимается, если направление вращения валов меняется. Передаточное отношение зависит от размеров деталей передач (зубчатых колёс, шкивов и др.): большую частоту имеет меньшая деталь, меньшую частоту – большая, поэтому передаточное отношение через размеры выглядит так:

$$u_{12} = z_2 / z_1 = D_2 / D_1, \text{ где } Z - \text{число зубьев зубчатого колеса, звёздочки,}$$

D – диаметр шкива, зубчатого колеса, звёздочки.

Для многоступенчатой передачи передаточное отношение определяется перемножением передаточных чисел ступеней. Мы знаем, что мощность P – параметр, полученный как произведение параметра действия на параметр быстроты движения, а параметр действия при вращении – вращающий момент M и параметр быстроты вращения – угловая скорость ω , то получим:

$$P = M \cdot \omega \text{ Нм} \cdot 1/\text{с} = \text{Нм} / \text{с} = \text{Вт}$$

Коэффициент полезного действия η передачи показывает отношение мощности P_2 ведомого вала к мощности P_1 ведущего вала:

$$\eta = P_2 / P_1$$

Потери мощности $P_2 - P_1$ необходимы для преодоления сопротивления в зацеплении, подшипниках, смазке, перемещений продуктов износа, смазки.

Рекомендуется при определении полезной мощности принимать следующие значения КПД, обусловленные степенью точности и чистоты обработки выпускаемых деталей:

Пары подшипников -	$\eta_0 = 0,99$	зубчатой -	$\eta_0 = 0,98$
Цепной передачи -	$\eta_0 = 0,97$	червячной-	$\eta_0 = 0,8$
Ременной -	$\eta_0 = 0,96$		

Учитывая, что $P_1 = M_1 \cdot \omega_1$; $P_2 = M_2 \cdot \omega_2$; получим:

$$\eta = P_2 / P_1 = M_1 \cdot \omega_1 / M_2 \cdot \omega_2; \text{ и } M_2 = M_1 \cdot u_{12} \cdot \eta .$$

$u_{12} = (M_2 / M_1) \cdot \eta$ Это означает, что изменение вращательного момента измеряется также передаточным отношением. Коэффициент полезного действия привода, состоящего из нескольких передач (ступеней), определяют произведением КПД всех передач - $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$, где 1,2,...,n – номера передач.
 $n - 1, 2, \dots, i$ - количество пар подшипников в приводе.

Алгоритм выполнения

1. Определить угловую скорость тихоходного или быстроходного вала в зависимости от известной угловой скорости и заданного передаточного числа. Во избежание получения больших габаритов передачи не следует применять $i > 6$ для механических передач и $i > 10-12$ для ручных. При необходимости создания передачи с большим значением i следует применять двух – или трёхступенчатые передачи.

$$\omega_2 = \omega_1 / i, \text{ или } \omega_1 = \omega_2 \cdot i; \text{ или } n_2 = n_1 / i; \text{ или } n_1 = n_2 \cdot i;$$

2. Выбрать материал шестерни и колеса по таблице 1 и 2

Определить $\sigma_b, \sigma_t, \sigma_{-1}$ и твёрдость **НВ** - приложение 2 таблица 3

Рекомендуемые сочетания марок стали шестерни и колеса при твёрдости НВ 350

Рекомендуемые сочетания марок стали шестерни и колеса при твёрдости <НВ 350

Таблица 1.

шестерня	колесо	шестерня	колесо	шестерня	колесо	шестерня	колесо
45	35	50	Ст5	55	Ст6	50 Г	Ст6
	35 Л		35		45		45
			45 Л		55Л		55Л
40Х	50	30ХГС	35 Х	40 ХН	35Х	-	-
	55		40Х		40Х		
	40ГЛ		40ГЛ		40ГЛ		

Рекомендуемые сочетания марок стали шестерни и колеса при твёрдости >HB 350

Таблица 2

шестерня	колесо	шестерня	колесо
45; 50	35; 40	40 ХН	35Х; 40Х
55; 50Г	40; 45; 50	15Х; 20Х	15Х; 20Х
35Х; 40Х	50; 55	12ХНЗА	12ХНЗА

3. Определить допускаемые контактные напряжения для колеса (материал колеса менее прочен, чем материал шестерни) $[\sigma]_к = 2,75HB$

4. Выбрать коэффициент ширины венца колеса таблица 3 $\psi_a = b / a_w$

Значения коэффициента ширины венца зубчатого колеса ψ_a

Таблица 3

колёса	ψ_a
Прямозубые	0,12 – 0,4
Косозубые	0,2 – 0,6
шевронные	0,4 – 1,2

Примечание: Большие значения для более точных и жёстких передач

5. Выбрать (предварительно) коэффициент нагрузки K (в начале расчёта можно принимать $K \approx 1,3$ при симметричном расположении зубчатых колёс и $K \approx 1.5$ при несимметричном или консольном расположении колёс относительно опор). $K = K_{дин} K_{киц}$.

После определения размеров зубчатых колёс следует уточнить коэффициент нагрузки. При этом:

а).- коэффициент динамичности определяется в зависимости от степени точности зацепления, твёрдости поверхности зубьев колеса и окружной скорости.

б).- коэффициент концентрации нагрузки определяется в зависимости от степени точности зацепления, расположения зубчатых колёс относительно опор, относительной ширины зубчатых колёс, характера нагрузки и твёрдости поверхности зубьев. (таблицы 4 и 5)

Значение коэффициента $K_{дин}$ для расчёта прямозубых цилиндрических колёс

Таблица 4.

Степень точности зацепления	Твёрдость поверхности зубьев большого колеса, HBmin	Наибольшая допускаемая окружная скорость, м/с	$K_{дин}$ при окружной скорости, м/с		
			до 3	3-8	8-12
7	До 200	12	1,5	1,5	1,6
	200-300		1,2	1,4	1,5
	Более 350		1,2	1,3	1,4
8	До 200	8	1,4	1,6	-
	200-300		1,3	1,5	
	Более 350		1,3	1,4	
9	До 200	3	1,5	-	-
	200-300		1,4	-	-

Примечание: Для конических прямозубых колёс следует принимать значения $K_{дин}$ на 7 –10% выше указанных в таблице

Значение коэффициента концентрации нагрузки $K_{кнц}$

Таблица 5

Твёрдость поверхности зубьев	Степень точности	$K_{кнц}$
> HB350 обоих зубчатых колёс пары	6	Θ
	7	1,1 Θ
	8	1,2 Θ
	9	1,3 Θ
< HB350 хотя бы одного из колёс пары		$\Theta (1 - \varphi) + \varphi$

Примечание: Значение вспомогательного коэффициента Θ берётся из таблицы 6;

φ – вспомогательный коэффициент, зависящий от характера изменения нагрузки: при постоянной нагрузке он равен 1,0; при незначительных колебаниях нагрузки – 0,6; при значительных колебаниях – (0,25 – 0,3)

Значение вспомогательного коэффициента Θ

Таблица 6

Расположение зубчатых колёс	Форма зубьев	Отношение b/d_1 (для конических колёс по среднему диаметру)			
		$\leq 1,1$	1 - 1,6	1,6 – 1,8	1,8
Симметричное	Любая	1,1	1,2	1,3	1,4
	Косые $\beta < 20^\circ$	1,4	1,4	1,5	1,5
	Шевронные $\beta > 20^\circ$	1,3	1,4	1,4	1,5
	Прямые	1,3	1,3	1,4	1,5

Примечание: d_1 – диаметр шестерни

6. Определить расчётный момент на валу шестерни в зависимости от передаваемой мощности и угловой скорости: $M_{бр} = M_B \cdot K$, где M_B – номинальный момент на валу шестерни $M_B = N_B / \omega_1$, где M_B – Нм; N_B – Вт, ω_1 – рад/с .

7. Определить межосевое расстояние a_w :

$$a_w = 48,7 (u + 1) \sqrt[3]{M_{бр} / ([\sigma]_к^2 \psi_a u)}, \text{ где}$$

$$u = z_2 / z_1; M_B - \text{Нмм}; [\sigma]_к - \text{Н/мм}^2; a_w - \text{мм.}$$

8. Определить ширину венцов зубчатых колёс: $b = \psi_a \cdot a_w$

9. Задаться модулем зубьев. По ГОСТ 9563- 60 принять стандартное значение модуля. (таблица 10).

$$m = (0,01 \div 0,02) a_w$$

Модуль зубьев m по ГОСТ 9563 – 60 (извлечение)

Таблица 10.

ряды	Модули, мм														
	1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20
2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14	18	22	28

Примечание: При назначении величин модулей первый ряд следует предпочитать второму.

10. Определить

а) – суммарное число зубьев передачи: $z_c = 2 a_w / m$

б) – число зубьев шестерни: $z_{ш} = z_1 = z_c / (u + 1)$

в) – число зубьев колеса: $z_k = z_2 = u z_1$

Число зубьев шестерни в некоррегированной передаче должно быть не менее : $z_{min} \geq 17$

Большие числа зубьев обеспечивают более плавную работу передачи.

11. Уточнить межосевое расстояние: $a_w = m (z_1 + z_2) / 2$

12. Сравнить прочность на изгиб зубьев шестерни и колеса.

При нереверсивной работе передачи берут допускаемые напряжения $[\sigma_0]_и$, а при реверсивной $[\sigma_{-1}]_и$, которые в 1,4 раза меньше $[\sigma_0]_и$. Если зубья шестерни окажутся прочнее зубьев колеса, дальнейший расчёт ведётся для зубьев колеса (или наоборот).

Для шестерни: $y_1[\sigma_0]_и = y_1 \cdot 1,4 (\sigma_{-1} / [n]k_\sigma)$;

Для колеса: $y_2[\sigma_0]_и = y_2 \cdot 1,4 (\sigma_{-1} / [n]k_\sigma)$; где

y_1, y_2 – принимают по таблице 7; $[n]$ – требуемый коэффициент запаса прочности принимается $\approx 1,5 - 2$ (большее значение для более прочной стали); k_σ – действительный (эффективный) коэффициент концентрации напряжений у корня зуба; $k_\sigma = 1,6 - 1,8$ (для стальных зубчатых колёс). Уточнённые значения k_σ и $[n]$ в таблицах 8, 9.

Значения коэффициента y для эвольвентного наружного зацепления при $\alpha = 20^\circ$

Значения эффективного коэффициента Y для эвольвентного наружного зацепления при $\alpha = 20^\circ$

Таблица 7

Число зубьев	y	Число зубьев	y	Число зубьев	y
12	0,304	24	0,395	50	0,457
14	0,324	28	0,411	65	0,472
16	0,339	30	0,416	100	0,481
18	0,354	35	0,431	300	0,496
20	0,372	40	0,442	рейка	0,523

Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений k_σ у корня зуба

Таблица 8

Материал и термообработка	k_σ
Стальные зубчатые колёса, подвергнутые нормализации или улучшению	1,4 – 1,6
Стальные зубчатые колёса, зубья, подвергнутые объёмной закалке	1,8
Стальные зубчатые колёса, зубья, подвергнутые цементации, азотированию или цианированию	1,2
Чугунные зубчатые колёса	1,2

Рекомендуемые значения коэффициента запаса прочности $[n]$ для расчёта зубчатых колёс на изгиб зубьев цилиндрических и конических зубчатых колёс

Таблица 9

Материал и термообработка	[n]
Отливки стальные или чугунные, термически не обработанные	1,9
Отливки стальные или чугунные, подвергнутые отжигу нормализации или улучшению	1,7
Поковки стальные, подвергнутые нормализации или улучшению	1,5
Поковки стальные, подвергнутые объёмной закалке	1,8

13. Произвести проверочный расчёт зубчатой передачи:

а) на контактную прочность: $\sigma_k = 340 / a_w \times \sqrt{(M_{Бр}(u + 1)^3) / b u} \leq [\sigma]_k$

$$[\sigma]_и = M_{Бр} u / (y_2 \cdot z_2 b m^2) \leq [\sigma]_и$$

14. Определить основные размеры шестерни и колеса:

$$d_1 = m z_1; \quad d_2 = m z_2;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = m (z_1 + 2); \quad d_{a2} = d_2 + 2m = m (z_2 + 2);$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = m (z_1 - 2,5); \quad d_{f2} = d_2 - 2,5m = m (z_2 - 2,5);$$

Пример 1. Рассчитать цилиндрическую прямозубую передачу, если заданы передаваемая мощность

$N = 8$ кВт, угловая скорость ведущего вала $\omega_1 = 80$ рад/с, передаточное число $i = 2$.
Колёса стальные, передача закрытая неререверсивная.

$$\begin{aligned} \text{Дано: } N &= 8 \text{ кВт,} \\ \omega_1 &= 80 \text{ рад/с} \\ i &= 2. \end{aligned}$$

Шестерня – сталь СТ.50 (индекс 1)

Колесо – сталь Ст.5(индекс 2)

Рассчитать цилиндрическую прямозубую передачу
Построить зубчатое зацепление (эвольвенту)

Решение:1. Угловая скорость тихоходного вала при $i = u = z_2 / z_1 = 2$

$$\omega_2 = \omega_1 / i = 80/2 = 40 \text{ рад/с}$$

2. Выберем материал шестерни и колеса (таблица 1,3 и приложение 2)

Материал шестерни - сталь 50 ($\sigma_b = 600$ Н/мм², $\sigma_T = 340$ Н/мм², $\sigma_{-1} = 260$ Н/мм²);

Материал колеса – сталь Ст5 ($\sigma_b = 500$ Н/мм², $\sigma_T = 280$ Н/мм², $\sigma_{-1} = 240$ Н/мм²);

Выбранные материалы имеют указанные механические характеристики в нормализованном состоянии при твёрдости < НВ350 (примерно НВ180 – НВ210 для шестерни и НВ160 – НВ185 для колеса). При улучшении или закалке механические характеристики будут выше.

Улучшенная сталь имеет твёрдость (в зависимости от марки) НВ250 – НВ300 и поддаётся обработке резанием. При закалке зубчатых колёс до твёрдости > НВ350

они обычно настолько деформируются, что для получения необходимой точности профили зубьев приходится шлифовать. Таким образом, там, где отсутствует возможность шлифования зубьев, следует ограничиваться материалами с твердостью < HB300 – HB320

Для выбранных материалов твердость < HB350, примерно HB180 – HB210 для шестерни и HB160 – HB185 для колеса (приложение 2 таблица 2, 3).

3. Допускаемые контактные напряжения для колеса:

$$[\sigma]_k = 2,75 \text{ HB} = 2,75 \cdot 160 = 440 \text{ Н/мм}^2;$$

4. Коэффициент ширины венца ψ_a – принимаем равным 0,2 (таблица 3)

5. Предварительно задаёмся коэффициентом нагрузки $K = 1,3$

6. Вычисляем расчётную нагрузку на валу шестерни в зависимости от передаваемой мощности и угловой скорости

$$M_{Бр} = M_B K = (N_B / \omega_1) \cdot K = (8 \cdot 10^3) / 80 \cdot 1,3 = 130 \text{ Нм}$$

$$M_B - \text{минимальный момент на валу шестерни} \quad M_B = N_B / \omega_1$$

7. Требуемое межосевое расстояние:

$$a_w = 48,7 (u + 1) \sqrt[3]{M_{Бр} / ([\sigma]_k^2 \psi_a u)} =$$

$$= 48,7 (2 + 1) \sqrt[3]{(130 \cdot 10^3) / 440^2 \cdot 0,2 \cdot 2} = 175 \text{ мм.}$$

8. Ширина венцов колёс: $b = \psi_a \cdot a_w = 0,2 \cdot 175 = 35 \text{ мм.}$

9. Модулем зацепления задаёмся по соотношению:

$$m = (0,01 \div 0,02) \cdot a_w = (0,01 \div 0,02) \cdot 175 = (1,75 \div 3,50) \text{ мм,}$$

Принимаем стандартное значение модуля (по ГОСТ 9563 -60) в полученных пределах $m = 3,0 \text{ мм.}$

10. Определяем суммарное число зубьев передачи и число зубьев колёс:

а) - суммарное число зубьев передачи: $z_c = 2 a_w / m = 2 \cdot 175 / 3,0 = 117$

б) – число зубьев шестерни: $z_{ш} = z_1 = z_c / (u + 1) = 117 / (2 + 1) = 39$

в) – число зубьев колеса: $z_k = z_2 = u z_1 = 2 \cdot 39 = 78$

11. Уточняем межосевое расстояние:

$$a_w = m z_c / 2 = (z_1 + z_2) / 2 = 3(39 + 78) / 2 = 175,5 \text{ мм}$$

Так как желательно, чтобы a_w выражалось целым числом, то увеличим z_1 до 40, тогда $Z_2 = 2 \cdot 40 = 80$ и $a_w = 3,0 (40 + 80)/2 = 180$ мм.

12. Сравним прочность на изгиб зубьев:

$[\sigma_0]_{и}$ - допускаемое напряжение при отнулевом «пульсирующем» цикле изменения напряжений.

σ_{-1} - предел выносливости при напряжениях, переменных по времени и изменяющихся по симметричному циклу.

$[n]$ – коэффициент запаса прочности при точных методах расчёта находится в пределах 1,1 - 1,5; при менее точных 2,0-3,0.

Для шестерни:

$y_1[\sigma_0]_{и} = y_1 \cdot 1,4 (\sigma_{-1} / [n]k_{\sigma}) = 0,442 \cdot 1,4 \cdot (260 / (1,7 \cdot 1,6)) = 59,5$ Н/мм²,
значение $y_1 = 0,442$ при $z_1 = 40$ принимаем по таблице 7.

Для колеса: $y_2[\sigma_0]_{и} = y_2 \cdot 1,4 (\sigma_{-1} / [n]k_{\sigma}) = 0,476 \cdot 1,4 \cdot (240 / (1,7 \cdot 1,6)) = 58,8$ Н/мм²,
значение $y_2 = 0,442$ при $z_1 = 40$ принимаем по таблице 7 методом интерполяции

В обоих случаях принято $[n] = 1,7$; $k_{\sigma} = 1,6$. Таким образом зубья шестерни оказались прочнее зубьев колеса. **Поэтому дальнейший расчёт ведём для зубьев колеса.**

13. Производим проверочный расчёт зубчатой передачи.

Окружная скорость

$$v = (d_1 / 2) \cdot \omega_1 = (m z_1 / 2) \cdot \omega_1 = ((3,0 \cdot 40) / 2) \cdot 80 = 4,8 \cdot 10^3 \text{ мм/с} = 4,8 \text{ м/с}$$

Уточняем по таблице 4 коэффициент $K_{дин}$, приняв для окружной скорости $v = 4,8$ м/с 8-ю степень точности зацепления: $K_{дин} = 1,5$. Коэффициент $K_{киц}$ (табл. 5 и 6) для постоянной по величине нагрузки при симметричном расположении колёс относительно опор и отношении $b/d_1 = b / (m z_1) = 35 / (3,0 \cdot 40) = 0,292$

составит $K_{киц} = \Theta (1 - \varphi) + \varphi = 1,2(1 - 1) + 1 = 1$ и, таким образом, коэффициент нагрузки $K = K_{дин} K_{киц}$.

$$K = 1,5 \cdot 1 = 1,5, \text{ что превышает ранее принятое значение } 1,3.$$

Выбор степени точности передачи зависит от назначения и условий работы: 6-я степень соответствует высокоточным скоростным передачам.

7-я – точным передачам

8- передачам средней точности

9-я – тихоходным передачам пониженной точности (обычно открытые передачи)

13.1. Проверка на контактную прочность: $\sigma_k = 340 / a_w \cdot \sqrt{(M_{Бр}(u + 1)^3) / b u} \leq [\sigma]_k$

$$M_{Бр} = M_B K = (N_B / \omega_1) \cdot K = (8 \cdot 10^3) / 80 \cdot 1,5 = 150 \text{ Нм}$$

$$\sigma_k = 340 / 180 \sqrt{[150 \cdot 10^3 \cdot 1,5 (2+1)^3] / 35 \cdot 2} = 446 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma]_k = 440 \text{ Н/мм}^2$$

так как σ_k превышает $[\sigma]_k$ примерно на 1,5%, то контактную прочность можно считать достаточной. $(446 - 440 / 440) \cdot 100\%$.

13.2. Проверка зубьев колеса на изгиб:

$$[\sigma]_{и} = 2 M_{Бр} u / (y_2 \cdot z_2 b m^2) \leq [\sigma_0]_{и} = 1,4 \cdot (\sigma_{-1} / [n]k_{\sigma})$$

$$[\sigma]_{н} = (2 \cdot 1,5 \cdot 10^3 \cdot 2) / (0,476 \cdot 80 \cdot 35 \cdot 3^2) = 50 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_0]_{н} = 1,4 \cdot (240 / (1,7 \cdot 1,6)) = 124 \text{ Н/мм}^2$$

$$[\sigma]_{н} = 50 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_0]_{н} = 124 \text{ Н/мм}^2$$

Полученный результат подтверждает, что в зубьях колёс из стали с твёрдостью < HB350, рассчитанных на контактную прочность, напряжения изгиба значительно ниже допускаемых.

14. Основные размеры шестерни и колеса:

$$d_1 = mz_1 = 3,0 \cdot 40 = 120 \text{ мм}$$

$$d_2 = mz_2 = 3,0 \cdot 80 = 240 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2m = m(z_1 + 2) = 120 + 2 \cdot 3,0 = 126 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = m(z_2 + 2) = 240 + 2 \cdot 3,0 = 246 \text{ мм}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = m(z_1 - 2,5) = 120 - 2,5 \cdot 3,0 = 112,5 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = m(z_2 - 2,5) = 240 - 2,5 \cdot 3,0 = 232,5 \text{ мм}$$

Задание: Рассчитать цилиндрическую прямозубую передачу.

Колёса стальные, передача закрытая, неререверсивная. Данные принять из таблицы 9
таблица 9

Исходные данные	Номера задач									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Передаваемая мощность, P, кВт	8,4	7,0	5,2	7,6	5,6	5,0	3,0	4,0	5,4	4,6
Угловая скорость ведущего вала, ω_1 , рад/с	64	48	52	32	28	112	68	72	124	96
Передаточное число, i	2	2	2	2	2	2	2	2	2	2
Материал шестерни, сталь	45	50	45	50	40X	55	40X	55	55	45
Материал колеса, сталь	35	5	35Л	35	50	45	55	6	55Л	35

Цель: _____

Оборудование (приборы, материалы, дидактическое обеспечение) _____

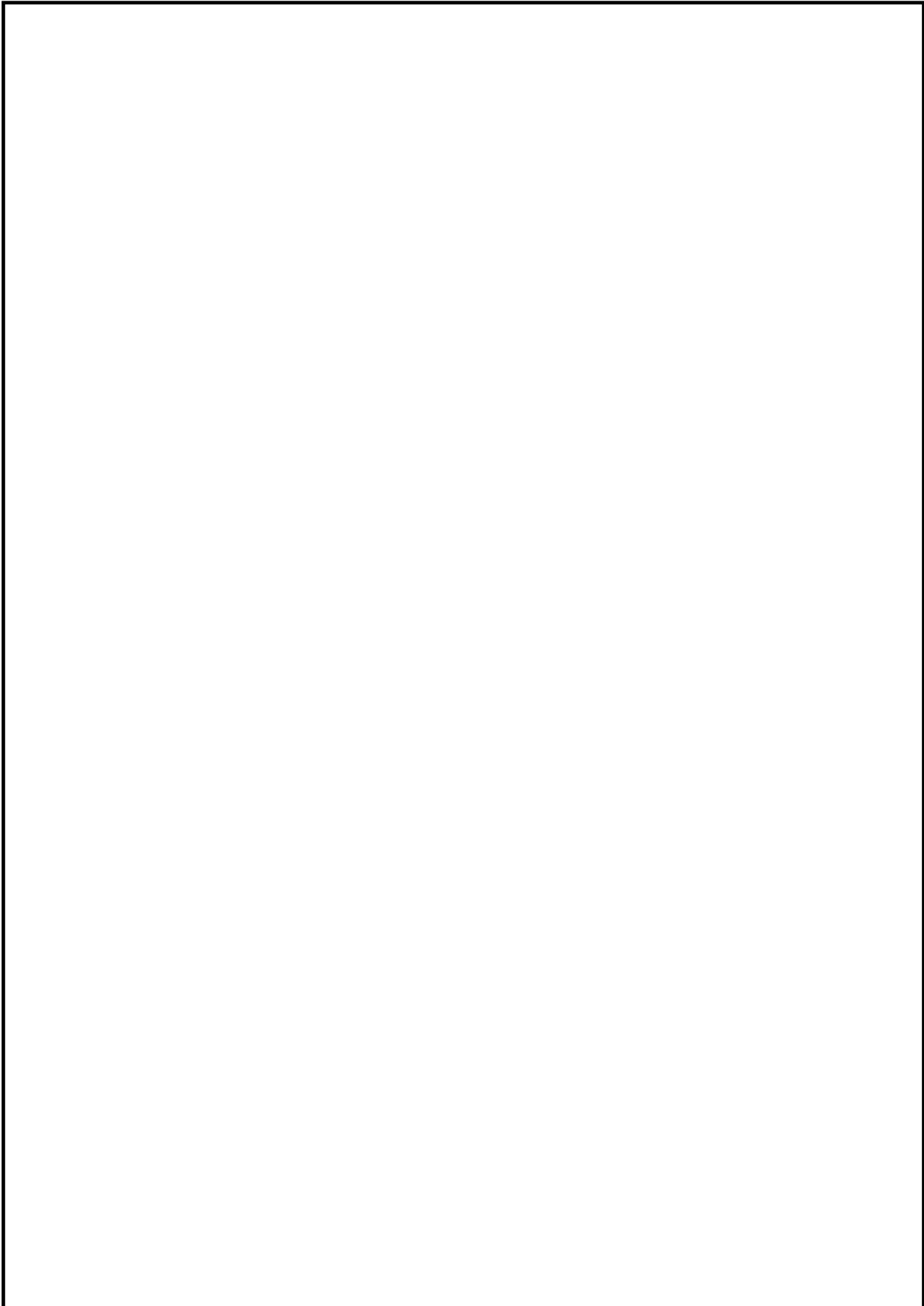
Компьютерная программа (если используется): Наименование программы _____

Дано: _____

Определить: _____

Решение

					ПЗ 10. 08.02.10.			
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>				
<i>Разраб.</i>					<i>Выполнение расчёта прямозубых передач и определение параметров зубчатых колёс</i>	<i>Лит.</i>	<i>Лист</i>	<i>Листов</i>
<i>Провер.</i>	<i>Яковиева Г.Б.</i>							
						<i>группа</i> 100		



					ПЗ 10. 08.02.10.	10
<i>Изм.</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подпись</i>	<i>Дата</i>		

Контрольные вопросы:

1. По каким признакам классифицируются зубчатые передачи? Дайте сравнительную оценку каждому типу передач. _____

2. Перечислите и дайте определение основных параметров зубчатой пары колёс _____

3. Какие существуют методы получения зубьев и в чём их отличие? _____

4. По каким критериям работоспособности ведётся расчёт зубчатых передач? _____

5. В каком месте зуба цилиндрической передачи наибольшие контактные напряжения? _____

6. В чём состоит условие равнопрочности зубьев шестерни и колеса, как оно обеспечивается при проектировании передач? _____

7. Как влияет на работу зубчатой передачи и её габариты изменение угла β наклона зубьев? _____

8. В чём разница расчёта открытых и закрытых зубчатых передач? _____

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

Сталь горячекатаная ШВЕЛЛЕРЫ (ГОСТ 8240-89)

Обозначения:

h — высота швеллера; b — ширина швеллера; d — толщина стенки; δ — средняя толщина полки; A — площадь швеллера; J — момент инерции; W — момент сопротивления; i — радиус инерции; S — статический момент полусечения; Z_0 — расстояние от оси y до наружной грани стенки

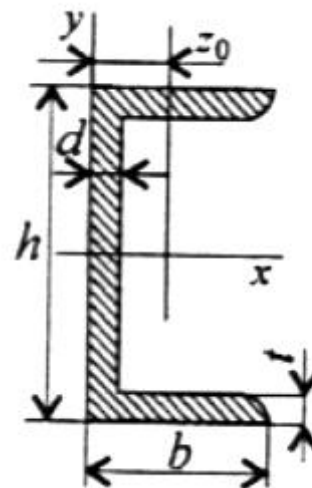


Таблица 1

N профиля	Размеры, мм				A см ²	J _x см ⁴	W _x см ³	i _x см	S _x см ³	J _y см ⁴	W _y см ³	i _y см	Z ₀ см
	h	b	d	t									
5	50	32	4.4	7,0	6,16	22,8	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,954	1,16
6,5	65	36	4.4	7,2	7,51	48,6	15,0	2,54	9,00	8,70	3,68	1,08	1,24
8	80	40	4.5	7,4	8,98	89,4	22,4	3,16	13,3	12,8	4,75	1,19	1,31
10	100	46	4.5	7,6	10,9	174	34,8	3,99	20,4	20,4	6,46	1,37	1,44
12	120	52	1.5	7,8	13,3	304	50,6	4,78	29,6	31,2	8,52	1,53	1,54
14	140	58	4.9	8,1	15,6	491	70,2	5,60	40,8	45,4	11,0	1,70	1,68
16	160	64	5	8,4	18,1	747	93,4	6,42	54,1	63,6	13,8	1,87	1,80
18	180	70	6.1	8,7	20,7	1090	121	7,24	69,8	86	17	2,04	1,94
20	200	80	5.2	9,0	23,4	1520	152	8,07	87,8	113	20,5	2,20	2,07
22	220	82	5.4	9,5	26,7	2110	192	8,89	110	151	25,1	2,37	2,21
24	240	90	5.6	10,0	30,6	2900	242	9,73	139	208	31,6	2,60	2,42
27	270	95	6.0	10,5	35,2	4160	308	10,9	178	262	37,3	2,73	2,47
30	300	100	5.5	11,0	40,5	5810	387	12,0	224	327	43,6	2,84	2,52
33	330	105	7.0	11,7	46,5	7980	484	13,1	281	410	51,8	2,97	2,59
36	360	110	7.5	12,6	53,4	10820	601	14,2	350	513	61,7	3,10	2,68
40	400	115	8.0	13,5	61,5	15220	761	15,7	444	642	73,4	3,23	2,75

Сталь горячекатаная. БАЛКИ ДВУТАВРОВЫЕ (ГОСТ 8239-89)

Обозначения:

h — высота балки; B — ширина балки; d — толщина стенки; t — средняя толщина полки; L — площадь сечения; J — момент инерции; W — момент сопротивления; i — радиус инерции; S — статический момент полусечения

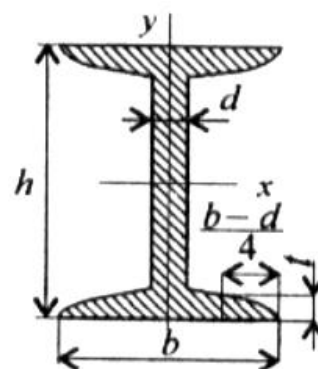


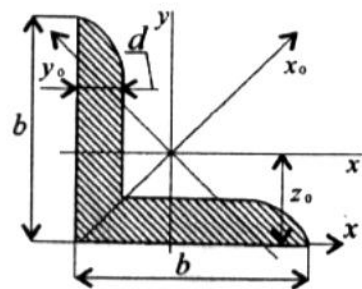
Таблица 2

№ профиля	Размеры, мм				A см ²	J_x см ⁴	W_x см ³	i_x см	S_x см ³	J_y см ⁴	W_y см ³	i_y см
	h	b	d	t								
10	100	55	4,5	7,2	12,0	198	$\frac{3}{9,7}$	1,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	14,7	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	17,4	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
16	160	81	5,0	7,8	20,2	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,70
18	180	90	5,1	8,1	23,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,85
20	200	100	5,2	8,4	26,8	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
22	220	110	5,4	8,7	30,6	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27
24	240	115	5,6	9,5	34,8	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
27	270	125	6,0	9,8	40,2	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
30	300	135	6,5	10,2	46,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
33	330	140	7,0	11,2	53,8	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
36	360	145	7,5	12,3	61,9	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
40	400	155	8,3	13,0	72,0	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03
45	450	160	9,0	14,2	84,7	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09
50	500	170	10	15,2	100	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
55	550	180	11	16,5	118	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
60	600	190	12	17,8	138	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54

Сталь прокатная угловая равнополочная (ГОСТ 8509-86)

Обозначения:

B — ширина полки; d — толщина полки; J — момент инерции; i — радиус инерции; W — момент сопротивления; Z_0 — расстояние от центра тяжести до наружной грани полки; A — площадь уголка
таблица 3



Справочные величины для осей

№ уголка а	Размеры, мм		А см ²	x—x			x ₀ —x ₀		y ₀ —y ₀			Z ₀ см ²		
	b	d		J _x см ⁴	W _x см ⁴	i _x см	J _{x,0max} см ⁴	i _{x, max} см	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	2,80	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
4,5	45	5	3,79	5,53	1,95	1,21	8,75	1,52	2,30	1,39	0,78	1,17		
		3	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
5,0	50	5	4,29	8,03	2,51	1,37	12,74	1,72	3,33	1,81	0,88	1,30		
		3	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
5,6	56	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		
		4	56	4	4,38	13,10	3,21	1,73	20,79	2,18	5,41	2,52	1,11	1,52
				5	5,41	15,97	3,96	1,72	25,36	2,16	6,59	2,97	1,10	1,57
6,0	60	4	4,72	16,21	3,70	1,85	25,69	2,33	6,72	2,93	1,19	1,62		
		5	5,83	19,79	4,56	1,84	31,40	2,32	8,18	3,49	1,18	1,66		
		6	6,92	23,21	5,40	1,83	36,81	2,31	9,60	3,99	1,18	1,70		
		8	9,40	29,55	7,00	1,81	46,77	2,27	12,34	4,90	1,17	1,78		
		10	11,08	35,32	8,52	1,79	55,64	2,24	15,00	5,70	1,16	1,85		
6,3	63	4	4,69	18,86	4,09	1,95	29,00	2,45	7,81	3,26	1,25	1,69		
		5	6,13	23,10	5,05	1,94	36,80	2,44	9,52	3,87	1,25	1,74		
		6	7,28	27,06	5,98	1,93	42,91	2,43	11,18	4,44	1,24	1,78		
7,0	70	4,5	6,20	29,04	5,67	2,16	46,03	2,72	12,04	4,53	1,39	1,88		
		5	6,86	31,94	6,27	2,16	50,67	2,72	13,22	4,92	1,39	1,90		
		6	8,15	37,58	7,43	2,15	59,64	2,71	15,52	5,66	1,38	1,94		
		7	9,42	42,98	8,57	2,14	68,19	2,69	17,77	6,31	1,37	1,99		
		8	10,67	48,16	9,68	2,12	76,35	2,68	19,97	6,99	1,37	2,02		

Характеристики некоторых материалов

Марка	Материал	σ_b	σ_T	σ_{-1}	Ориентировочное применение
		Н / мм ²			
Ст3	Сталь углеродистая обыкновенного качества (ГОСТ 380—71)	380—470	240	180	Заклепки, болты, Гайки. Валы, оси, зубчатые колеса Шпонки, валы, зубчатые колеса
Ст5		500—620	280	240	
Ст6		600—720	310	280	
Сталь 15	Сталь углеродистая качественная конструкционная (ГОСТ 1050—74)	350	210	160	Для цементуемых деталей Болты, гайки, оси, валы Зубчатые колеса, муфты, валы Фрикционные диски Детали, подвергающиеся истиранию
35		520	300	230	
45 и 50		600	340	260	
Сталь 50Г		650	370	290	
Сталь 20Х	Сталь легированная конструкционная (ГОСТ 4543—71)	800	600	350	Для цементуемых деталей: зубчатых колес, кулачковых муфт
Сталь 40Х		1000	800	420	
СЧ 12—28	Отливки из серого чугуна (ГОСТ 1412—70)	120		280	Кожухи, корпуса Станины, тихоходные зубчатые колеса Зубчатые колеса, рычаги, маховики
СЧ 16—32		150		320	
СЧ 21-40		210		400	
БрОЦС-5-5-5	Бронзы оловянные литейные (ГОСТ 613—65)	180—220	80—100		Вкладыши подшипников

ПРИЛОЖЕНИЕ 2

ГОСТ 6636-69

Стандартный ряд диаметров

10, 10,5, 11, 11,5, 12, 13, 14, 15, 16 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 33, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, далее через 10 мм.

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ЖЕЛЕЗНОДОРОЖНОГО ТРАНСПОРТА

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ
ИМПЕРАТОРА АЛЕКСАНДРА I»
(ФГБОУ ВО ПГУПС)
ПЕТРОЗАВОДСКИЙ ФИЛИАЛ**

**ОТЧЕТЫ
по практическим занятиям**

по дисциплине **ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА**

специальности: **08.02.10. Строительство железных дорог,
путь и путевое хозяйство**

Выполнил (а) _____

Группа: _____

Проверила преподаватель: Яковцева Г.Б.

г. Петрозаводск
2018г.

Основная учебная литература:

1. Лукьянов А. М. Техническая механика: Учебник [Электронный ресурс] / А. М. Лукьянов, М. А. Лукьянов. - Москва: ФГБОУ УМЦ, 2014. - URL: 711 с.
http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1_id=55406
2. Молотников В. Я. Техническая механика [Электронный ресурс] - СПб.: Лань, 2017. - 476 с. - URL: <http://e.lanbook.com/book/91295>

Дополнительная учебная литература:

1. Атапин В. Г. Сопротивление материалов: Учебник и практикум [Электронный ресурс] / В. Г. Атапин. - М.: Издательство Юрайт, 2017. - 342 с. - URL: <https://biblio-online.ru/book/019A4ACF-D287-49AC-BA93-1FBA6835864D>
2. Атапин В. Г. Сопротивление материалов. Сборник заданий с примерами их решений: Учебное пособие [Электронный ресурс] / В. Г. Атапин - М.: Издательство Юрайт, 2017. - 151 с. - URL: <https://biblio-online.ru/book/C852D205-F469-43E8-B634-6E54852EC810>
3. Асадулина, Е. Ю. Сопротивление материалов. Конспект лекций: Учебное пособие [Электронный ресурс] / Е. Ю. Асадулина - М.: Издательство Юрайт, 2017. - 254 с. - URL: <https://biblio-online.ru/book/F687E936-6F86-479A-90B4-CF54A6C34FFA>

СОДЕРЖАНИЕ

	лист
Предисловие	2
Перечень практических занятий	2
Общие и профессиональными компетенции	3
Правила выполнения практических работ	4
Раздел 1 Статика	5
Практическая 1. Определение реакций связей аналитическим, графическим и графоаналитическим способами	6-13
Практическая 2. Определение реакций в опорах балочных систем	14-24
Практическая 3. Определение координат центра тяжести сечений состоящих из прокатных профилей.	25-31
Раздел 2 Сопротивление материалов	32
Практическая 4. Расчет на прочность при растяжении и сжатии	33-43
Практическая 5. Расчет на прочность при срезе и смятии	44-52
Практическая 6. Расчет на прочность при кручении.	53-61
Практическая 7. Расчет на жёсткость при кручении.	62-69
Практическая 8. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов	70-76
Практическая 9. Подбор поперечного сечения балки	80-88
Раздел 3 Детали машин	89
Практическая 10 Выполнение расчета прямозубых передач и определение параметров зубчатых колес	90-102
Приложение 1	103-106
Приложение 2	106
Образец титульного листа	107
Литература	108