


**ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ШАДОВА»**

Утверждаю
Заместитель директора по УР
ГБПОУ «ЧГТК им. М.И. Шадова»
 Шаманова Н.А.
« 16 » 06 2021 г.

Комплект контрольно-оценочных средств

по учебной дисциплине

ОП 04 ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

программы подготовки специалистов среднего звена

по специальности СПО

13.02.11 Техническая эксплуатация и обслуживание электрического и
электромеханического оборудования (по отраслям)

Черемхово, 2021

Комплект контрольно-оценочных средств разработан на основе Федерального государственного образовательного стандарта среднего профессионального образования по специальности *13.02.11 Техническая эксплуатация и обслуживание электрического и электромеханического оборудования (по отраслям)* программы учебной дисциплины «*Техническая механика*»

Разработчик:

ГБПОУ «ЧГТК им. <u>М.И. Щадова</u> (место работы)	преподаватель <u>специальных дисциплин</u> (занимаемая должность)	<u>Н.А. Комарова</u> (инициалы, фамилия)
---	---	---

Одобрено на заседании цикловой комиссии

транспортных дисциплин

Протокол № 9 от «15» 05 2021 г.

Председатель ЦК *Кузьмина* / А.К. Кузьмина /

Одобрено Методическим советом колледжа

Протокол № 5 от «16» 06 2021 г.

Председатель МС *Власова* / Т.В. Власова /

СОДЕРЖАНИЕ

I	Паспорт комплекта контрольно-оценочных средств	4
II	Результаты освоения учебной дисциплины, подлежащие проверке	5
III	Формы и методы оценивания	5
IV	Контрольно-оценочные средства для текущего контроля	6
V	Контрольно-оценочные средства для промежуточной аттестации	22
	Приложение 1. Ключи к контрольно-оценочным средствам для текущего контроля	35
	Приложение 2. Ключи к контрольно-оценочным средствам для промежуточной аттестации	36
	Лист изменений и дополнений к комплекту контрольно-оценочных средств	79

I Паспорт комплекта контрольно-оценочных средств

В результате освоения учебной дисциплины «Инженерная графика» обучающийся должен обладать предусмотренными ФГОС по специальности 13.02.11 Техническая эксплуатация и обслуживание электрического и электромеханического оборудования (по отраслям) общими и профессиональными компетенциями:

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

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

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

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

ОК 07. Содействовать сохранению окружающей среды, ресурсосбережению, эффективно действовать в чрезвычайных ситуациях.

ОК 09. Использовать информационные технологии в профессиональной деятельности

ПК 1.1. Выполнять наладку, регулировку и проверку электрического и электромеханического оборудования;

ПК 1.2. Организовывать и выполнять техническое обслуживание и ремонт электрического и электромеханического оборудования;

ПК 1.3 Осуществлять диагностику и технический контроль при эксплуатации электрического и электромеханического оборудования;

ПК 2.1. Организовывать и выполнять работы по эксплуатации, обслуживанию и ремонту бытовой техники;

ПК 4.1. Осуществлять наладку, регулировку и проверку сложного электрического и электромеханического оборудования с электронным управлением;

ПК 4.2. Организовывать и выполнять техническое обслуживание сложного электрического и электромеханического оборудования с электронным управлением.

Учебным планом колледжа предусмотрена промежуточная аттестация по учебной дисциплине Техническая механика в форме экзамена.

II Результаты освоения учебной дисциплины

В результате аттестации осуществляется комплексная проверка следующих умений и знаний, которые формируют общие и профессиональные компетенции:

БАЗОВАЯ ЧАСТЬ

знания:

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

умения:

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

ВАРИАТИВНАЯ ЧАСТЬ НЕ ПРЕДУСМОТРЕНА

III Формы и методы оценивания

Контроль и оценка знаний, умений, а также сформированность общих и профессиональных компетенций осуществляются с использованием следующих форм и методов:

Таблица 1.1

Результаты обучения: умения, знания и общие компетенции	Показатели оценки результата	Форма контроля и оценивания
Уметь У1- производить расчеты механических передач и простейших сборочных единиц; З1- основы технической механики; З4- основы расчетов механических передач и простейших сборочных единиц общего назначения.	Выполнение расчетов механических передач и простейших сборочных единиц;	Оценка результатов выполнения практических работ. Оценка результатов выполнения самостоятельных работ.
У2- читать кинематические схемы; З1- основы технической механики; З2- виды механизмов, их кинематические и динамические характеристики;	Определение видов механизмов, их кинематические и динамические характеристики;	Оценка результатов выполнения практических работ. Оценка результатов выполнения самостоятельных работ.
У3- определять механические напряжения в элементах конструкции. З1- основы технической механики; З3- методику расчета элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость при различных видах деформации;	Выполнение расчетов элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость при различных видах деформации;	Оценка результатов выполнения практических работ. Оценка результатов выполнения самостоятельных работ.

IV Контрольно-оценочные средства для текущего контроля

Предметом оценки служат умения и знания, предусмотренные ФГОС по дисциплине «Инженерная графика », направленные на формирование общих и профессиональных компетенций.

Раздел 1. Теоретическая механика. Статика.

Тест «Статика»

1. Что такое материальная точка?

а-тело, размерами которого в данной задаче можно пренебречь +

б-тело, состояние которого учитывается в данной задаче

в-физическое тело, движущееся равномерно и прямолинейно

г-тело, равновесие которого рассматривается в данной задаче
д-тело, на которое действуют внешние силы

2. Под равновесием понимают

а-состояние абсолютного покоя или состояние равномерного прямолинейного движения +

б-состояние абсолютного покоя

в-состояние равномерного прямолинейного движения

г-состояние покоя

д-состояние равномерного движения тела

3. Что изучает теоретическая механика

а-основные законы механического движения физических тел +

б-законы равновесия физических тел

в-законы движения тел

г-любые движения тел

д-движения тел под действием приложенных сил

4. Что изучает статика

а-условия равновесия физических тел под действием приложенных сил +

б-состояние равновесия тел

в-состояние покоя тел

г-законы равновесия физических тел

д-состояние равномерного прямолинейного движения

5. Что изучает кинематика

а-геометрическую форму механического движения без учета причин, вызывающих эти движения +

б-различные виды движения тел

в-движения физических тел под действием приложенных сил

г-геометрическую форму движения физических тел

д-все виды движения физических тел

6. Что изучает динамика

а-основные законы механического движения физических тел +

б-движения материальной точки

в-движения абсолютно твердого тела

г-состояние равновесия тела

д-различные виды механического движения

7. Что такое абсолютно твердое тело

а-физическое тело, в котором расстояние между двумя его любыми точками всегда остается неизменным +

б-тело, размерами которого в данной задаче можно пренебречь

в-физическое тело, равновесие которого рассматривается в задаче

г-тело, находящееся в равновесии под действием приложенных сил

д-тело, движение которого рассматривается в задаче

8. Что называется силой

а-мера механического взаимодействия физических тел +

б-характер взаимодействия тел

в-характеристика воздействия одного тела на другое тело

г-мера взаимодействия тел

д-мера взаимодействия различных тел

9. Перечислите факторы, характеризующие действие силы на тело

а-точка приложения, величина и направление силы +

б-модуль и направление силы

в-точка приложения и величины силы

г-величина и направление силы

д-точка приложения и модуль силы

10. Что называется системой сил

а-совокупность нескольких сил, приложенных к одному телу +

б-сумма сил, действующих на тело

в-несколько сил, приложенных к разным телам

г-силы, расположенные в одной плоскости

д-силы, расположенные и действующие в разных плоскостях

11. Какие системы называются эквивалентными

а-системы, оказывающие одинаковое механическое воздействие на одно и то же тело +

б-силы, приложенные к одному телу

в-силы, действующие на разные тела

г-силы, расположенные в одной плоскости и приложенные к одному телу

д-силы, способные заменять действия других сил

12. Что такое связь

а-тело, препятствующее или ограничивающее движение другого тела +

б-тело, размерами которого можно пренебречь в данной задаче

в-тело, равновесие которого рассматривается в задаче

г-тело, состояние которого не учитывается в данной задаче

д-тело, находящееся в состоянии равновесия

13. Что называется реактивной силой

а-величина и направление силы, действующей со стороны связи на тело+

б-сила, действующая со стороны тела на связь

в-сила действия связи

г-сила, противодействующая внешним силам

д-сила, величина которой учитывается при решении задач

14. Что называется проекцией силы на ось

а-отрезок, заключенный между двумя перпендикулярами, проведенными от начала и конца вектора силы на данную ось +

б-отрезок силы на оси

в-прямая, показывающая начало и конец вектора силы

г-линия, полученная на оси при опускании прямой от начала и конца вектора силы

д-прямая, показывающая направление силы

15. В каком случае проекция силы на ось равна нулю

а-если направление силы перпендикулярно к оси +

б-если направление силы совпадает с направлением оси

в-если направление силы противоположно направлению оси

г-если направление силы находится под углом к оси

д-если сила расположена на оси

16. Проекция силы на ось считается положительной

а-если направление силы и оси совпадают +

б-если направление силы перпендикулярно к оси

в-если направление силы и оси противоположны

г-если сила расположена на оси

д-если сила расположена над осью

17. В каком случае проекция силы на ось равна модулю силы

а-если сила параллельна оси +

б-если сила перпендикулярна к оси

в-если сила расположена под углом к оси

г-если сила направлена в противоположную сторону оси

д-если сила совпадает по направлению с осью

18. Что такое пара сил

- а-совокупность двух равных сил, не расположенных на одной прямой и направленных в противоположные стороны +
- б-две равные силы, расположенные на одной прямой
- в-две неравные силы, направленные в противоположные стороны
- г-две силы, равные по величине и направленные в противоположные стороны
- д-две силы, приложенные к одному телу

19.Что такое момент пары сил

- а-величина, взятая со знаком плюс или минус и равная произведению модуля одной из сил пары на плечо +
- б-произведение силы на плечо
- в-произведение модуля силы на плечо
- г-произведение одной из сил пары на плечо
- д-произведение силы на расстояние до данной точки

20.Какие пары называются эквивалентными

- а-если моменты пар равны по величине и направлению +
- б-если моменты пар равны только по величине
- в-если направления моментов пар совпадают
- г-если момент одной пары равен моменту другой пары
- д-если пары приложены к одному телу

21.Как формулируется условие равновесия системы пар сил

- а-алгебраическая сумма моментов составляющих пар равна нулю +
- б-алгебраическая сумма моментов сил равна нулю
- в-алгебраическая сумма моментов пар равна нулю
- г-алгебраическая сумма моментов всех сил равна нулю
- д-момент результирующей силы равен нулю

22.Что называется моментом силы относительно точки

- а-величина, взятая со знаком плюс или минус и равная произведению модуля силы на плечо +
- б-величина, равная произведению силы на плечо
- в-произведение силы на плечо
- г-произведение силы на кратчайшее расстояние от линии действия силы до центра моментов
- д-величина, равная произведению силы на расстояние до любой точки

23.Момент силы относительно точки считается положительным

а-если под действием силы тело поворачивается относительно центра моментов против часовой стрелки +

б-если под действием силы тело поворачивается по часовой стрелке

в-если тело стремится повернуться против часовой стрелки

г-если тело перемещается относительно точки по часовой стрелке

д-если тело перемещается относительно точки против часовой стрелки

24. Что называется плечом момента силы

а-кратчайшее расстояние от центра момента до линии действия силы +

б-расстояние от силы до точки

в-расстояние от точки приложения силы до центра момента

г-наименьшее расстояние от линии действия силы до любой точки

д-наибольшее расстояние от силы до центра момента

25. Что такое главный вектор плоской системы сил

а-равнодействующая плоской системы сходящихся сил, приложенных в центре приведения +

б-равнодействующая плоской системы пар сил

в-резльтирующая сила, заменяющая действие всех сил системы

г-равнодействующая сила плоской системы параллельных сил

д-сила, заменяющая действие целой системы сил

Раздел 2. Сопротивление материалов.

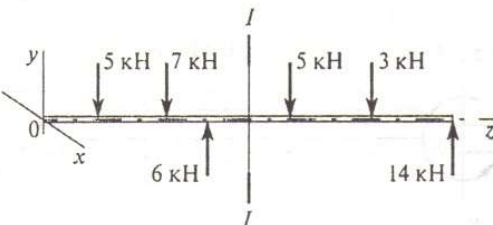
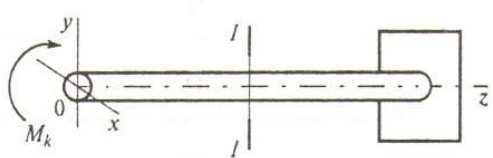
Тестовое задание

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА. СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Основные положения, метод сечений, напряжения

Тема 2.1

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1. Прямой брус нагружается внешней силой F . После снятия нагрузки его форма и размеры полностью восстанавливаются. Какие деформации имели место в данном случае?	Незначительные	1
	Пластические	2
	Упругие	3
	Остаточные	4
2. Как называют способность конструкции сопротивляться упругим деформациям?	Прочность	1
	Жесткость	2
	Устойчивость	3
	Выносливость	4
3. По какому из уравнений, пользуясь методом сечений, можно определить продольную силу в сечении?	$Q_x = \sum F_{kx}$	1
	$Q_y = \sum F_{ky}$	2
	$N = \sum F_{kz}$	3
	$M_k = \sum M_z(F_k)$	4
4. Пользуясь методом сечений, определить величину поперечной силы в сечении I-I. 	2 кН	1
	4 кН	2
	6 кН	3
	7 кН	4
5. Какие напряжения возникают в поперечном сечении I-I бруса под действием крутящего момента M_k ? σ — нормальное напряжение. τ — касательные напряжения. 	τ	1
	σ	2
	τ, σ	3
	$\sqrt{\sigma^2 + \tau^2}$	4

Тестовое задание Растяжение и сжатие

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА. СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Растяжение и сжатие 1.

Основные механические характеристики

Тема 2.2

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1. Как называется и обозначается напряжение, при котором деформации растут при постоянной нагрузке?	Предел прочности, σ_B	1
	Предел текучести, σ_T	2
	Допускаемое напряжение, $[\sigma]$	3
	Предел пропорциональности, $\sigma_{пц}$	4
2. Определить допускаемое напряжение, если: $F_{пц} = 1,6$ кН; $F_T = 2$ кН; $F_{max} = 5,0$ кН. запас прочности $s = 2$ площадь поперечного сечения $A = 40$ мм ² .	25 МПа	1
	20 МПа	2
	50 МПа	3
	62,5 МПа	4
3. Определить максимальное удлинение в момент разрыва, если: начальная длина образца 200 мм, а длина в момент разрыва 240 мм.	20%	1
	17%	2
	0,25%	3
	12%	4
4. Выбрать основные характеристики прочности материала	σ_B, σ_T	1
	$\sigma_T, \sigma_{пц}$	2
	$\sigma_{пц}, \sigma_B$	3
	δ, ψ	4
5. Проверить прочность материала, если: максимальное напряжение в сечении $\sigma = 240$ МПа $\sigma_{пц} = 380$ МПа; $\sigma_T = 400$ МПа; $\sigma_B = 640$ МПа; запас прочности $s = 1,5$.	$\sigma < [\sigma]$	1
	$\sigma = [\sigma]$	2
	$\sigma > [\sigma]$	3
	Данных недостаточно	4

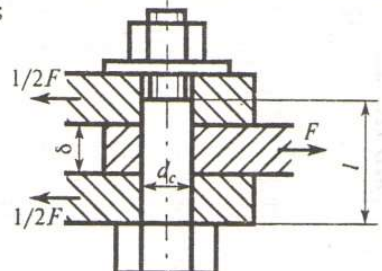
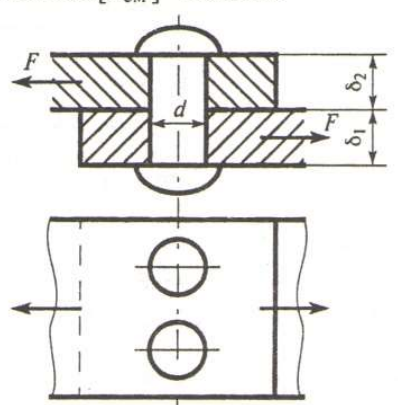
Тестовое задание « Практические расчеты на срез и смятие»

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА. СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Практические расчеты на срез и смятие

Тема 2.3

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Листы соединены болтом, поставленным без зазора. Соединение нагружено растягивающей силой $F = 50,4$ кН. Рассчитать величину площади среза болта, если $d_c = 21$ мм; $l = 45$ мм; $\delta = 20$ мм.</p> 	629 мм ²	1
	346 мм ²	2
	66 мм ²	3
	420 мм ²	4
<p>2. Выбрать формулу для расчета напряжения сдвига в поперечном сечении болта (рисунок к вопросу 1).</p>	$\sigma = \frac{N}{A}$	1
	$\tau = \frac{Q}{A}$	2
	$\tau = \frac{M_z}{W_p}$	3
	$\sigma = \frac{Q}{A}$	4
<p>3. Рассчитать площадь смятия внутреннего листа соединения (рисунок к вопросу 1), нагруженного растягивающей силой.</p>	346 мм ²	1
	420 мм ²	2
	525 мм ²	3
	840 мм ²	4
<p>4. Проверить прочность на смятие внутреннего листа соединения (рисунок к вопросу 1), если допустимое напряжение смятия материала листа — 120 МПа. Остальные данные для расчета — в вопросе 1.</p>	$\sigma_{см} < [\sigma_{см}]$	1
	$\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$	2
	$\sigma_{см} = [\sigma_{см}]$	3
	Для ответа данных недостаточно	4
<p>5. Из расчета заклепок на срез определить допустимую нагрузку на соединение. $d = 16$ мм; $\delta_1 = 18$ мм; $\delta_2 = 20$ мм; $[\tau_{ср}] = 100$ МПа; $[\sigma_{см}] = 240$ МПа.</p> 	20,1 кН	1
	40,2 кН	2
	28,8 кН	3
	61,1 кН	4

Тестовое задание «Геометрические характеристики плоских сечений»

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА. СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Геометрические характеристики плоских сечений

Тема 2.4

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. В каком случае значение I_x минимально?</p>	A	1
	Б	2
	В	3
	Г	4
<p>2. Рассчитать момент инерции сечения относительно оси y.</p>	$428 \cdot 10^4 \text{ мм}^4$	1
	$572 \cdot 10^4 \text{ мм}^4$	2
	$214 \cdot 10^4 \text{ мм}^4$	3
	$286 \cdot 10^2 \text{ мм}^4$	4
<p>3. Определить полярный момент инерции кольца, если осевой момент инерции равен $I_x = 6 \text{ см}^4$.</p>	3 см^4	1
	6 см^4	2
	12 см^4	3
	18 см^4	4
<p>4. Определить координату x_c центра тяжести равнополочного уголка.</p>	260 мм	1
	198 мм	2
	158,2 мм	3
	210,2 мм	4
<p>5. Рассчитать осевой момент инерции двутавра относительно оси, проходящей через основание.</p>	350 см^4	1
	$879,2 \text{ см}^4$	2
	$438,2 \text{ см}^4$	3
	$1317,2 \text{ см}^4$	4

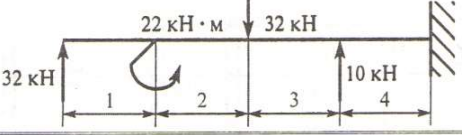
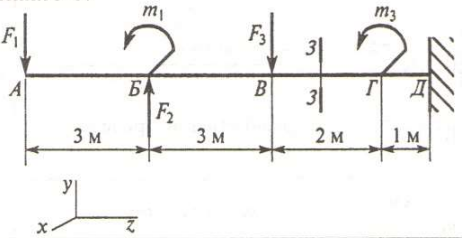
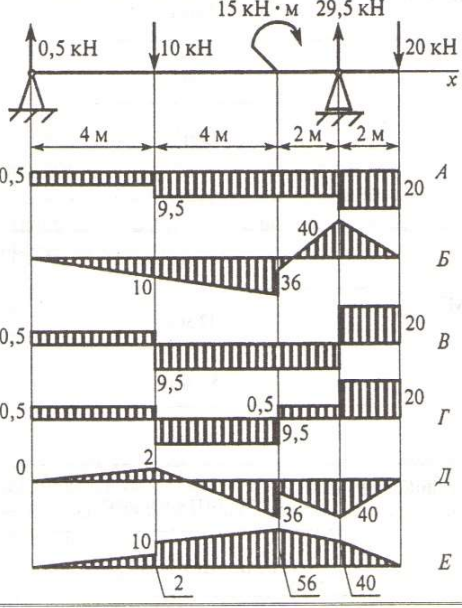
Тестовое задание «Изгиб»

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА. СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Изгиб 1. Определение внутренних силовых факторов (сосредоточенная нагрузка)

Тема 2.5

Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
1. Выбрать участок чистого изгиба.	1-й участок	1
	2-й участок	2
	3-й участок	3
	4-й участок	4
2. Выбрать формулу для расчета изгибающего момента в сечении 3-3.	$F_1 z_3 - m_1 + F_2 (z_3 - 3) - F_3$	1
	$-F_1 z_3 - m_1 - F_2 (z_3 - 3) - F_3 (z_3 - 6)$	2
	$F_1 z_3 + m_1 + F_2 (z_3 - 3) - F_3$	3
	$-F_1 z_3 - m_1 + F_2 (z_3 - 3) - F_3 (z_3 - 6)$	4
3. Определить величину изгибающего момента в точке Г слева (схема к вопросу 2), если $F_1 = 10$ кН; $F_2 = 20$ кН; $F_3 = 28$ кН; $m_1 = 18$ кН·м; $m_2 = 36$ кН·м; $m_3 = 5$ кН·м.	54 кН·м	1
	98 кН·м	2
	62 кН·м	3
	90 кН·м	4
4. Из представленных на схеме эпюр выбрать эпюру поперечной силы для изображенной балки.	A	1
	B	2
	B	3
	Г	4
5. Из представленных в вопросе 4 эпюр выбрать эпюру изгибающих моментов для балки.	B	1
	B	2
	Д	3
	E	4

Раздел 3. Элементы кинематики и движения

1. Какое изменение, происходящее с телами, можно считать механическим движением:

- а) движение лодки относительно берега +
- б) таяние льда
- в) кипение воды

2. Какое изменение, происходящее с телами, можно считать механическим движением:

- а) таяние льда
- б) волны, образующиеся на поверхности воды +
- в) кипение воды

3. Какое изменение, происходящее с телами, можно считать механическим движением:

- а) кипение воды
- б) таяние льда
- в) колебания поршня в двигателе внутреннего сгорания +

4. Какое изменение, происходящее с телами, можно считать механическим движением:

- а) колебания струны +
- б) таяние льда
- в) кипение воды

5. Скорость автомобиля увеличилась в 2 раза. При этом тормозной путь:

- а) не изменился
- б) увеличился в 2 раза
- в) увеличился в 4 раза +

6. Машина едет по прямой дороге равномерно. Можно ли рассматривать движение машины как процесс:

- а) можно, так как любое движение – уже процесс
- б) нельзя, так как при этом движении его характер не меняется +
- в) можно, так как положение машины изменяется со временем

7. Какие параметры тела сохраняются, когда мы его заменяем моделью, т. е. считаем материальной точкой:

- а) длина
- б) форма тела, если она сферическая
- в) масса +

8. Поезд отправляется. По платформе параллельно поезду равномерно движется носильщик с тележкой. Пассажир поезда забыл отдать книгу провожающему его человеку и выкидывает ему книгу из окна купе.

Относительно каких тел уравнения движения книги будут одинаковы:

- а) относительно носильщика, провожающего и перрона
- б) относительно перрона и провожающего +
- в) относительно пассажира и носильщика

9. При решении задач кинематики о движении тел мы фактически рассматривали эти тела как материальные точки (например, задачи о движении тела, брошенного под углом к горизонту). Мы пользовались упрощённой моделью достаточно сложного движения. Чем мы пренебрегали при решении задач этого типа:

- а) сопротивлением воздуха +
- б) массой тела
- в) формой и размерами тела +

10. Поезд отправляется. По платформе параллельно поезду равномерно движется носильщик с тележкой. Пассажир поезда забыл отдать книгу провожающему его человеку и выкидывает ему книгу из окна купе.

Относительно каких систем отсчёта характер движения книги будет одинаковым, то есть какие системы отсчёта будут инерциальными:

- а) относительно пассажира, провожающего, носильщика, перрона
- б) относительно перрона, носильщика, провожающего +
- в) относительно пассажира и провожающего

11. Скорость тела и радиус окружности, по которой оно движется, увеличились в два раза. Центростремительное ускорение:

- а) увеличилось в 2 раза +
- б) уменьшилось в 2 раза
- в) не изменилось

12. Могут ли скорости прохождения пути и перемещения быть равны:

- а) могут в случае прямолинейного движения
- б) могут в случае прямолинейного движения в одном направлении +
- в) могут в случае прямолинейного движения в разных направлениях

13. Какая из перечисленных величин – вектор:

- а) скорость +

- б) путь
- в) масса

14. Какая из перечисленных величин – вектор:

- а) путь
- б) сила тока
- в) перемещение +

15. Укажите правильное утверждение:

- а) от выбора системы отсчёта зависит решение задачи +
- б) тело отсчёта выбирается таким образом, чтобы движение выглядело наиболее просто
- в) в условии задачи указана система отсчёта

16. Укажите правильное утверждение:

- а) тело отсчёта выбирается таким образом, чтобы движение выглядело наиболее просто
- б) выбор системы отсчёта зависит от условий данной задачи +
- в) от выбора системы отсчёта зависит ответ задачи

17. Укажите правильное утверждение:

- а) тело отсчёта выбирается таким образом, чтобы движение выглядело наиболее просто
- б) от выбора системы отсчёта зависит ответ задачи
- в) тело отсчёта выбирается таким образом, чтобы движение выглядело бы наиболее просто, и в то же время мы могли бы ответить на вопрос задачи +

18. Теплоход движется вниз по течению реки с постоянной скоростью. По палубе прогуливается человек. Характер движения человека относительно теплохода и берега:

- а) одинаков, пока человек движется равномерно
- б) одинаков во всех случаях +
- в) разный, так как скорости человека относительно теплохода и берега различны

19. В каком случае Землю можно считать материальной точкой:

- а) при измерении магнитного поля Земли
- б) при исследовании ядра Земли
- в) при рассмотрении её движения вокруг Солнца +

20. В каком случае Землю можно считать материальной точкой:

- а) при попадании на неё метеорита

б) при расчёте траекторий спутников Земли +

в) при измерении магнитного поля Земли

21. Скорость тела, движущегося по окружности постоянного радиуса, увеличилась в два раза. Центробежное ускорение:

а) увеличилось в 4 раза +

б) увеличилось в 2 раза

в) не изменилось

22. Поезд отправляется. По платформе параллельно поезду равномерно движется носильщик с тележкой. Пассажир поезда забыл отдать книгу провожающему его человеку и выкидывает ему книгу из окна купе. Каким будет характер движения книги относительно инерциальных систем отсчёта, если пренебречь сопротивлением воздуха:

а) равноускоренным, с ускорением, равным сумме ускорения свободного падения и ускорения поезда

б) равноускоренным, с ускорением свободного падения +

в) сложный характер движения

23. Выберите неправильное утверждение:

а) выбор системы отсчёта зависит от условий данной задачи

б) при прямолинейном движении с постоянным ускорением скорость может увеличиваться, а может и уменьшаться

в) направление ускорения определяет направление движения +

24. Выберите неправильное утверждение:

а) выбор системы отсчёта зависит от условий данной задачи

б) движение с постоянным ускорением называется прямолинейным равноускоренным движением +

в) при прямолинейном движении с постоянным ускорением скорость может увеличиваться, а может и уменьшаться

25. Выберите неправильное утверждение:

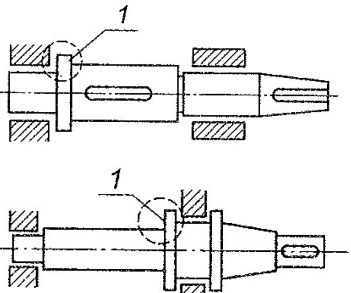
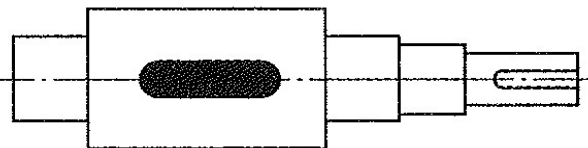
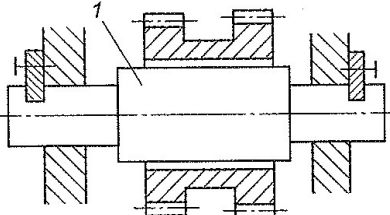
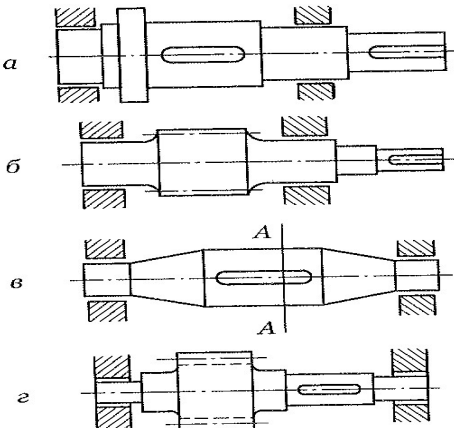
а) при прямолинейном движении с постоянным ускорением скорость может увеличиваться, а может и уменьшаться

б) выбор системы отсчёта зависит от условий данной задачи

в) направление ускорения определяет направление движения +

Раздел 4. Детали машин.

Тестовое задание «Валы и оси. Муфты»

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Как называется элемент деталей 1</p> 	<p>Буртик</p> <p>Шейка</p> <p>Шпоночный паз</p> <p>Галтель</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>2. Для чего используют выделенный цветом элемент конструкции вала?</p> 	<p>Для осевой фиксации колеса</p> <p>Для центрирования колеса на валу</p> <p>Для удобства сборки</p> <p>Для передачи вращающего момента от вала на колесо или наоборот</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>3. Выбрать формулу для расчета на прочность детали 1</p> 	$\tau = \frac{M_K}{W_P} \leq [\tau_K]$ $\tau = \frac{Q}{A} \leq [\tau]$ $\sigma = \frac{M_H}{W_H} \leq \sigma_H$ $\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma]$	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>4. Среди изображенных конструкций определите ось</p> 	<p>а</p> <p>б</p> <p>в</p> <p>г</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>5. Указать основной критерий работоспособности валов</p>	<p>Статическая прочность при изгибе</p> <p>Сопротивление усталости</p> <p>Статическая прочность при совместном действии M_H и M_K</p> <p>Устойчивость</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>

V Контрольно-оценочные средства для промежуточной аттестации

Предметом оценки являются умения и знания. Контроль и оценка осуществляются с использованием следующих форм и методов: практическое задание в виде задачи по дисциплине и устного ответа по теоретическим вопросам.

Количество вариантов задания для экзаменуемого-25 вариантов

Время на подготовку ответов по заданиям билета – 40 мин.

Время на ответ – 5 мин.

Время на дополнительные вопросы (не более двух) – 3 мин.

Оборудование:

Эталоны ответов

Экзаменационная ведомость .

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 1 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> <u>Группа ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	--	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

Часть 1.

1. Основные понятия и определения статики: Механическое движение. Равновесие.
2. Понятие о деформации и упругом теле.
3. Классификация машин. Кинематические пары и цепи .

Часть 2. Практическое задание

Задача. Быстроходный вал двухступенчатого зубчатого редуктора имеет частоту вращения n_1 . Определить угловую скорость ω_3 тихоходного вала, если известны числа зубьев колес редуктора.

Дано: $n_1 = 720 \text{ мин}^{-1}$, $Z_1 = 20$, $Z_2 = 60$, $Z_3 = 20$, $Z_4 = 80$ (принять $\pi / 30 \approx 0,1$).

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 2 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	--	---

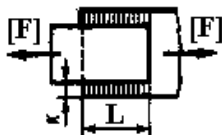
Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

Часть 1.

1. Основные понятия и определения статики: Материальная точка. Абсолютно твердые и деформируемые тела
2. Основные допущения и гипотезы (в сопромате)
3. Основные требования к машинам и деталям машин

Часть 2. Практическое задание

Задача



Из расчета фланговых швов длиной L на

срез определить допустимую нагрузку $[F]$ если известен катет шва k и допустимое напряжение $[\tau'_{ср}]$.

Дано: $[\tau'_{ср}] = 100$ МПа, $L = 50$ мм, $k = 7$ мм.

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 3 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	--	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

Часть 1.

1. Основные понятия и определения статики: Сила-вектор. Система сил. Эквивалентность сил.
2. Метод сечений. Виды деформаций
3. Краткие сведения о стандартизации и взаимозаменяемости деталей машин

Часть 2. Практическое задание

Задача. Определить модуль t и шаг p зацепления прямозубого цилиндрического колеса без смещения, если число зубьев его Z , а диаметр вершин зубьев d_a .

Дано: $Z = 48$, $d_a = 250$ мм.

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 4 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	<p align="right">УТВЕРЖДАЮ</p> Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	--	---

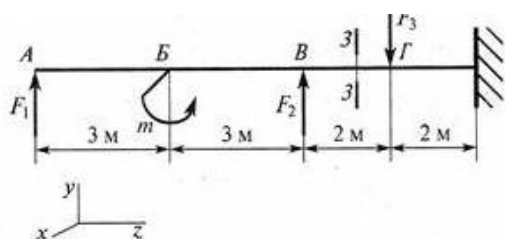
Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

Часть 1.

1. Аксиомы статики
2. Продольные силы при растяжении и сжатии. Построение эпюр продольных сил.
3. Виды соединений. Разъемные и неразъемные соединения

Часть 2. Практическое задание

Задача



Определить величину изгибающего момента в точке Γ (схема к вопросу 2), если $F_1 = 22$ кН; $F_2 = 18$ кН; $F_3 = 36$ кН; $m = 36$ кН·м

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 5 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	<p align="right">УТВЕРЖДАЮ</p> Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	--	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

Часть 1.

1. Связи и их реакции
2. Напряжения в поперечных сечениях растянутого(сжатого) стержня.
3. Виды передач в деталях машин и их назначение

Часть 2. Практическое задание

Задача

Определить вращающий момент T_2 на тихоходном валу редуктора, зная частоту его вращения n_2 , мощность на ведущем валу P_1 и общий КПД η редуктора.

Дано: $n_2 = 240$ мин⁻¹, $P_1 = 6$ кВт, $\eta = 0,94$ (принять $\pi / 30 \approx 0,1$).

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 6 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> Курс - <u>2</u> Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	---	--

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

Часть 1.

1. Геометрический метод сложения сил, приложенных в одной точке.
2. Расчеты на прочность при растяжении и сжатии.
3. Виды зубчатых передач. Передаточное отношение.

Часть 2. Практическое задание

Задача

Путем расчета стержня болта на растяжение определить диаметр метрической резьбы с крупным шагом затянутого болтового соединения, если известна осевая сила Q и допускаемое напряжение $[\sigma_P]$.

Дано: $Q = 32 \text{ кН}$, $[\sigma_P] = 100 \text{ МПа}$

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 7 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> Курс - <u>2</u> Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	---	--

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

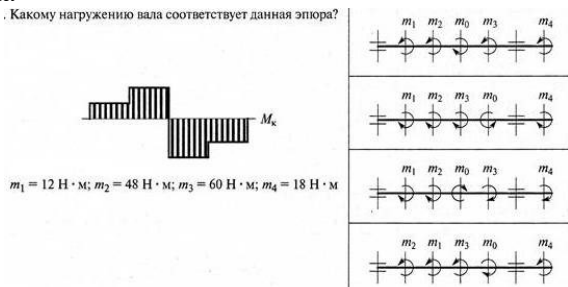
Часть 1.

1. Проекция силы на ось. Проекция векторной суммы на ось.
2. Деформация при упругом растяжении и сжатии.
3. Элементы теории зубчатого зацепления

Часть 2. Практическое задание

Задача

Какому нагружению вала соответствует данная эпюра?



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 8 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	<p align="right"><i>УТВЕРЖДАЮ</i></p> Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	--	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

Часть 1.

1. Аналитическое определение значения и направления равнодействующей плоской системы сходящихся сил (метод проекций).
2. Закон Гука.
3. Косозубые передачи. Достоинства и недостатки, область применения.

Часть 2. Практическое задание

Задача



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 9 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	<p align="right"><i>УТВЕРЖДАЮ</i></p> Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	--	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

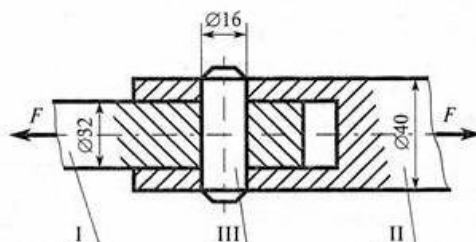
Часть 1.

1. Уравнения равновесия плоской системы сходящихся сил
2. Коэффициент Пуассона
3. Редукторы. Виды. Особенности расчётов. Достоинства и недостатки, область применения.

Часть 2. Практическое задание.

Задача

Стержни I и II соединены штифтом III и нагружены растягивающими силами. Рассчитать величину площади среза штифта



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

<p>Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина</p>	<p align="center">ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 10 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> <u>Группа ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u></p>	<p align="right"><i>УТВЕРЖДАЮ</i> Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.</p>
--	---	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

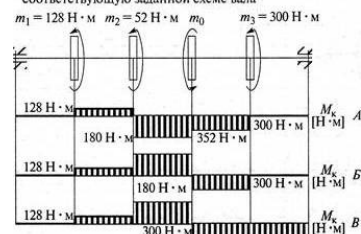
Часть 1.

1. Пара сил и ее действие на тело. Эквивалентность пар.
2. Механические испытания материалов.
3. Ременные передачи. Виды. Особенности расчётов, область применения.

Часть 2. Практическое задание.

Задача

1. Выбрать эпюру крутящих моментов, соответствующую заданной схеме вала



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

<p>Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина</p>	<p align="center">ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 11 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> <u>Группа ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u></p>	<p align="right"><i>УТВЕРЖДАЮ</i> Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.</p>
--	---	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

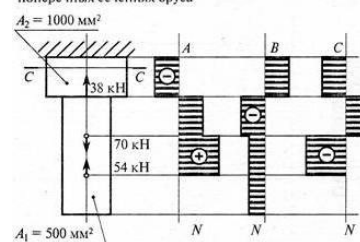
Часть 1.

1. Сложение и равновесие пар сил на плоскости.
2. Понятие о срезе и смятии. Условия прочности.
3. Клиноременные передачи. Виды. Особенности расчётов. Достоинства и недостатки, область применения.

Часть 2.

Задача.

Выбрать соответствующую эпюру продольных сил в поперечных сечениях бруса



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 12 по ОП-02 Техническая механика Группа ГЭМ-18 Курс -2 Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	--	--

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

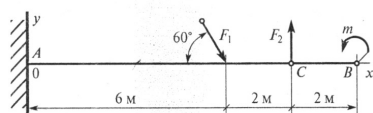
Часть 1.

1. Момент сил относительно точки и оси.
2. КРУЧЕНИЕ: Чистый сдвиг.
3. Цепные передачи. Виды. Особенности расчётов, достоинства и недостатки, область применения.

Часть 2.

Задача

Выбрать наиболее подходящую систему уравнений равновесия для определения реакций в опорах изображенной балки



$$\sum F_{kx} = 0; \sum F_{ky} = 0; \sum M_B = 0$$

$$\sum F_{kx} = 0; \sum F_{ky} = 0; \sum M_A = 0$$

$$\sum F_{kx} = 0; \sum M_A = 0; \sum M_B = 0$$

$$\sum M_A = 0; \sum F_{ky} = 0; \sum M_C = 0$$

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 13 по ОП-02 Техническая механика Группа ГЭМ-18 Курс -2 Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	--	--

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

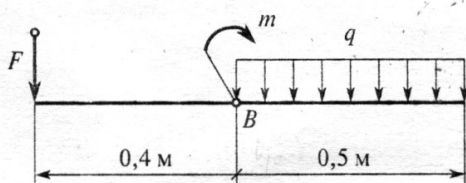
Часть 1.

1. СИСТЕМА ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ: Приведение силы к точке.
2. КРУЧЕНИЕ : Эпюры крутящих моментов.
3. Вариаторы. Виды. Особенности расчётов. Достоинства и недостатки, область применения.

Часть 2. Практическое задание

Задача

Определить алгебраическую сумму моментов относительно точки B
 $F = 10 \text{ Н}; m = 9 \text{ Н} \cdot \text{м}; q = 8 \text{ Н/м}$



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 14 по ОП-02 Техническая механика Группа ГЭМ-18 Курс -2 Семестр <u>четвертый</u>	<p align="right"><i>УТВЕРЖДАЮ</i></p> Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	--	---

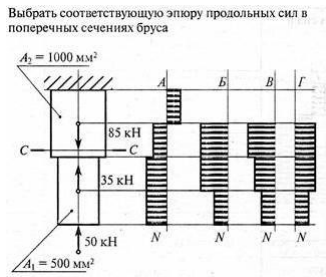
Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

Часть 1.

- 1.СИСТЕМА ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ: Приведение плоской системы сил к данной точке.
- 2.Напряжения и деформации при кручении вала
- 3.Валы и оси. Вращательное движение. Виды. Особенности расчётов. Достоинства и недостатки, область применения

Часть 2. Практическое задание

Задача



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 15 по ОП-02 Техническая механика Группа ГЭМ-18 Курс -2 Семестр <u>четвертый</u>	<p align="right"><i>УТВЕРЖДАЮ</i></p> Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	--	---

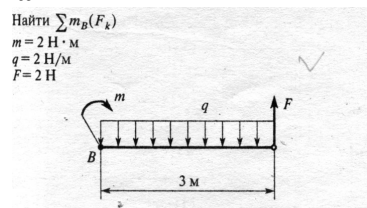
Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

Часть 1.

- 1.Теорема о моменте равнодействующей (теорема Вариньона)
- 2.Расчеты на прочность и жесткость при кручении
- 3.Шпоночные соединения. Подбор шпонок. Особенности расчётов, область применения.

Часть 2. Практическое задание

Задача



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 16 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	---	--

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

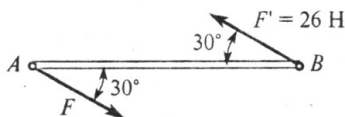
Часть 1.

1. Уравнения равновесия плоской системы сил.
2. ИЗГИБ: Прямой, косой, чистый изгиб
3. Передача винт-гайка. Общие сведения о винтовых механизмах. Силовые соотношения и КПД винтовой пары.

Часть 2. Практическое задание

Задача

Момент пары сил $M = 104 \text{ Н} \cdot \text{м}$.
Найти AB



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 17 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	---	--

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

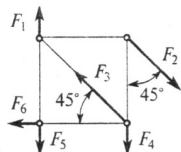
Часть 1.

1. Опорные устройства балочных систем.
2. Поперечные силы и изгибающие моменты в сечениях балок
3. Понятие о расчете передачи на износостойкость. Основные параметры и расчетные коэффициенты

Часть 2. Практическое задание

Задача

Какие силы из заданной системы образуют пары сил?
 $F_1 = F_4 = F_3$
 $F_2 = F_3 = F_6$



$(\vec{F}_1; \vec{F}_4)$ и $(\vec{F}_2; \vec{F}_3)$

$(\vec{F}_2; \vec{F}_3)$ и $(\vec{F}_4; \vec{F}_5)$

$(\vec{F}_4; \vec{F}_5)$ и $(\vec{F}_2; \vec{F}_5)$

$(\vec{F}_2; \vec{F}_5)$ и $(\vec{F}_2; \vec{F}_6)$

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 18 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	---	--

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

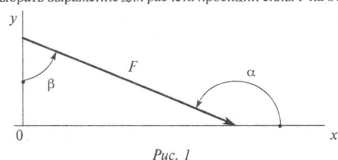
Часть 1.

1. Пространственная система сил. Шесть уравнений равновесия пространственной системы сил.
2. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов
3. Червячные передачи. Общие сведения о червячных передачах. Достоинства и недостатки, область применения. Материалы червяков и червячных колес. Геометрические соотношения и силы, действующие в зацеплении. КПД червячной передачи.

Часть 2. Практическое задание

Задача

Выбрать выражение для расчета проекции силы F на ось Oy



$F \cos \alpha$
$-F \cos \beta$
$F \sin \beta$
$-F \cos \alpha$

**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 19 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	---	--

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

Часть 1.

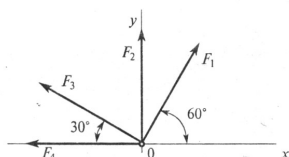
1. Центр тяжести. Центр тяжести сложных геометрических фигур
2. Нормальные напряжения при изгибе
3. Храповые механизмы.

Часть 2. Практическое задание

Задача

Рассчитать проекцию равнодействующей системы сходящихся сил на ось Ox

- $F_1 = 25$ кН
- $F_2 = 30$ кН
- $F_3 = 40$ кН
- $F_4 = 8$ кН



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 20 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	<p align="right"><i>УТВЕРЖДАЮ</i></p> Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	---	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

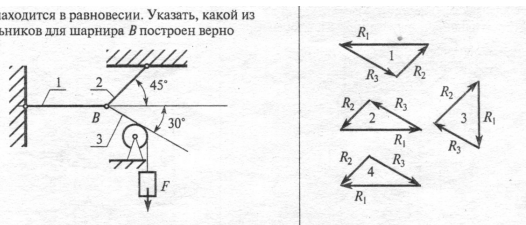
Часть 1.

1. Основные понятия кинематики. Уравнение движения точки.
2. Расчеты на прочность при изгибе
3. Подшипники качения, подшипники качения. Область применения, достоинства и недостатки. Выбор подшипников качения.

Часть 2. Практическое задание

Задача

Груз F находится в равновесии. Указать, какой из треугольников для шарнира B построен верно



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 21 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	<p align="right"><i>УТВЕРЖДАЮ</i></p> Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	---	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

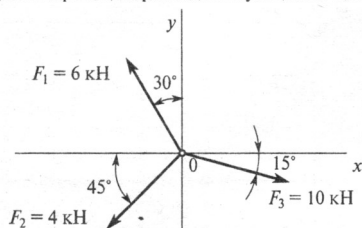
Часть 1.

1. Скорость точки. Ускорение точки
2. Понятие о линейных и угловых перемещениях при изгибе
3. Муфты. Виды муфт. Область применения.

Часть 2. Практическое задание

Задача

Определить проекцию равнодействующей на ось x



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 22 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> Курс <u>-2</u> Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	---	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

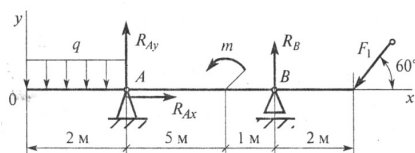
Часть 1.

1. Виды движения точки в зависимости от ускорения
2. Понятие о сложном деформируемом состоянии
3. Краткие сведения о методах изготовления зубчатых колес

Часть 2. Практическое задание

Задача

Определить вертикальную составляющую реакции в опоре A
 $F_1 = 10 \text{ кН}$
 $m = 8 \text{ кН} \cdot \text{м}$
 $q = 2 \text{ кН/м}$



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 23 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> Курс <u>-2</u> Семестр <u>четвертый</u>	УТВЕРЖДАЮ Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	---	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

Часть 1.

1. Аксиомы динамики
2. Понятие о теориях прочности
3. Виды разрушения зубьев зубчатых колес

Часть 2. Практическое задание

Задача



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 24 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	<i>УТВЕРЖДАЮ</i> Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	---	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

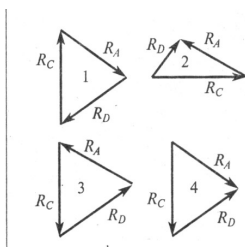
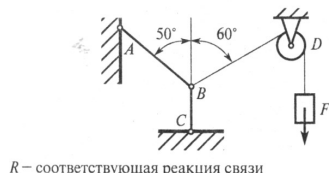
Часть 1.

1. Работа и мощность
2. Понятие о продольном изгибе
3. Кривошипно-шатунный механизм

Часть 2. Практическое задание

Задача

4. Груз F находится в равновесии. Указать, какой из треугольников сил для шарнира B построен верно



**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ПРОФЕССИОНАЛЬНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ИРКУТСКОЙ ОБЛАСТИ
«ЧЕРЕМХОВСКИЙ ГОРНОТЕХНИЧЕСКИЙ КОЛЛЕДЖ ИМ. М.И. ЩАДОВА»**

Рассмотрено на заседании цикловой комиссии Протокол № _____ «__» _____ 20__ г. Председатель _____ А.К. Кузьмина	ЭКЗАМЕНАЦИОННЫЙ БИЛЕТ № 25 по <u>ОП-02 Техническая механика</u> Группа <u>ГЭМ-18</u> <u>Курс -2</u> Семестр <u>четвертый</u>	<i>УТВЕРЖДАЮ</i> Зам. директора по учебной работе _____ Н.А. Шаманова «__» _____ 20__ г.
--	---	---

Вопросы и практические задания, вынесенные на экзамен:

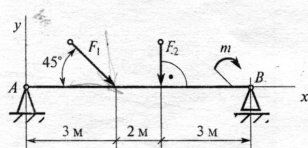
Часть 1.

1. Метод кинестатики для материальной точки
2. Расчеты на усталость, усталостное разрушение. Циклы напряжений. Кривая напряжений.
3. Кулачковые механизмы.

Часть 2. Практическое задание

Задача

Выбрать наиболее подходящую систему уравнений равновесия для определения реакций в опорах изображенной балки



$$\sum m_A = 0; \sum m_B = 0; \sum m_C = 0$$

$$\sum m_A = 0; \sum F_{kx} = 0; \sum F_{ky} = 0$$

$$\sum F_{kx} = 0; \sum m_A = 0; \sum m_B = 0$$

$$\sum F_{kx} = 0; \sum F_{ky} = 0; \sum m_B = 0$$

Приложение 1. Ключи к контрольно-оценочным средствам для текущего контроля

Раздел 1. Теоретическая механика. Статика.

Тест «Статика»

Все ответы с 1-25-а

Раздел 2. Сопротивление материалов.

1-3 2-2 3-3 4-3 5-1

Тестовое задание «Растяжение и сжатие»

1-2 2-1 3-1 4-1 5-1

Тестовое задание «Практические расчеты на срез и смятие»

1-1 2-2 3-2 4-3 5-2

Тестовое задание «Геометрические характеристики плоских сечений»

1-4 2-1 3-3 4-4 5-2

Тестовое задание «Изгиб»

1-2 2-2 3-2 4-1 5-4

Раздел 3. Элементы кинематики и движения

1-а 2-б 3-в 4-а 5-в 6-б 7-в 8-б 9-а,в 10-б 11-а 12-б 13-а

14-в 15-а 16-б 17-в 18-б 19-в 20-б 21-а 22-б 23-в

24-б 25-в

Раздел 4. Детали машин.

Тестовое задание «Валы и оси. Муфты»

1-1 2-4 3-3 4-3 5-2

Приложение 2. Ключи к контрольно-оценочным средствам для промежуточной аттестации

Билет 1	<p>1. Основные понятия и определения статики: Механическое движение. Равновесие. Под равновесием понимаем состояние покоя тела по отношению к другим материальным телам. Если движением тела, по отношению к которому изучается равновесие, можно пренебречь, то равновесие называют абсолютным, в противном случае — относительным. В статике будем рассматривать только абсолютное равновесие тел. Почти во всех инженерных расчетах можно пренебречь движением Земли и равновесие по отношению к Земле считать абсолютным.</p> <ul style="list-style-type: none">• МЕХАНИКА — наука о механическом движении и взаимодействии материальных тел.• Механическое движение — изменение с течением времени взаимного положения в пространстве материальных тел. <p>2. Понятие о деформации и упругом теле. Деформация («искажение») — изменение взаимного положения частиц тела, связанное с их <u>перемещением</u> друг относительно друга. Деформация представляет собой результат изменения межатомных расстояний и перегруппировки блоков атомов. Обычно деформация сопровождается изменением величин межатомных сил, мерой которого является упругое <u>механическое напряжение</u>. Деформации разделяют на обратимые (упругие) и необратимые (неупругие, пластические, ползучести). <u>Упругие деформации</u> исчезают после окончания действия приложенных сил, а необратимые — остаются. В основе упругих деформаций лежат обратимые смещения атомов тела от положения равновесия (другими словами, атомы не выходят за пределы межатомных связей); в основе необратимых — необратимые перемещения атомов на значительные расстояния от исходных положений равновесия (то есть выход за рамки межатомных связей, после снятия нагрузки переориентация в новое равновесное положение). Пластические деформации — обратимые деформации, вызванные изменением напряжений. Деформации <u>ползучести</u> — необратимые деформации, происходящие с течением времени.</p> <p>3. Классификация машин. Кинематические пары и цепи . Машина - механизм или система механизмов, предназначенные для облегчения физического и умственного труда человека. Другими словами машиной можно назвать устройство, выполняющее определенные действия для преобразования энергии, материалов или информации. В зависимости от функционального назначения машины делятся на классы: а) машины-двигатели - преобразуют энергию любого вида в механическую (электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания и др.); б) машины-генераторы - преобразуют механическую энергию в другой вид энергии (динамомашин, компрессоры и др.); в) технологические машины - предназначены для изменения размеров, формы, свойств или состояния предмета (металлообрабатывающие станки, машины пищевой и швейной промышленности и др.); г) подъемно-транспортные машины - служат для перемещения людей, грузов, изделий (эскалаторы, подъемные краны, транспортеры и др.); д) информационные машины - предназначены для преобразования информации (ЭВМ). Любой механизм можно рассматривать в виде совокупности неподвижного звена и подвижных звеньев. Подвижные звенья соединяются между собой или с неподвижным звеном таким образом, что всегда есть возможность движения одного звена относительно другого. Кинематической парой называется соединение двух звеньев, допускающее их относительное движение. Элементом кинематической пары является совокупность линий, поверхностей или отдельных точек звена, по которым происходит соприкосновение двух звеньев, образующих кинематическую пару. Кинематическая цепь — это система звеньев, которые связаны между собой кинематическими парами. К примеру, шатун с коленчатым валом образуют между собой одну кинематическую пару, поршень с шатуном образуют другую кинематическую пару, цилиндр и поршень образуют третью кинематическую пару. Совокупность всех этих кинематических пар и называется кинематической цепью. Кинематическая цепь является основой любого механизма. Но не любая кинематическая цепь является механизмом. Назначением механизма является осуществление заранее заданных</p>
---------	---

	<p>закономерных движений. Из этого можно сделать вывод, что кинематическая цепь будет механизмом только в том случае, когда звенья механизма осуществляют целесообразные движения для решения инженерных задач.</p> <p>Практическое задание Ответ: Передаточное число первой передачи $=60/20=3$ Обороты $=720/3=240$ об/мин. Передаточное число второй передачи $=80/20=4$. Обороты выходного вала редуктора $=240/4=60$ об/мин</p>
<p>Билет 2</p>	<p>1. Основные понятия и определения статики: Материальная точка. Абсолютно твердые и деформируемые тела</p> <p>Понятие <i>материальной точки</i>. Тело можно рассматривать как материальную точку, т. е. его можно представить геометрической точкой, в которой сосредоточена вся масса тела, в том случае, когда размеры тела не имеют значения в рассматриваемой задаче. Например, при изучении движения планет и спутников их считают материальными точками, так как размеры планет и спутников пренебрежимо малы по сравнению с размерами орбит. С другой стороны, изучая движение планеты (например, Земли) вокруг оси, ее уже нельзя считать материальной точкой. Тело можно считать материальной точкой во всех случаях, когда при движении все его точки имеют одинаковые траектории.</p> <p><i>Системой называется совокупность материальных точек, движения и положения которых взаимозависимы.</i> Из этого следует, что любое физическое тело можно рассматривать как систему материальных точек.</p> <p>При изучении равновесия тела считают абсолютно твердыми, недеформируемыми (или абсолютно жесткими), т. е. предполагают, что никакие внешние воздействия не вызывают изменения их размеров и формы и что расстояние между любыми двумя точками тела всегда остается неизменным. В действительности все тела под влиянием силовых воздействий со стороны других тел изменяют свои размеры и форму. Так, если стержень, например, из стали или дерева, сжать, его длина уменьшится, а при растяжении она соответственно увеличится (рис. 1, а). Изменяется также форма стержня, лежащего на двух опорах, при действии нагрузки, перпендикулярной его оси (рис. 1, б). Стержень при этом изгибается.</p> <p>В подавляющем большинстве случаев деформации тел (деталей), из которых состоят машины, аппараты и сооружения, очень малы, и при изучении движения и равновесия этих объектов деформациями можно пренебречь. Таким образом, понятие абсолютно твердого тела является условным (абстракцией). Это понятие вводят с целью упрощения исследования законов равновесия и движения тел. Лишь изучив механику абсолютно твердого тела, можно приступить к изучению равновесия и движения деформируемых тел, жидкостей и др. При расчетах на прочность, рассматриваемых после изучения статики абсолютно твердого тела, необходимо учитывать деформации тел. В этих расчетах деформации играют существенную роль и пренебрегать ими нельзя.</p> <p>2. Основные допущения и гипотезы (в сопромате)</p> <p>Основные допущения о свойствах материалов следующие — материал считается сплошным (без пустот), однородным (свойства частиц одинаковы), изотропным (физико-механические свойства по всем направлениям одинаковы) и идеально упругим (после снятия нагрузки деформации исчезают полностью). Следует помнить, что существуют и анизотропные материалы с различными физико-механическими свойствами, такие как бумага или дерево.</p> <p>Допущения, связанные с характером деформаций элементов следующие. Допущение о малости деформаций основывается на том, что перемещения точек тела вследствие упругих деформаций весьма малы по сравнению с размерами самого тела. Из этого допущения возникает принцип начальных параметров, следуя которому при составлении уравнений равновесия не учитываются изменения в расположении сил, произошедших при деформации элемента.</p> <p>Допущение о линейном характере деформирования — чем больше сила, тем больше деформация (прямая пропорция). Такая система называется линейно деформируемой, для таких систем справедлив принцип независимости действия сил или принцип суперпозиции – результат действия суммы сил не зависит от последовательности нагружения и равен сумме результатов от каждой силы в отдельности. Также в качестве допущения используется принцип Сен-Венана – способ приложения внешних сил имеет значение только вблизи места нагружения.</p> <p>3. Основные требования к машинам и деталям машин</p> <p>При проектировании большинства машин к ним предъявляются следующие основные требования:</p> <p>а) работоспособность - состояние машины, при котором она способна выполнять заданные функции с сохранением параметров, установленных в нормативно-технической документации;</p> <p>б) надежность - свойство изделия сохранять работоспособность в течение заданного</p>

	<p>промежутка времени;</p> <p>в) экономичность - определяется стоимостью материала, затратами на производство и эксплуатацию;</p> <p>г) эстетичность - совершенство внешних форм деталей, узлов и машины в целом;</p> <p>д) технологичность – свойство изделия, удовлетворяющее заданными техническим требованиям и изготовленное по наиболее эффективной для заданного типа производства технологии, обеспечивающей минимальную затрату средств, времени и труда.</p> <p>Практическое задание Ответ: $F/(2 \times 0,7 \times K \times l_{\text{фл}}) \leq [\tau_{\text{ср}}]$, откуда $[F]=2 \times 0,7 \times K \times l_{\text{фл}} \times [\tau_{\text{ср}}]=2 \times 0,7 \times 7 \text{ мм} \times 50 \text{ мм} \times 100 \text{ Н/мм}^2 \approx 4,9 \times 10^4 \text{ (Н)}$.</p>
Билет 3	<p>1. Основные понятия и определения статики: Сила-вектор. Система сил. Эквивалентность сил.</p> <p>Абсолютно твердые тела могут вступать во взаимодействие, в результате которого изменяется характер их движения. Мерой этого взаимодействия является сила. Действие силы на тело определяется тремя факторами: численным значением, направлением, точкой приложения, т. е. сила является векторной величиной.</p> <p>Вектор силы изображается отрезком, на конце которого ставится стрелка. Стрелка указывает направление вектора, длина отрезка – значение вектора, измеренное в выбранном масштабе.</p> <p>Модуль, или численное значение силы, в системе единиц измерения физических величин СИ измеряется в ньютонах (Н). Применяют также и более крупные единицы измерения: 1 килоньютон (1 кН = 10^3 Н), 1 меганьютон (1 МН = 10^6 Н).</p> <p>До сих пор иногда используют для измерения сил техническую систему (МКГСС), в которой в качестве единицы силы применяется килограмм-сила (кгс). Единицы силы в системах СИ и МКГСС связаны соотношением $1 \text{ кгс} = 9,81 \text{ Н} \approx 10 \text{ Н}$ или $1 \text{ Н} \approx 0,1 \text{ кгс}$.</p> <p>Совокупность сил, одновременно действующих на данное тело или систему тел, называется <i>системой сил</i>.</p> <p>Если одну систему сил, действующих на данное свободное тело, можно заменить другой системой сил, не изменяя при этом покой или его движения, в котором находится тело, то такие две системы сил называются <i>эквивалентными</i>.</p> <p>Если данная система сил эквивалентна одной силе, то эта сила называется <i>равнодействующей</i> данной системы сил, а силы, совместное действие которых может быть заменено равнодействующей, называются <i>составляющими</i>. Таким образом, <i>равнодействующая – это сила, которая одна может заменить действие данной системы сил на твердое тело</i>.</p> <p>Нахождение равнодействующей называется <i>сложением сил</i>, а замену одной силы системой сил, производящей на тело то же действие, что и данная сила, называют <i>разложением сил</i>.</p> <p>2. Метод сечений. Виды деформаций</p> <p>Взаимодействие между частями рассматриваемого тела характеризуется внутренними силами, которые возникают внутри тела под действием внешних нагрузок и определяются силами межмолекулярного воздействия. Эти силы сопротивляются стремлению внешних сил разрушить элемент конструкции, изменить его форму, отделить одну часть от другой. В бруске сечение проводят перпендикулярно его оси. Такое сечение называют поперечным.</p> <p>Величины внутренних усилий определяются с применением метода сечений, суть которого состоит в следующем. В случае если при действии внешних сил тело находится в состоянии равновесия, то любая отсеченная часть тела вместе с приходящимися на нее внешними и внутренними усилиями также находится в равновесии, следовательно, к ней применимы уравнения равновесия.</p> <p>Виды деформации твердых тел</p> <p>1. Деформация растяжения — вид деформации, при которой нагрузка прикладывается продольно от тела, то есть соосно или параллельно точкам крепления тела. Проще всего его растяжение рассмотреть на буксировочном тросе для автомобилей. Трос имеет две точки крепления к буксиру и буксируемому объекту, по мере начала движения трос выпрямляется и начинает тянуть буксируемый объект. В натянутом состоянии трос подвергается деформации растяжения, в случае если нагрузка меньше предельных значений, которые может он выдержать, то после снятия нагрузки трос восстановит свою форму.</p> <p>2. Деформация растяжения является одним из базовых лабораторных исследований физических свойств материалов. В ходе приложения растягивающих напряжений определяются величины, при которых материал способен воспринимать нагрузки с дальнейшим восстановлением первоначального состояния</p>

(упругая деформация)
воспринимать нагрузки без восстановления первоначального состояния (пластическая деформация)
разрушаться на пределе прочности
Данные испытания являются главными для всех тросов и веревок, которые используются для строповки, крепления грузов, альпинизма. Растяжение имеет значение также при строительстве сложных подвесных систем со свободными рабочими элементами.

3. Деформация сжатия
Деформация сжатия — вид деформации, аналогичный растяжению, с одним отличием в способе приложения нагрузки, ее прикладывают соосно, но по направлению к телу. Сдавливание объекта с двух сторон приводит к уменьшению его длины и одновременному упрочнению, приложение больших нагрузок образует в теле материала утолщения типа «бочка».

В качестве примера можно привести тот же прибор что и в деформации растяжения немного выше.

Деформация сжатия широко используется в металлургических процессахковки металла, в ходе процесса металл получает повышенную прочность и заваривает дефекты структуры. Сжатие также важно при строительстве зданий, все элементы конструкции фундамента, свай и стен испытывают давящие нагрузки. Правильный расчет несущих конструкций здания позволяет сократить расход материалов без потери прочности.

4. Деформация сдвига
Деформация сдвига — вид деформации, при котором нагрузка прикладывается параллельно основанию тела. В ходе деформации сдвига одна плоскость тела смещается в пространстве относительно другой. На предельные нагрузки сдвига испытываются все крепежные элементы — болты, шурупы, гвозди. Простейший пример деформации сдвига — расшатанный стул, где за основание можно принять пол, а за плоскость приложения нагрузки — сидение.

5. Деформация изгиба
Деформация изгиба — вид деформации, при котором нарушается прямолинейность главной оси тела. Деформации изгиба испытывают все тела подвешенные на одной или нескольких опорах. Каждый материал способен воспринимать определенный уровень нагрузки, твердые тела в большинстве случаев способны выдерживать не только свой вес, но и заданную нагрузку. Учитывая зависимость от способа приложения нагрузки при изгибе различают чистый и косой изгиб.

Значение деформации изгиба важно для проектирования упругих тел, таких, как мост с опорами, гимнастический брус, турник, ось автомобиля и другие.

6. Деформация кручения
Деформация кручения — вид деформации, при котором к телу приложен крутящий момент, вызванный парой сил, действующих в перпендикулярной плоскости оси тела. На кручение работают валы машин, шнеки буровых установок и пружины.

3. Краткие сведения о стандартизации и взаимозаменяемости деталей машин
Стандартизацией называется процесс установления в применении стандартов — документов, содержащих обязательные нормы, правила и требования, относящиеся к различным сторонам человеческой деятельности, в том числе к сфере проектирования, производства, эксплуатации и ремонта машин.

Наиболее распространенный и эффективный метод стандартизации — унификация — рациональное сокращение числа объектов одинакового функционального назначения, а также сведение к минимуму типоразмеров деталей и их элементов.

Стандартизация и унификация обеспечивают взаимозаменяемость деталей и узлов, т. е. возможность установки и замены их без предварительной подгонки. В свою очередь, взаимозаменяемость деталей — необходимое условие для организации специализированного и массового производства изделий, а также для его широкого кооперирования.

Государственные стандарты создаются и пересматриваются с учетом рекомендаций и решений ИСО. Кроме ГОСТов существуют следующие категории стандартов: республиканские стандарты (РСТ), отраслевые стандарты (ОСТ), стандарты предприятий (СТП).

На нестандартизованную продукцию предприятия и другие организации разрабатывают технические условия.

В нашей стране созданы общесоюзные системы стандартов на отдельные стороны производственной деятельности, которые упорядочивают конструкторскую и технологическую документацию, а также подготовку производства, снижают их трудоемкость и повышают производительность инженерно-технического труда. Такими

системами стандартов в области машиностроения являются следующие.

Единая система конструкторской документации, содержащая более ста государственных стандартов ЕСКД; эти стандарты устанавливают правила оформления и ведения проектно-конструкторской, эксплуатационной и ремонтной документации;

Единая система технологической документации (ЕСТД), содержащая около двадцати государственных стандартов, устанавливающих правила оформления и ведения технологической документации;

Единая система технологической подготовки производства (ЕСТПП), содержащая около двадцати государственных стандартов, устанавливающих систему организации и управления процессом технологической подготовки производства и предусматривающая широкое применение прогрессивных типовых технологических процессов, стандартной технологической оснастки и оборудования, средств механизации и автоматизации производственных процессов, инженерно-технических и управленческих работ.

Для оценки уровня стандартизации той или иной конструкции пользуются показателем, называемым *коэффициентом стандартизации деталей*, равным отношению количества стандартных деталей изделия к общему их количеству без учета крепежных деталей.

Технологичность конструкций и экономичность деталей машин

Обязательным условием при проектировании новой машины является обеспечение технологичности конструкций.

Технологичность — соответствие изделия требованиям производства и эксплуатации. Цель обеспечения технологичности — повышение производительности труда и качества изделия при максимальном снижении себестоимости.

Одним из важнейших требований технологичности является *соответствие конструкции типу и условиям производства*. Конструкция, технологичная в условиях единичного производства, может оказаться совершенно неприемлемой для массового выпуска и наоборот.

При решении вопроса технологичности конструктор должен в общих чертах представлять себе и учитывать при конструировании способ получения заготовки детали (прокат, поковка, горячая или холодная штамповка, литье и т. д.), технологию механической обработки, сварки и сборки изделия, вопросы контроля и испытаний, обеспечивая *производственную технологичность*, а также продумывать вопросы технического обслуживания и ремонта изделия, обеспечивая *эксплуатационную и ремонтную технологичность*.

К основным требованиям технологичности относится максимально возможное применение в конструкции стандартных и унифицированных деталей и узлов. Весьма существенным показателем технологичности конструкций является ее материалоемкость. Снижение веса машин и экономия материала — важная задача конструкторов и технологов. Как правило, наиболее технологичными следует считать детали, при изготовлении которых наименьшее количество материалов уходит в стружку. Конструктору не следует завышать задаваемую точность размеров и чистоту поверхностей деталей, так как это ведет к повышению трудоемкости их изготовления и себестоимости.

Основными показателями технологичности изделия являются *трудоемкость изготовления* (измеряемое в нормочасах количество труда, необходимое для изготовления изделия без учета покупных деталей) и *технологическая себестоимость* (сумма затрат на осуществление технологических процессов изготовления без учета покупных деталей).

Одним из дополнительных показателей технологичности является сформулированный в предыдущем параграфе *коэффициент стандартизации деталей*.

В большинстве случаев оптимальным вариантом конструкций деталей машин будет вариант, обеспечивающий *минимальную себестоимость* при прочих равных условиях. Приблизительно себестоимость C деталей можно определить по формуле

$$C = M + 3Z + H,$$

где M — стоимость материала деталей с учетом отходов; $3Z$ — зарплата производственных рабочих; H — накладные расходы, исчисляемые в процентах от зарплаты и включающие зарплату непромышленного персонала, стоимость амортизации основного оборудования, зданий, расходы на электроэнергию, отопление, стоимость специальной оснастки, инструмента и т. д. В зависимости от типа и конкретных условий производства накладные расходы достигают 100, а нередко и значительно более процентов.

С увеличением масштаба производства себестоимость детали резко снижается, — так как с применением специальной оснастки и оборудования значительно снижается трудоемкость детали и зарплата производственных рабочих, уменьшается стоимость специальной оснастки, приходящаяся на одну деталь, сокращаются затраты на материал благодаря более производительным методам изготовления заготовки и уменьшению припусков.

	<p>Практическое задание Ответ: Диаметр вершин зубьев $d_a = d + 2m$, диаметр делительной окружности $d = zm$. Тогда диаметр вершин зубьев $d_a = zm + 2m$. Отсюда получаем $m = d_a / (z+2) = 250 / (48+2) = 250/50 = 5,0$. Округляем модуль до ближайшего стандартного значения: $m = 5$. Вносится корректив в заданные размеры: - $d = z \times m = 48 \times 5 = 240$ мм, - диаметр вершин зубьев $d_a = 240 + 2 \times 5 = 250$ мм. Определяем $pt = m \pi = 5\pi$.</p>
Билет 4	<p>1. Аксиомы статики</p> <p>Первая аксиома. Под действием уравнивающей системы сил абсолютно твердое тело или материальная точка находятся в равновесии или движутся равномерно и прямолинейно (закон инерции).</p> <p>Вторая аксиома. Две силы, равные по модулю и направленные по одной прямой в разные стороны, уравниваются.</p> <p>Третья аксиома. Не нарушая механического состояния тела, можно добавить или убрать уравнивающую систему сил (принцип отбрасывания системы сил, эквивалентной нулю).</p> <p>Четвертая аксиома (правило параллелограмма сил). Равнодействующая двух сил, приложенных к одной точке, приложена к той же точке и является диагональю параллелограмма, построенного на этих силах как на сторонах.</p> <p>Пятая аксиома. При взаимодействии тел всякому действию соответствует равное и противоположно направленное противодействие.</p> <p>Следствие из второй и третьей аксиом. Силу, действующую на твердое тело, можно перемещать вдоль линии ее действия.</p> <p>2. Продольные силы при растяжении и сжатии. Построение эпюр продольных сил. Когда к стержню приложены по концам две равные противоположно направленные силы, действующие по его оси, стержень растянут или сжат. Собственная сила тяжести стержня в большинстве случаев невелика по сравнению с действующими на него силами и ею можно пренебречь при определении напряжений и деформаций.</p> <p>Определим внутренние силовые факторы в поперечных сечениях стержня, растянутого двумя равными силами F. Рассечем стержень произвольным поперечным сечением $I-I$ и, рассматривая равновесие нижней части, найдем величину продольной силы:</p> $\sum F_{Iz} = 0; \quad N = F.$ <p>В случае растяжения продольную силу N будем считать положительной, при сжатии — отрицательной. Изменение продольной силы по длине стержня удобно представить в виде диаграммы, называемой <i>эпюрой продольных сил</i>.</p> <p>Эпюра продольных сил для стержня изображается прямоугольником, если значение продольной силы одинаково во всех сечениях. Однако продольная сила может изменяться по длине стержня. Это имеет место, например, в случае, когда стержень подвергается действию системы внешних сил, приложенных не только к его торцам, но и в промежуточных сечениях.</p> <p>3. Виды соединений. Разъемные и неразъемные соединения В процессе изготовления машин некоторые их детали соединяют между собой, при этом образуются неразъемные или разъемные соединения. <i>Неразъемными</i> называют соединения, которые невозможно разобрать без нарушения или повреждения деталей. К ним относятся заклёпочные, сварные, клеевые соединения, соединения, полученные пайкой, а также условно посадки с натягом. <i>Разъемными</i> называют соединения, которые можно разбирать и вновь собирать без повреждения деталей. К разъемным относятся резьбовые, шпоночные, шлицевые и другие соединения.</p> <p>Практическое задание Ответ: 102 Кн · м</p>
Билет 5	<p>1. Связи и их реакции</p> <p>Все законы и теоремы статики справедливы для свободного твердого тела. Все тела делятся на свободные и связанные. Свободные тела - тела, перемещение которых не ограничено. Связанные тела - тела, перемещение которых ограничено другими телами. Тела, ограничивающие перемещение других тел, называются связями. Силы, действующие от связей и препятствующие перемещению, называются Реакциями связей Реакция связи всегда направлена с той стороны, куда нельзя перемещаться. Всякое связанное тело можно представить свободным, если связи заменить их реакциями</p>

<p>(принцип освобождения от связей). Все связи можно разделить на несколько типов: Связь - гладкая опора (без трения). Реакция опоры приложена в точке опоры и всегда направлена перпендикулярно опоре. Гибкая связь (нить, веревка, трос, цепь). Груз подвешен на двух нитях. Реакция нити направлена вдоль нити от тела, при этом нить может быть только растянута. Шарнирная опора. Шарнир допускает поворот вокруг точки закрепления. Различают два вида шарниров. Подвижный шарнир. Стержень, закрепленный на шарнире, может поворачиваться вокруг шарнира, а точка крепления может перемещаться вдоль направляющей. Реакция подвижного шарнира направлена перпендикулярно опорной поверхности т.к. не допускается только перемещение поперек опорной поверхности Неподвижный шарнир. Точка крепления перемещаться не может. Стержень может свободно поворачиваться вокруг оси шарнира. Реакция такой опоры проходит через ось шарнира, но неизвестна по направлению. Ее принято изображать в виде двух составляющих: горизонтальной и вертикальной (R_x; R_y). Защемление или «заделка» Любые перемещения точки крепления невозможны, под действием внешних сил в опоре возникают реактивная сила и реактивный момент M_R, препятствующий повороту. Реактивную силу принято представлять в виде двух составляющих вдоль осей координат. Проекция силы на ось Проекция силы на ось определяется отрезком оси, отсекаемым перпендикулярами, опущенными на ось из начала и конца вектора $F_x = F \cos \alpha$ Величина проекции силы на ось равна произведению модуля силы на косинус угла между вектором силы и положительным направлением оси. Таким образом, проекция имеет знак: положительный при одинаковом направлении вектора СИЛЫ и ОСИ и отрицательный при направлении в сторону отрицательной полуоси 2. Напряжения в поперечных сечениях растянутого(сжатого) стержня. Напряжения в поперечных сечениях растянутого (сжатого) стержня При растяжении или сжатии осевыми силами стержней из однородного материала поперечные сечения, достаточно удаленные от точек приложения внешних сил, остаются плоскими и перемещаются поступательно в направлении деформации. Это положение называют гипотезой плоских сечений. На основании сказанного можно заключить, что все точки какого-либо поперечного сечения стержня находятся в одинаковых условиях и, следовательно, напряжения распределяются по сечению равномерно. Эти напряжения перпендикулярны поперечному сечению, а значит, являются нормальными напряжениями. Их значения найдем, разделив величину продольной силы N на площадь A,</p> $\sigma = N/A. \quad (47)$ <p>Продольная сила N с помощью метода сечений всегда может быть выражена через внешние силы. В формулу (47) следует подставлять алгебраическое значение N, т. е. со знаком плюс в случае растяжения и со знаком минус в случае сжатия. Расчеты на прочность при растяжении и сжатии</p> $\sigma = N/A \leq [\sigma], \quad (48)$ <p>Прочность стержня при осевом растяжении и сжатии обеспечена, если для каждого его поперечного сечения наибольшее расчетное (рабочее) напряжение не превосходит допускаемого $[\sigma]$, где N — абсолютное значение продольной силы в сечении; A — площадь поперечного сечения; $[\sigma]$ — допускаемое напряжение при растяжении или сжатии для материала стержня.</p> 3. Виды передач в деталях машин и их назначение Фрикционная передача При фрикционной передаче вращение от одного колеса к другому передается при помощи силы трения. Оба колеса прижимаются друг к другу с некоторой силой и вследствие возникающего между ними трения вращают одно другое. Недостаток фрикционной передачи: большая сила, давящая на колеса, вызывающая дополнительное трение, а следовательно, требующая и дополнительную силу для вращения. Кроме того, колеса при вращении, как бы они ни были прижаты друг к другу дают проскальзывание. Поэтому там, где требуется точное соотношение чисел оборотов колес, фрикционная передача себя
--

<p>не оправдывает.</p> <p>Применение фрикционной передачи: В машиностроении чаще всего применяют бесступенчатые фрикционные передачи для бесступенчатого регулирования скорости.</p> <p>Зубчатая передача В зубчатых передачах вращение от одного колеса к другому передается при помощи зубьев. Зубчатые колеса вращаются намного легче фрикционных. Объясняется это тем, что здесь нажима колеса на колесо совсем не требуется. Для правильного зацепления и легкой работы колес профиль зубца делают по определенной кривой, называемой эвольвентой.</p> <p>Достоинства зубчатой передачи:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Значительно меньшие габариты, чем у других передач; • Высокий КПД (потери в точных, хорошо смазываемых передачах 1-2%); • Большая долговечность и надёжность. <p>Недостатки зубчатой передачи:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Шум при работе; • Необходимость точного изготовления. <p>Применение зубчатой передачи: Наиболее распространённый вид механических передач. Их применяют для передачи мощностей - от ничтожно малых до десятков тысяч кВт.</p> <p>К разобранному типу передач можно отнести и так называемое мальтийское зацепление, или мальтийский крест (б). Механизм мальтийского креста применяется для периодического вращения.</p> <p style="text-align: center;">Ременная передача</p> <p>Ременная передача, как и шестеренчатая, встречается очень часто. Ремень, натянутый на шкивы, охватывает какую-то часть. Эта облегающая часть (дуга) носит, название угла обхвата. Чем больше будет угол обхвата, тем лучше образуется сцепление, лучше и надежнее будет вращение шкивов. При малом угле обхвата может получиться так, что ремень на малом шкиве станет проскальзывать, вращение будет передаваться плохо или его совсем не будет. Угол обхвата зависит от соотношения размеров шкивов и их расстояния друг от друга. На рисунках (а, б) показано, как меняются углы обхвата. Когда требуется увеличить угол обхвата, у передачи ставят нажимной шкив-ролик (в).</p> <p>В зависимости от расположения валов и ремня ременная передача бывает разных видов.</p> <p>Открытая передача (г). Оба шкива при такой передаче вращаются в одну сторону.</p> <p>Перекрестная передача (д). Такую передачу применяют, когда требуется изменить вращение ведомого шкива. Шкивы вращаются навстречу друг другу.</p> <p>Полуперекрестная передача (е) применяется, когда валы лежат не параллельно, а под углом.</p> <p>Угловая передача (ж) образуется, когда валы идут под углом, но лежат как бы в одной плоскости. При этой передаче для получения надлежащего направления ремня обязательно устанавливают ролики.</p> <p>Спаренная передача (з). При этой передаче с одного ведущего шкива могут идти ремни на несколько ведомых шкивов.</p> <p>Кроме перечисленных передач, бывает еще и ступенчатая передача (и). Она применяется тогда, когда требуется изменить число оборотов ведомого вала. Оба шкива в этой передаче делаются ступенчатыми. Переставляя ремень на ту или иную пару ступеней, меняют число оборотов ведомого вала. При этом длина ремня остается неизменной.</p> <p>По своему профилю ремни бывают плоские, круглые и трапециевидные (к, л, м).</p> <p>Передаточное число ременных передач берется в пределах 1:4, 1:5 и только в исключительном случае - до 1:8.</p> <p>Достоинства ременной передачи:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Простота конструкции; • Возможность расположения ведущего и ведомого шкивов на больших расстояниях (более 15 метров); • Плавность и бесшумность работы; • Предохранение механизмов от перегрузки за счёт упругих свойств ремня и его способности проскальзывать по шкивам; • Возможность работы с большими угловыми скоростями. <p>Недостатки ременной передачи:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Постепенное вытягивание ремней, их недолговечность (при больших скоростях работает от 1000 до 5000 часов); • Непостоянство передаточного отношения (из-за неизбежного проскальзывания
--

	<p>ремня);</p> <ul style="list-style-type: none"> • Относительно большие размеры. <p>Применение ременной передачи: Используется очень часто, от бытовой электроники до промышленных механизмов мощностью до 50 кВт.</p> <p style="text-align: center;">Червячная передача</p> <p>Червячная передача служит для получения вращения между валами, пересекающимися в одной плоскости. Передача состоит из винта (червяка) и винтового колеса, которые находятся в зацеплении. При вращении червяка витки ведут зубцы колеса и заставляют его вращаться. Обычно вращение от червяка передается колесу. Обратная передача почти не встречается из-за самоторможения.</p> <p>Червячная передача применяется чаще всего при больших передаточных числах в пределах от 5 до 300. Благодаря большому передаточному числу червячная передача широко применяется в качестве механизма для снижения числа оборотов - редуктора.</p> <p>Достоинства червячной передачи:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Плавность и бесшумность работы; • Большое передаточное число. <p>Недостатки червячной передачи:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Усиленное тепловыделение; • Повышенный износ; • Склонность к заеданию; • Сравнительно низкий КПД. <p>Применение червячной передачи: Преимущественно используется, когда требуется большое передаточное число.</p> <p style="text-align: center;">Цепная передача</p> <p>Цепная передача по сравнению с ременной удобна тем, что не дает проскальзывания и позволяет соблюдать правильность передаточного числа. Цепная передача осуществляется только при параллельных валах.</p> <p>Достоинства цепной передачи:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Меньшая чувствительность к неточностям расположения валов; • Возможность передачи движения одной цепью нескольким звездочкам; • Возможность передачи вращательного движения на большие расстояния. <p>Недостатки цепной передачи:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Повышенный шум и износ цепи при неправильном выборе конструкции, небрежном монтаже и плохом уходе. <p>Применение цепной передачи: При межосевых расстояниях, при которых зубчатые передачи требуют промежуточных ступеней или паразитных зубчатых колес, не вызываемых необходимостью получения нужного передаточного отношения; при необходимости работы без проскальзывания (препятствующего применению клиноременных передач).</p> <p style="text-align: center;">Храповые механизмы</p> <p>Кроме непрерывного вращательного движения, в машинах очень часто применяется прерывистое вращательное движение. Такое движение осуществляется при помощи так называемого храпового механизма. Основными частями храпового механизма являются: храповик (диск с зубцами), рычаг и собачка</p> <p>Практическое задание Ответ: $T_2 = P_2 \cdot \omega_2 = P_1 \cdot \frac{1}{2\pi n_2}$. Ответ: $T_2 = 600$ Нм</p>
Билет 6	<p>1. Геометрический метод сложения сил, приложенных в одной точке. Силы называют сходящимися, если их линии действия пересекаются в одной точке. Различают плоскую систему сходящихся сил, когда линии действия всех данных сил лежат в одной плоскости, и пространственную систему сходящихся сил, когда линии действия сил лежат в разных плоскостях.</p> <p>На основании следствия из третьей аксиомы силу можно переносить по линии ее действия, поэтому сходящиеся силы всегда можно перенести в одну точку — в точку пересечения их линий действия. Выполнив перенос (рис. 8, а), получим четыре силы \vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3, \vec{F}_4, приложенные к точке К. Для определения их равнодействующей сложим последовательно все данные силы, используя правило треугольника (рис. 8, б). Находим частичные равнодействующие: Теория машин и механизмов Спиroidные передачи по внешнему виду похожи на гипоидные, имеющие большой угол наклона и малое число зубьев ведущего колеса.</p>

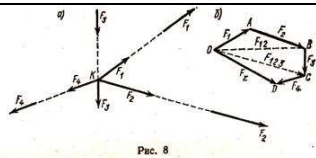


Рис. 8

$$\vec{F}_{12} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2;$$

$$\vec{F}_{123} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3$$

Сложив все силы, найдем полную равнодействующую:

$$\vec{F}_{\Sigma} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \vec{F}_3 + \vec{F}_4 = \sum_{i=1}^n \vec{F}_i. \quad (3)$$

Промежуточные векторы \vec{F}_{12} и \vec{F}_{123} можно не строить, а последовательно, в указанном выше порядке одну за другой отложить все заданные силы и начало первой соединить с концом последней. Фигура OABCD (см. рис. 8, б) называется силовым многоугольником. Замыкающая сторона этого многоугольника представляет собой равнодействующую \vec{F}_{Σ} заданной системы сил, равную их геометрической сумме.

Необходимо обратить внимание на то, что равнодействующая сила \vec{F}_{Σ} всегда направлена от начала первого слагаемого к концу последнего слагаемого. Иными словами, стрелка равнодействующей силы всегда направлена навстречу обхода многоугольника, соответствующему последовательному сложению заданных сил (см. рис. 8, б).

Если при построении силового многоугольника конец последней слагаемой силы совместится с началом первой, это означает, что равнодействующая F системы сходящихся сил окажется равной нулю. В этом случае система сходящихся сил находится в равновесии.

Самозамыкание силового многоугольника данной системы сходящихся сил является геометрическим условием ее равновесия.

Пример. На рис. 9, а показана система четырех сил $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \vec{F}_3$ и \vec{F}_4 приложенных в точке А. Определить, уравновешена ли данная система сил?

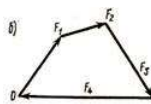
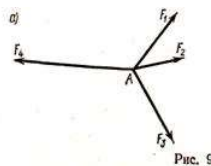


Рис. 9

Решение. Построение силового многоугольника выполним в последовательности, соответствующей рис. 9, б. Сохраняя масштаб и направление, из произвольной точки отложим вектор первой

силы \vec{F}_1 . Из конца первого вектора силы отложим вектор второй силы \vec{F}_2 . Аналогично отложим остальные векторы сил \vec{F}_3, \vec{F}_4 . Конец вектора \vec{F}_2 совпадает с началом вектора \vec{F}_1 . Силовой многоугольник замкнут, равнодействующая равна нулю ($\vec{F}_{\Sigma} = 0$); следовательно, система сил уравновешена.

2. Расчеты на прочность при растяжении и сжатии.
 Расчеты на прочность ведутся по условиям прочности — неравенствам, выполнение которых гарантирует прочность детали при данных условиях.
 Для обеспечения прочности расчетное напряжение не должно превышать допускаемого напряжения:

$$\sigma \leq [\sigma], \text{ где } \sigma = \frac{N}{A}; \quad [\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{[s]}.$$

Расчетное напряжение σ зависит от нагрузки и размеров поперечного сечения, допускаемое только от материала детали и условий работы.

Существуют три вида расчета на прочность.

1. **Проектировочный расчет** — задана расчетная схема и нагрузки; материал или размеры детали подбираются:

- определение размеров поперечного сечения:

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

- подбор материала

$$\sigma_{\text{пред}} \geq \frac{N[s]}{A};$$

по величине $\sigma_{\text{пред}}$ можно подобрать марку материала.

2. **Проверочный расчет** — известны нагрузки, материал, размеры детали;

необходимо *проверить*, обеспечена ли прочность.

Проверяется неравенство

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

3. Определение нагрузочной способности (максимальной нагрузки):

$$[N] = [\sigma]A.$$

Примеры решения задач

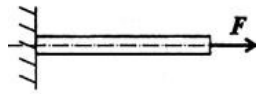


Рис. 22.6

Прямой брус растянут силой 150 кН (рис. 22.6), материал — сталь $\sigma_m = 570$ МПа, $\sigma_s = 720$ МПа, запас прочности $[s] = 1,5$. Определить размеры поперечного сечения бруса.

3. Виды зубчатых передач. Передаточное отношение.

- По форме профиля зубьев:
 - эвольвентные;
 - круговые (передача Новикова);
 - циклоидальные.
- По типу зубьев:
 - прямозубые;
 - косозубые;
 - шевронные;
 - криволинейные;
 - магнитные.
- По взаимному расположению осей валов:
 - с параллельными осями (цилиндрические передачи с прямыми, косыми и шевронными зубьями);
 - с пересекающимися осями — конические передачи;
 - с перекрещивающимися осями.
- По форме начальных поверхностей:
 - цилиндрические;
 - конические;
 - глобоидные;
- По окружной скорости колёс:
 - тихоходные до 3 м/с;
 - среднескоростные от 3 до 15 м/с;
 - быстроходные от 15 м/с.
- По степени защищенности:
 - открытые;
 - закрытые.
- По относительному вращению колёс и расположению зубьев:
 - внутреннее зацепление (вращение колёс в одном направлении);
 - внешнее зацепление (вращение колёс в противоположном направлении).

Реечная передача — один из видов цилиндрической зубчатой передачи, радиус делительной окружности рейки равен бесконечности. Применяется для преобразования вращательного движения в поступательное, и наоборот. См. также: кремальера.

Винтовые, червячные и гипоидные передачи относятся к зубчато-винтовым передачам. Элементы этих передач скользят относительно друг друга.

Передаточное отношение — одна из важных характеристик механической передачи вращательного движения. Передаточное отношение показывает, *во сколько раз*

вырос момент силы на **ведомом** валу по сравнению с ведущим.

Если передаточное отношение больше единицы, то передача увеличивает момент силы на ведомом валу, но **понижает** угловую скорость и частоту.

Поэтому редуктор с передаточным отношением больше единицы называется **понижающим**.

Практическое задание : Ответ: Решение: $d = \sqrt{4Q \cdot \pi} [\sigma_p]$ Ответ: 20 мм

Билет 7

1. Проекция силы на ось. Проекция векторной суммы на ось.

Проекция вектора на ось является скалярной величиной, которая определяется отрезком оси, отсекаемым перпендикулярами, опущенными на нее из начала и конца вектора.

Проекция вектора считается положительной, если направление от начала проекции к ее концу совпадает с положительным направлением оси. Проекция вектора считается

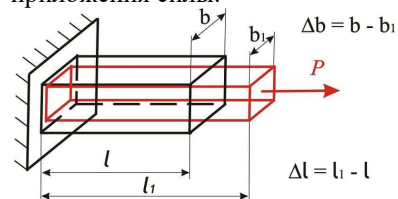
отрицательной, если направление от начала проекции к ее концу противоположно положительному направлению оси.

Таким образом, **проекция силы на ось координат равна произведению модуля силы на косинус угла между вектором силы и положительным направлением оси.**

Проекция векторной суммы или равнодействующей на какую-либо ось равна алгебраической сумме проекций слагаемых векторов на ту же ось.

2. Деформация при упругом растяжении и сжатии.

При растяжении/сжатии бруса могут возникать 2 вида деформации. Первый – упругая, второй – пластическая. Для упругой деформации характерно восстановление первоначальных параметров после прекращения воздействия. В случае пластической стадии деформации материала он утрачивает и не восстанавливает форму и размеры. Величина воздействия для перехода одного вида в другой называется пределом текучести. Для расчета перемещения при растяжении бруса или стержня следует использовать метод разделения на участки, в рамках которых осуществляется приложение внешних воздействий. В точках воздействия силы следует вычислить величину изменения длины, используя формулу: $\Delta l = Nl/EA$. Как видно она зависит от жесткости сечения, длины бруса или стержня и величины действующей продольной силы. Итоговым перемещением для бруса целиком будет сумма всех частичных перемещений, рассчитанных для точек приложения силы.



Поперечные деформации бруса (становится более толстым при сжатии и тонким при растяжении) также характеризуются абсолютной и относительной величиной деформации. Первая – разность между размером сечения после и до приложения внешних воздействий, вторая – отношение абсолютной деформации к его исходному размеру. Коэффициент Пуассона, отражающий линейную зависимость продольной и поперечной деформаций, определяет упругие качества материалов и считается неизменным для растяжения и сжатия. Продольные наиболее наглядно отражают процессы, происходящие в бруске или стержне при внешнем воздействии. Зная величину любой из них (продольной или поперечной) и используя коэффициент Пуассона, можно рассчитать значение неизвестной.

Для определения величины деформации пружины при растяжении можно применить закон Гука для пружин:

$$F = kx$$

В данном случае x – увеличение длины пружины, k – коэффициент жесткости (единица измерения Н/м), F – сила упругости, направленная в противоположную от смещения сторону. Величина абсолютной деформации будет равна отношению силы упругости к коэффициенту жесткости. Коэффициент жесткости определяет упругие свойства материала, используемого для изготовления, может быть использован для выбора материала изготовления в условиях решения конкретной задачи.

3. Элементы теории зубчатого зацепления

Профили зубьев пары колес должны быть сопряженными, т.е. заданному профилю зуба одного колеса должен соответствовать вполне определенный профиль зуба другого колеса. Чтобы обеспечить постоянство передаточного числа, профили зубьев нужно очертить такими кривыми, которые удовлетворяли бы требованиям основной теоремы зацепления.

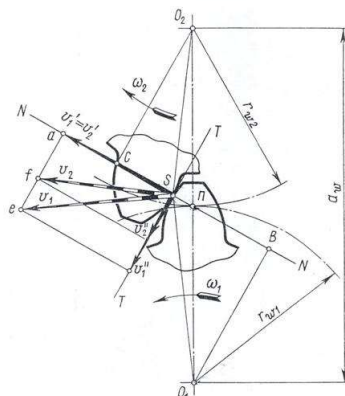


Рис. 3.6 Схема к доказательству основной теоремы зацепления

Основная теорема зацепления. Для доказательства теоремы рассмотрим пару сопряженных зубьев в зацеплении (рис. 3.6). Профили зубьев шестерни и колеса касаются в точке S , называемой **точкой зацепления**. Центры вращения O_1 и O_2 расположены на неизменном расстоянии a друг от друга. Зуб шестерни, вращаясь с угловой скоростью ω_1 , оказывают силовое действие на зуб колеса, сообщая последнему угловую скорость ω_2 . Проведем через точку S общую для обоих профилей касательную TT и нормаль NN . Окружные скорости точки S относительно центров вращения O_1 и O_2 : $v_1 = O_1S \cdot \omega_1$ и $v_2 = O_2S \cdot \omega_2$.

Разложим v_1 и v_2 на составляющие v'_1 и v'_2 по направлению нормали NN и составляющие v''_1 и v''_2 по направлению касательной TT . Для обеспечения постоянного касания профилей необходимо соблюдение условия $v'_1 = v'_2$, в противном случае при $v'_1 < v'_2$ зуб шестерни отстанет от зуба колеса, а при $v'_1 > v'_2$ произойдет врезание зубьев.

Отпустим из центров O_1 и O_2 перпендикуляры O_1B и O_2C на нормаль NN .

Из подобия треугольников $a e S$ и $B S O_1$ $v'_1 / v_1 = O_1B / O_1S$, откуда

$$v'_1 = \frac{v_1}{O_1S} \cdot O_1B = \omega_1 \cdot O_1B$$

Из подобия треугольников $a f S$ и $C S O_2$

$v'_2 / v_2 = O_2C / O_2S$, откуда $v'_2 = (v_2 / O_2S) \cdot O_2C = \omega_2 \cdot O_2C$. Но $v'_1 = v'_2$, следовательно, $\omega_1 \cdot O_1B = \omega_2 \cdot O_2C$.

Передаточное число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = O_2C / O_1B. \quad (3.1)$$

Нормаль NN пересекает линию центров O_1O_2 в точке P , называемой **полюсом зацепления**. Из подобия треугольников $O_2 P C$ и $O_1 P B$

$$O_2C / O_1B = O_2P / O_1P = r \omega_2 / r \omega_1. \quad (3.2)$$

Сравняя отношения (3.1) и (3.2), получаем

$$u = \omega_1 / \omega_2 = r \omega_2 / r \omega_1 = \text{const.} \quad (3.3)$$

Таким образом, основная теорема зацепления формулируется: для обеспечения постоянного передаточного числа зубчатых колес профили их зубьев должны очерчиваться по кривым, у которых общая нормаль NN , проведенная через точку касания профилей, делит расстояние между центрами O_1O_2 на части, обратно пропорциональные угловым скоростям.

Практическое задание : Ответ: 1

Билет 8

1. Аналитическое определение значения и направления равнодействующей плоской системы сходящихся сил (метод проекций).

Величина равнодействующей равна векторной (геометрической) сумме векторов системы сил. Определяем равнодействующую геометрическим способом. Выберем систему координат, определим проекции всех заданных векторов на эти оси (рис. 3.4а).

Складываем проекции всех векторов на оси x и y (рис. 3.4б).

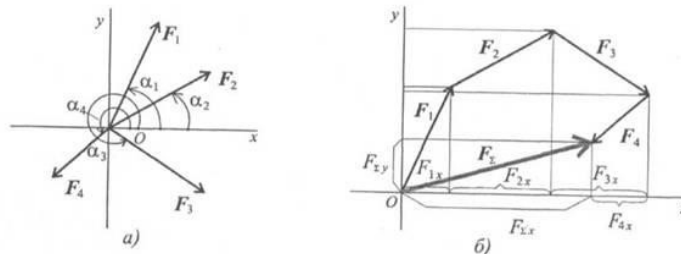


Рис.3.4

$$F_{\Sigma x} = F_{1x} + F_{2x} + F_{3x} + F_{4x}; \quad F_{\Sigma y} = F_{1y} + F_{2y} + F_{3y} + F_{4y};$$

$$F_{\Sigma x} = \sum_{i=1}^n F_{ix}; \quad F_{\Sigma y} = \sum_{i=1}^n F_{iy}.$$

Модуль (величину) равнодействующей можно найти по известным проекциям:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2}.$$

Направление вектора равнодействующей можно определить по величинам и знакам

косинусов углов, образуемых равнодействующей с осями координат (рис. 3.5). Растяжение сжатие Продольные силы и определение напряжений.

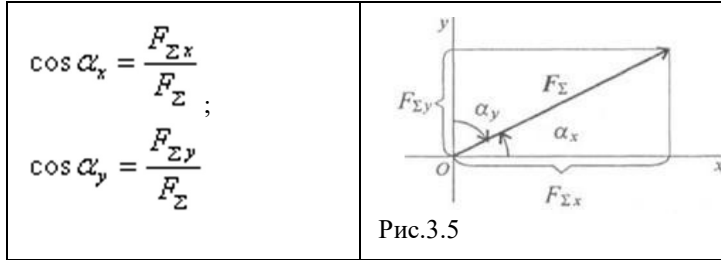


Рис.3.5

Условия равновесия плоской системы сходящихся сил в аналитической форме. Исходя из того, что равнодействующая равна нулю, получим:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2} \Rightarrow \begin{matrix} F_{\Sigma x} - \Sigma F_{ix} = 0 \\ F_{\Sigma y} - \Sigma F_{iy} = 0 \end{matrix}$$

$$F_{\Sigma} = 0.$$

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

$$\begin{cases} \sum_0^n F_{ix} = 0 \\ \sum_0^n F_{iy} = 0 \end{cases}$$

плоской сходящейся системы сил:

2. Закон Гука.

Закон Гука — утверждение, согласно которому, деформация, возникающая в упругом теле (пружине, стержне, консоли, балке и т. д.), пропорциональна приложенной к этому телу силе.



Если на тело воздействовать некоторой силой, то его размер и (или) форма изменяются. Это процесс называют деформацией тела. В телах, подвергающихся деформациям, возникают силы упругости, уравновешивающие внешние силы.

3. Косозубые передачи. Достоинства и недостатки, область применения.

Косозубые передачи работают более плавно и тихо в сравнении с Цилиндрические колеса, у которых зубья расположены по винтовым линиям на делительном диаметре, называют косозубыми. При работе такой передачи зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, как в прямозубой, а постепенно; передаваемая нагрузка распределяется на несколько зубьев. В результате по сравнению с прямозубой повышается нагрузочная способность, увеличивается плавность работы передачи и уменьшается шум. Поэтому косозубые передачи имеют преимущественное распространение.

Зубья обычно расположены под углом от 15 до 30 градусов. Осевая нагрузка напрямую зависит от величины угла наклона зубьев. Косозубые передачи наиболее часто применяются в коробках передач. Они генерируют достаточно большую нагрузку, для восприятия которой используются упорные подшипники. Также косозубые передачи могут использоваться для передачи крутящего момента в случае, если зубчатые колеса устанавливаются под углом 90 градусов на перпендикулярных валах. Передаточное число обычно варьируется от 3:2 до 10:1.

Достоинства косозубых передач:

Зацепление происходит более плавно и равномерно, чем у прямозубых; меньший шум при зацеплении.

Недостатки косозубых передач:

При работе косозубого колеса возникает механический момент, направленный вдоль оси, что вызывает необходимость применения для установки вала упорных подшипников; Увеличение площади трения зубьев (что вызывает дополнительные потери мощности на нагрев), которое компенсируется применением специальных смазок; Более сложное изготовление колес по сравнению с прямозубыми.
Практическое задание : Ответ:3

Билет 9

1. Уравнения равновесия плоской системы сходящихся сил

Условие равновесия ССС

Соотношение является векторным уравнением равновесия тела под действием системы сходящихся сил. Его можно переписать так:

$$i R_x + j R_y + k R_z = 0$$

Поскольку в правой части последнего уравнения стоит сумма трех взаимно перпендикулярных векторов, то для выполнения условия необходимо, чтобы каждый из них обращался в нуль:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = 0 \quad \sum_{i=1}^n F_{iy} = 0 \quad \sum_{i=1}^n F_{iz} = 0$$

УСЛОВИЕ РАВНОВЕСИЯ

2. Коэффициент Пуассона

Коэффициент Пуассона (коэффициент поперечной деформации) одна из механических характеристик материалов, показывает зависимость между продольными и поперечными деформациями элемента, характеризует упругие свойства материала. Обозначается строчными греческими буквами ν или μ и не имеет размерности. Определяется отношением относительных поперечных $\epsilon_{поп}$ и продольных $\epsilon_{пр}$ деформаций бруса (элемента):

$$\nu = \left| \frac{\epsilon_{поп}}{\epsilon_{пр}} \right|$$

Порядок определения коэффициента поперечной деформации:

Рассмотрим деформацию элемента цилиндрической формы (рис. 1) который до нагружения имеет следующие размеры:

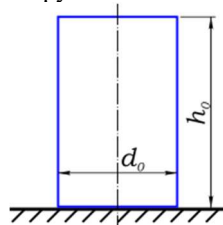


Рис. 1. Размеры бруса до нагружения

здесь

h_0 — начальный продольный размер;

d_0 — начальный поперечный размер (в данном случае — диаметр).

После нагружения некоторой продольной системой сил (например сжимающей) брус изменит свои размеры, продольный размер уменьшится (т.к. сжатие) а поперечный наоборот увеличится (рис. 2).

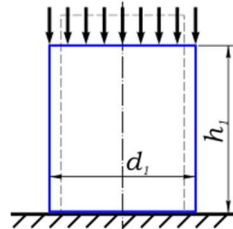


Рис. 2. Размеры бруса после деформации

Полученные в результате деформации размеры обозначим соответственно h_1 и d_1 , где:

$$h_1 = h_0 - \Delta h$$

$$d_1 = d_0 + \Delta d$$

здесь Δh и Δd соответственно абсолютные продольные и поперечные деформации. Отношение абсолютных деформаций к соответствующим начальным размерам покажет относительные деформации:

$$\varepsilon_{\text{пол}} = \frac{\Delta d}{d_0};$$

$$\varepsilon_{\text{пр}} = \frac{\Delta h}{h_0}.$$

а их отношение в свою очередь определяет коэффициент Пуассона материала бруса. Значение коэффициента принимается по модулю, т.к. продольная и поперечная деформации всегда имеют противоположные знаки (удлинение бруса приводит к его сужению и наоборот).

3. Редукторы. Виды. Особенности расчётов. Достоинства и недостатки, область применения.

Редуктор – инженерно-техническое устройство, предназначенное для преобразования крутящего момента с двигателя на другие механизмы. В большинстве механизмов он предназначен для изменения направления усилия, вращательного момента и давления, для чего используются различные типы.

На сегодняшний день существуют разные виды редукторов, среди которых выделяются:

- механические;
- турбинные;
- газовые;
- редукторы давления.

Наиболее распространёнными являются механические, которые используются в большинстве современных механизмов, в том числе автомобилях.

Ключевыми характеристиками таких устройств считаются:

- КПД;
- количество вращательных валов;
- передаваемая мощность;
- назначение.

Редукторы выступают в качестве основного элемента большинства сложных устройств и агрегатов. Они нашли применение практически во всех областях промышленности. В тяжелой промышленности наибольшее распространение получили цилиндрические и червячные редукторы, которые используются для передачи крутящего момента на рабочий инструмент.

В автомобилях редуктор — самый распространенный элемент. Коробка передач, карданный вал, тормозные системы, бензиновые насосы и регуляторы — во всех этих узлах используются редукторы различного типа.

Газовые редукторы и редукторы давления воды используются как в газодобывающей и перерабатывающей промышленности, так и на бытовом уровне (см. Добыча природного газа: особенности и подводные камни). Они позволяют контролировать давление жидкости или газа, изменять его направление.

Мотор-редукторы являются ключевыми элементами бытовой техники: миксеры, комбайны, стиральные машины и дрели используют планетарные или волновые мотор-редукторы для создания оптимальных режимов работы.

Практическое задание : Ответ:2

Билет10

1. Пара сил и ее действие на тело. Эквивалентность пар.

Парой сил называется система двух сил, равных по модулю, параллельных и направленных в разные стороны. Пара сил вызывает вращение тела, и ее действие на тело оценивается моментом.

Силы, входящие в пару, не уравновешиваются, т. к. они приложены к двум точкам . Их действие на тело не может быть заменено одной силой (равнодействующей).

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

Две пары, моменты которых равны, эквивалентны (действие их на тело аналогично).

2. Механические испытания материалов.

Механическими называют свойства материалов, которые выявляются испытаниями при воздействии внешних нагрузок. В результате таких испытаний определяют количественные характеристики механических свойств.

Эти характеристики необходимы для выбора материалов и режимов их технологической обработки, расчетов на прочность деталей и конструкций, контроля и диагностики их прочностного состояния в процессе эксплуатации.

Контроль механических свойств начинается еще при производстве металла и продолжается на всех стадиях обработки. Периодический контроль не должен прекращаться и в процессе эксплуатации изделий с целью выявления опасных зон и предотвращения аварий. Его используют при продлении технического ресурса.

При проведении механических испытаний стремятся воспроизвести такие условия воздействия на материал, которые имеют место при эксплуатации изделия, изготовленного из этого материала.

Многообразие условий обуславливает проведение большого числа механических испытаний. Но вместе с тем основными признаками, позволяющими классифицировать виды механических испытаний, являются:

- способ нагружения (растяжение, сжатие, изгиб, кручение, срез, циклическое нагружение и др.);

- скорость нагружения (статическая, динамическая);

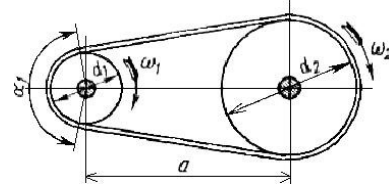
- протяженность процесса испытания во времени (кратковременная, длительная).

Существуют и другие признаки классификации.

В результате механических испытаний материалов определяют следующие характеристики: упругость, пластичность, прочность, твердость, вязкость, усталость, трещиностойкость, хладностойкость, жаропрочность.

3.Ременные передачи. Виды. Особенности расчётов, область применения.

Ременная передача относится к передачам трением с гибкой связью. Состоит из ведущего и ведомого шкивов, огибаемых ремнем. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивом и ремнем вследствие натяжения последнего.



В зависимости от формы поперечного сечения ремня передачи бывают:

1) плоскоремные 2) клиноремные 3) круглоремные 4) поликлиноремные

Ременные передачи применяют в большинстве случаев для передачи движения от электродвигателя, когда по конструктивным соображениям межосевое расстояние a должно быть достаточно большим, а передаточное число и не строго постоянным (в приводах станков, транспортеров, дорожных и строительных машин и т. п.).

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50 кВт и в редких случаях достигает 1500 кВт. Скорость ремня $u = 5...50$ м/с, а в сверхскоростных передачах может достигать до 100 м/с.

Ограничение мощности и нижнего предела скорости вызвано большими габаритами передачи. В сочетании с другими передачами ременную передачу применяют на быстроходных ступенях привода.

Все расчеты для любых типов ремней основаны на определении геометрических параметров, тяговой способности и долговечности.

Практическое задание : Ответ:2

Билет 11

1.Сложение и равновесие пар сил на плоскости.

Сложение пар производится алгебраическим суммированием их моментов:

$$M = M_1 + M_2 + \dots + M_n = \sum M_i$$

Условие равновесия системы пар, лежащих в одной плоскости: для равновесия системы пар необходимо чтобы сумма моментов пар равнялась нулю:

$$\sum M_i = 0$$

2.Понятие о срезе и смятии. Условия прочности.

Срезом или сдвигом называется деформация, возникающая под действием двух близко расположенных противоположно направленных равных сил. При этом возникают касательные напряжения.

Смятием называется местная деформация сжатия по площадкам передачи давления.

Возникающие нормальные напряжения смятия являются местными; величина их быстро убывает при удалении от площадки соприкосновения элементов.

Условие прочности элементов, работающих на срез, имеет вид

$$\tau = Q/A_{ср} \leq [\tau_{ср}], \quad (59)$$

где $A_{ср}$ —площадь среза; $[\tau_{ср}]$ —допускаемое касательное напряжение.

Величину допускаемого напряжения назначают на основании испытаний на срез. Обычно принимают $[\tau_{ср}] = (0,70-0,80) [\sigma]$.

3.Клиноремные передачи. Виды. Особенности расчётов. Достоинства и недостатки, область применения.

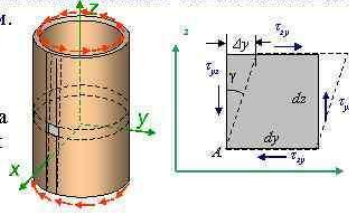
Ременную передачу с параллельными осями, приводной ремень которой имеет клиновую форму поперечного сечения, называют **клиноремной** (см. рис.3, б и 7). Клиноремную передачу выполняют толькооткрытой. Клиновые ремни стандартизованы по сечению и

	<p>длине.</p> <p>Достоинства и недостатки клиноременных передач</p> <p>Достоинства клиноременной передачи по сравнению с плоскоременной:</p> <ul style="list-style-type: none"> - возможность передачи большей мощности; - допустимость меньшего межосевого расстояния a; - возможность меньшего угла обхвата α, на малом шкиве (см. рис.1). <p>Недостатки:</p> <ul style="list-style-type: none"> - большая жесткость и, как следствие, — меньший срок службы ремня; - необходимость особых приемов при надевании ремня; - зависимость размеров проектируемой передачи от подобранного (по таблице регламентированных длин) ремня; - большая стоимость эксплуатации передачи при вытяжке (ремни не ремонтируются); - большая трудоемкость изготовления шкивов; - несколько пониженный КПД. <p>Расчет основных геометрических параметров клиноременной передачи</p> <p>1. Межосевое расстояние a (см. рис.6) для клиноременных передач определяют по аналогии с плоскоременной передачей [см. формулу (1)]. Для нормальной работы клиноременной передачи рекомендуется принимать:</p> $a_{\min} = 0,6(D_1 + D_2);$ $a_{\max} = 1,5(D_1 + D_2); \quad (13)$ <p>где D_1 и D_2 — диаметры ведущего и ведомого шкивов.</p> <p>Оптимальное межосевое расстояние a_{om} в зависимости от передаточного числа u и диаметра большого шкива D_2 следующее:</p> <table border="1" style="margin-left: 20px;"> <tr> <td>a_{om}/D_2.....</td> <td>1,5</td> <td>1,22</td> <td>1</td> <td>0,95</td> <td>0,9</td> <td>0,85</td> </tr> <tr> <td>u.....</td> <td>1</td> <td>2</td> <td>3</td> <td>4</td> <td>5</td> <td>6 и более</td> </tr> </table> <p>2. Расчетную длину ремня L определяют по формуле (3), после чего округляют до ближайшей большей стандартной длины клинового ремня выбранного типа. Длину ремня определяют по линии, проходящей через нейтральный слой поперечного сечения ремня.</p> <p>3. Диаметры шкивов D_1 и D_2. В клиноременной передаче расчетными диаметрами шкивов являются диаметры, соответствующие окружности расположения нейтрального слоя (см. рис.8 — диаметр D).</p> <p>В отличие от плоскоременной передачи диаметр малого шкива (в данном случае D_1) не рассчитывают, а принимают по стандарту. Диаметр большого шкива D_2 определяют, учитывая передаточное число по формуле (5).</p> <p>4. Наружный диаметр шкива определяют по формуле (см. рис.11, a)</p> $D_H = D + 2h_0, \quad (14)$ <p>где D — расчетный диаметр шкива; h_0 — высота канавки над расчетной шириной ремня.</p> <p>5. Ширина шкива (см. рис.11, a)</p> $B = (z - 1)t + 2b_1, \quad (15)$ <p>где z — число ремней в передаче; t — расстояние между осями клиновых канавок; b_1 — расстояние между осью крайней канавки и ближайшим торцом шкива.</p> <p>Остальные размеры шкивов клиноременных передач рассчитывают как и для шкивов плоскоременных передач.</p> <p>Практическое задание : Ответ:3</p>	a_{om}/D_2	1,5	1,22	1	0,95	0,9	0,85	u	1	2	3	4	5	6 и более
a_{om}/D_2	1,5	1,22	1	0,95	0,9	0,85									
u	1	2	3	4	5	6 и более									
Билет12	<p>1.Момент сил относительно точки и оси.</p> <p>Моментом силы относительно какой-либо точки (центра) называется вектор, численно равный произведению модуля силы на плечо, т.е. на кратчайшее расстояние от указанной точки до линии действия силы, и направленный перпендикулярно плоскости, проходящей через выбранную точку и линию действия силы в ту сторону, откуда "вращение", совершаемое силой вокруг точки, представляется происходящим против хода часовой стрелки. Момент силы характеризует ее вращательное действие.</p> <p>Момент силы относительно оси равен произведению модуля проекции силы на ее плечо, взятому с соответствующим знаком</p> <p>2. КРУЧЕНИЕ: Чистый сдвиг.</p> <p>Кручение — один из видов деформации тела. Возникает в том случае, если нагрузка прикладывается к телу в виде пары сил в его поперечной плоскости. При этом в поперечных сечениях тела возникает только один внутренний силовой фактор — крутящий момент.</p>														

Чистый сдвиг

- Понятие о чистом сдвиге – Кроме деформации растяжения или сжатия материал нагруженного элемента конструкции может испытывать *деформацию сдвига*. Напряженно-деформированное состояние, характеризуемое тем, что на гранях элемента возникают только касательные напряжения, называют чистым сдвигом.

- Закон Гука при сдвиге – деформации чистого сдвига экспериментально изучаются путем кручения трубчатых образцов. Экспериментальная диаграмма сдвига, связывающая напряжения и угол сдвига, для пластичной стали имеет такой же характер изменения, как и диаграмма растяжения:



До напряжения $\tau_{\text{шт}}$, называемого *пределом пропорциональности при сдвиге* справедлива линейная зависимость (закон Гука при сдвиге):

$$\tau = G\gamma.$$

Здесь γ – относительный сдвиг:

$$\gamma \approx \text{tg} \gamma = \frac{\Delta y}{dy}.$$

G – модуль сдвига.

Касательное напряжение, при котором угол сдвига возрастает при постоянном напряжении называется *пределом текучести при сдвиге*.

3. Цепные передачи. Виды. Особенности расчётов, достоинства и недостатки, область применения.

Цепная передача — это передача механической энергии при помощи гибкого элемента — цепи, за счёт сил зацепления. Может иметь как постоянное, так и переменное передаточное число (например, цепной вариатор).

Состоит из ведущей и ведомой звездочки и цепи. Цепь состоит из подвижных звеньев. В замкнутое кольцо для передачи непрерывного вращательного движения концы цепи соединяются с помощью специального разборного звена.

Обычно число зубьев на звездочках и число звеньев цепи стремятся делать взаимно простыми, что обеспечивает равномерность износа: каждый зуб звездочки будет поочередно работать со всеми звеньями цепи.

По назначению:

- приводные цепи
- тяговые цепи
- грузовые цепи.

Достоинства:

- большая прочность стальной цепи по сравнению с ремнем позволяет передать цепью большие нагрузки с постоянным передаточным числом и при значительно меньшем межосевом расстоянии (передача более компактна);
- возможность передачи движения одной цепью нескольким звездочкам;
- по сравнению с зубчатыми передачами — возможность передачи вращательного движения на большие расстояния (до 7 м);
- сравнительно высокий КПД ($> 0,9 \div 0,98$);
- отсутствие скольжения;
- малые силы, действующие на валы, так как нет необходимости в большом начальном натяжении;
- возможность легкой замены цепи.

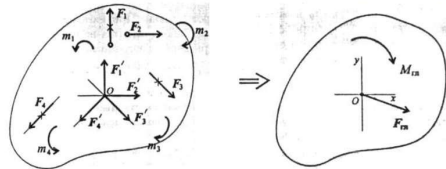
Недостатки:

- удлинение цепи с износом;
- сравнительно высокая стоимость цепей;
- невозможность использования передачи при реверсировании без остановки;
- передачи требуют установки на картерах;
- сложность подвода смазочного материала к шарнирам цепи;
- скорость движения цепи, особенно при малых числах зубьев звездочек, не постоянна, что вызывает колебания передаточного отношения.

Цепная передача применяются в сельскохозяйственных машинах, велосипедах, мотоциклах, автомобилях, строительно-дорожных машинах, в нефтяном оборудовании и т. д. Преимущественное распространение имеют открытые цепные передачи, работающие без смазки, или с периодической ручной смазкой, с однорядными втулочно-роликовыми цепями, непосредственно встроенные в машины.

Практическое задание : Ответ:2

ПРИВЕДЕНИЕ К ТОЧКЕ ПЛОСКОЙ СИСТЕМЫ ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ (ПСПРС)



○ O – точка приведения.

○ m_1, m_2, m_3, m_4 – присоединенные пары.

○ $F_{гр}$ – главный вектор системы.

○ $M_{гр0}$ – главный момент системы.

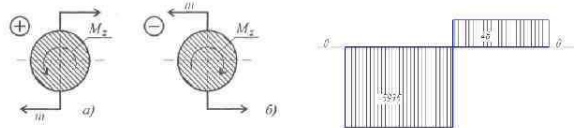
$$F_{гр} = \sum_0^n F_k$$

$$M_{гр0} = \sum_0^n m_0(F_k)$$

2. КРУЧЕНИЕ : Эпюры крутящих моментов.

Эпюры крутящих моментов

- Крутящие моменты могут меняться вдоль оси бруса.
- Крутящий момент считаем положительным, если моменты внешних пар сил направлены по часовой стрелке, в этом случае момент внутренних сил упругости направлен против часовой стрелки.
- Порядок построения эпюры моментов аналогичен построению эпюр продольных сил.



3. Вариаторы. Виды. Особенности расчётов. Достоинства и недостатки, область применения.

Назначение и характеристики. Вариаторы служат для плавного (бесступенчатого) изменения на ходу частоты вращения ведомого вала при постоянной частоте вращения ведущего вала.

В качестве механизма главного движения в вариаторах применяют передачи разного типа — фрикционные, ременные, цепные. Их выполняют в виде отдельных механизмов с непосредственным контактом ведущего и ведомого катков или с промежуточным элементом (например, ремнем). Разработано большое число конструкций с различными принципиальными схемами. Применяют в станкостроении, химической, текстильной, бумажной промышленности и др.

Разновидности вариаторов. В зависимости от формы тел качения вариаторы бывают лобовые, конусные, торовые и др.

- Главное достоинство вариатора – способность плавно изменять крутящий момент, что возможно за счет изменения длины соприкасающегося с валом ремня. С появлением вариаторов изначально использовались ремни из резины с целью снизить расходы на производство таких коробок. Со временем выяснилось, что такая конструкция не очень надежна, что обусловило слишком частый ее ремонт. Производители исправили эту ситуацию за счет использования металлического ремня, который служи гораздо дольше и не требует вмешательства на протяжении длительного времени.
- Еще одним достоинством вариатора можно считать экономию топлива по сравнению с использованием АКПП. Такая экономия возможна благодаря отсутствию разрыва мощности и максимальному использованию агрегата.
- При безрывном принципе увеличении мощности получается движение машины без рывков, которые зачастую проявляются при управлении машиной с АКПП.
- Ценителям динамики классические вариаторы оснащены специальной функцией – имитацией режима работы АКПП, когда скорости переключаются с ощутимыми рывками. Кроме того, водители могут прочувствовать на себе режим кикдауна, когда становится доступным максимальное ускорение авто.
- Современные вариаторы имеют небольшие размеры, позволяющие устанавливать их вместе с моторами в подкапотном пространстве. Универсальная конструкция вариатора дает возможность сочетания такой коробки как с обычными двигателями, так и с

гибридными моделями автомобилей, в которых использование автоматической или классической коробок очень затруднительно.

При большом количестве достоинств современные вариаторы имеют и свои недостатки.

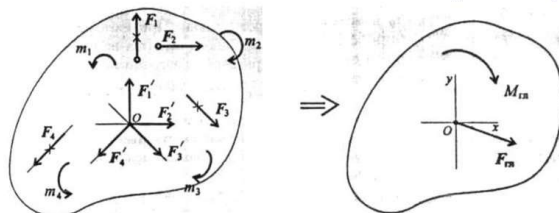
1. В первую очередь, вариаторы очень требовательны к квалифицированному обслуживанию. Отдавать автомобиль с такой коробкой в сервис или на ремонт в непрофессиональным мастерам в «гаражную» мастерскую нельзя, поскольку неквалифицированное вмешательство может повлечь в дальнейшем необходимость проведения дорогостоящего ремонта.
2. Необходимость замены масла каждый 50 тысяч километров пробега. При этом необходимо использовать для этих целей только качественную дорогую синтетику, а сам процесс замены масла важно проводить в фирменных сервисах.
3. При надежности вариаторов они все-таки, как и любая техника, могут ломаться, а ремонт, как правило, требует дорогостоящего ремонта. Наиболее распространенная неисправность вариаторов – проблемы с автоматикой, в результате которых отмечаются существенные задержки с набором мощности, постоянные обороты, что влечет за собой снижение динамики машины.
4. Вариаторы часто устанавливаются на срежнеразмерные кроссоверы японского производства и оснащенные двойным сцеплением автомобили. Конструкция агрегата достаточно сложна и не рассчитана на активную езду. Ее приоритеты в эксплуатации – аккуратная и бережная езда. При поломке двойного сцепления и вариатора ремонт для автовладельца может обойтись в достаточно крупную сумму, размер которой часто сопоставим с ценой новой АКПП.

Практическое задание : Ответ:2

Билет14

1.СИСТЕМА ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ: Приведение плоской системы сил к данной точке.

ПРИВЕДЕНИЕ К ТОЧКЕ ПЛОСКОЙ СИСТЕМЫ ПРОИЗВОЛЬНО РАСПОЛОЖЕННЫХ СИЛ (ПСПРС)



- O – точка приведения.
- m_1, m_2, m_3, m_4 – присоединенные пары.
- $F_{гл}$ – главный вектор системы.
$$F_{гл} = \sum_0^n F_k$$
- $M_{гл}$ – главный момент системы.
$$M_{гл0} = \sum_0^n m_0(F_k)$$

2.Напряжения и деформации при кручении вала

6.5 | ЧИСТЫЙ СДВИГ. КРУЧЕНИЕ

Напряжения при кручении

$KK' = \gamma \cdot dz = \rho \cdot d\varphi \quad \gamma = \rho \frac{d\varphi}{dz}$

по закону Гука: $\tau = G \cdot \gamma = G\rho \frac{d\varphi}{dz}$

$\theta = \frac{d\varphi}{dz}$ - относительный угол закручивания, $\theta = \frac{d\varphi}{dz} = \frac{T}{GI_p}$

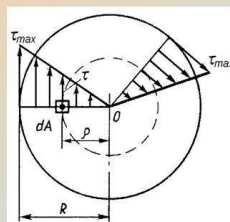
$T = G \frac{d\varphi}{dz} \int_A \rho^2 dA = G \frac{d\varphi}{dz} I_p$

$\tau = \frac{T}{I_p} \rho$

Напряжения при кручении

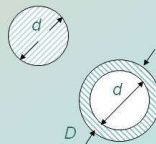
$$\tau_{\max} = \frac{T}{I_p} \rho_{\max} = \frac{T}{W_p}$$

$$W_p = I_p / \rho_{\max} = I_p / R = 2I_p / d$$



Для круглого сечения $W_p = \pi d^3 / 16 \approx 0.2 d^3$

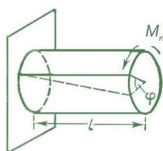
Для сечения в виде кольца $W_p = 0.2 D^3 (1 - c^4)$



2. Деформации при кручении

Угол закручивания φ - угол, на который поперечное сечение поворачивается по отношению к своему первоначальному положению

$$\varphi = \frac{M_e \delta l}{J_p G}$$



Относительный угол закручивания θ - угол закручивания на единицу длины вала мера жесткости при кручении

$$\theta = \frac{\varphi}{l} = \frac{M_e \delta}{J_p G}$$

где M_e - крутящий момент, Н·м

l - длина участка вала, м

J_p - полярный момент инерции, м⁴

G - модуль сдвига, Па

3. Вали и оси. Вращательное движение. Виды. Особенности расчётов.

Достоинства и недостатки, область применения

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на валах или осях.

Вал предназначен для передачи вращающего момента вдоль своей оси, для поддержания расположенных на нем деталей и восприятия действующих на них сил. При работе вал испытывает *изгиб* и *кручение*, а в некоторых случаях — дополнительно растяжение или сжатие.

Ось только поддерживает установленные на ней детали и воспринимает действующие на них силы. В отличие от вала ось не передает вращающего момента и, следовательно, *не испытывает кручения*. Оси могут быть **неподвижными** или **могут вращаться** вместе с насаженными на них деталями.

По форме геометрической оси валы делят на **прямые** и **непрямые** — коленчатые и эксцентриковые. Непрямые валы относят к специальным деталям. *Оси*, как правило, *изготавливают прямыми*. Прямые валы и оси могут быть **гладкими** или **ступенчатыми**. Ступенчатая форма способствует равной напряженности отдельных участков, упрощает изготовление и установку деталей на валу.

По форме поперечного сечения валы и оси бывают **сплошные** и **полые** (с осевым отверстием). Полые валы применяют для уменьшения массы или для размещения внутри другой детали. *По внешнему очертанию поперечного сечения* валы разделяют на **шлицевые** и **шпоночные**, имеющие на некоторой длине шлицевой профиль или профиль со шпоночным пазом.

Практическое задание : Ответ:2

6. Теорема Вариньона для системы сходящихся сил (теорема о моменте равнодействующей).

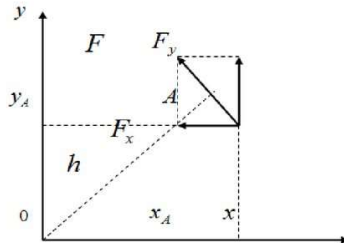
Теорема: Момент относительно центра O равнодействующей \vec{R} системы сходящихся сил $(\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n)$, расположенных в одной плоскости, равен алгебраической сумме моментов сил системы относительно того же центра.

$$M_0(\vec{R}) = M_{01}(\vec{F}_1) + M_{02}(\vec{F}_2) + \dots + M_{0n}(\vec{F}_n) = \sum M_{0i}(\vec{F}_i)$$

$$\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n = \sum \vec{F}_i$$

Например, момент силы $m_0(F)$ определяется относительно начала координат по формуле $m_0(F) = -F \cdot h$, где h – неизвестно. Воспользуемся теоремой Вариньона:

$$M_0(F) = M_0(F_x) + M_0(F_y) = x_0 \cdot F_y - y_0 \cdot F_x.$$



2. Расчеты на прочность и жесткость при кручении

6.8

ЧИСТЫЙ СДВИГ. КРУЧЕНИЕ

Расчёт вала на прочность и жёсткость

Условие прочности вала

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

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_{\max}}{0,2[\tau]}}$$

$$\tau_{\max} \leq [\tau]$$

$$[T] \leq [\tau]W_{\rho}$$

Условие жесткости вала

$$\theta_{\max} = \frac{T}{GI_{\rho}} \leq [\theta]$$

3. Шпоночные соединения. Подбор шпонок. Особенности расчётов, область применения

Шпоночное соединение – разъемное соединение, которое образует вал, шпонка и ступица (зубчатого колеса, шкива, звездочки и др.). Шпонка представляет собой соединительную деталь, устанавливаемую в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковыми или концевыми фрезами, в ступицах – протяжками.

2. Расчёт шпоночного соединения

Допускаемые размеры шпонки:

$$b_{\max}^{\text{ш}} = b_{\text{ш}} + e\sigma = 8 + 0 = 8 \text{ мм};$$

$$b_{\min}^{\text{ш}} = b_{\text{ш}} + e\tau = 8 + (-0,036) = 7,964 \text{ мм}.$$

Допускаемые размеры шпоночного

паза в валу:

$$b_{\max}^{\text{в}} = b_{\text{ш}} + ES = 8 + 0 = 8 \text{ мм};$$

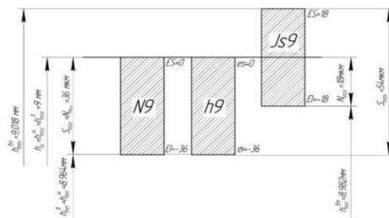
$$b_{\min}^{\text{в}} = b_{\text{ш}} + EI = 8 + (-0,036) = 7,964 \text{ мм}.$$

Допускаемые размеры шпоночного

паза во втулке:

$$b_{\max}^{\text{вт}} = b_{\text{ш}} + ES = 8 + 0,018 = 8,018 \text{ мм};$$

$$b_{\min}^{\text{вт}} = b_{\text{ш}} + EI = 8 + (-0,018) = 7,982 \text{ мм}.$$



Натяг в соединении:

шпонки с валом

$$b_{\max}^{\text{шв}} = b_{\text{ш}} + ES = 8 + 0,018 = 8,018 \text{ мм};$$

$$b_{\min}^{\text{шв}} = b_{\text{ш}} + EI = 8 + (-0,018) = 7,982 \text{ мм}.$$

шпонки со втулкой

$$N_{\max} = b_{\max}^{\text{шв}} - b_{\min}^{\text{вт}} = e\sigma - EI = 0 - (-18) = 18 \text{ мкм};$$

$$N_{\min} = 0 \text{ мкм}.$$

Зазор в соединении:

шпонки с валом

$$S_{\max} = b_{\max}^{\text{шв}} - b_{\min}^{\text{вт}} = ES - e\tau = 0 - (-36) = 36 \text{ мкм};$$

$$S_{\min} = 0 \text{ мкм}.$$

шпонки со втулкой

$$S_{\max} = b_{\max}^{\text{шв}} - b_{\min}^{\text{вт}} = ES - e\tau = 18 - (-36) = 54 \text{ мкм};$$

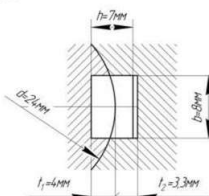
$$S_{\min} = 0 \text{ мкм}.$$

2. Расчёт шпоночного соединения

Определение основных размеров шпоночного соединения.

Результаты определения диаметра вала в месте установки шпонки: $d' = d_{\text{вал}} \cdot M = 12 \cdot 2 = 24 \text{ мм}$.

Исходя из диаметра вала по ГОСТ 23360-78, определяются основные размеры шпонки и пазов: ширина $b = 7 \text{ мм}$, высота $h = 7 \text{ мм}$, глубина шпоночного паза в валу $t_1 = 4 \text{ мм}$, глубина шпоночного паза во втулке $t_2 = 3,3 \text{ мм}$.



Определение предельных отклонений шпоночного соединения.

Предельные отклонения шпоночного соединения определяются по ГОСТ 23360-78.

Для нормального типа соединения при высоте шпонки $h = 7 \text{ мм}$ устанавливается расположение поля допуска и качество $h9$, для паза в валу $N9$, для паза во втулке $Js9$.

Практическое задание : Ответ: 1

Билет 16

1. Уравнения равновесия плоской системы сил.

РАВНОВЕСИЕ ПЛОСКОЙ СИСТЕМЫ СИЛ

Плоской называется система сил, как угодно расположенных в одной плоскости.

Первая (основная) форма уравнений равновесия:

$$\begin{aligned} 1. \sum F_{kx} &= 0, \\ 2. \sum F_{ky} &= 0, \\ 3. \sum M_O(\vec{F}_k) &= 0. \end{aligned}$$

Для равновесия плоской системы сил необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил на две координатные оси и алгебраическая сумма моментов всех сил относительно произвольной точки равнялись нулю.

2. ИЗГИБ: Прямой, косой, чистый изгиб

Изгиб — в сопротивлении материалов вид деформации, при котором происходит искривление осей прямых брусков или изменение кривизны осей кривых брусков, изменение кривизны/искривление срединной поверхности пластины или оболочки. Изгиб

связан с возникновением в поперечных сечениях бруса или оболочки изгибающих моментов. *Прямой изгиб* балки возникает в случае, когда изгибающий момент в данном поперечном сечении бруса действует в плоскости, проходящей через одну из главных центральных осей инерции этого сечения. В случае, когда плоскость действия изгибающего момента в данном поперечном сечении бруса не проходит ни через одну из главных осей инерции этого сечения, изгиб называется *косым*.

Если при прямом или косом изгибе в поперечном сечении бруса действует только изгибающий момент, то соответственно имеется *чистый прямой* или *чистый косой изгиб*.

Если в поперечном сечении действует также и поперечная сила, то имеется *поперечный прямой* или *поперечный косой изгиб*.

Часто термин «прямой» в названии прямого чистого и прямого поперечного изгиба не употребляют и их называют соответственно чистым изгибом и поперечным изгибом.

3. Передача винт-гайка. Общие сведения о винтовых механизмах. Силовые соотношения и КПД винтовой пары.

Передача винт-гайка предназначена для преобразования вращательного движения в поступательное движение. При этом как винт, так и гайка могут иметь либо одно из названных движений, либо оба движения одновременно. Применяют для поднятия грузов (домкраты), создание больших усилий до 1000 кН при малых перемещениях (прессы, нажимные устройства, тиски и т.п.) и получения точных перемещений (ходовые винты станков, измерительные приборы, делительные и регулировочные устройства).

Достоинства передачи винт-гайка

1. Большой выигрыш в силе;
2. Возможность получения медленного движения с высокой точностью перемещения; компактность при высокой нагрузочной способности;
3. Простота конструкции и изготовления;
4. Плавность и бесшумность;
5. Высокая надежность.

Недостатки передачи винт-гайка

1. Повышенный износ резьбы, вызываемый большим трением;
2. Низкий КПД.

Конструкция передач

Различные два типа передач винт-гайка:

- передачи с трением скольжения
- передачи с трением качения

Разновидности винтов передач

В зависимости от назначения передачи винты бывают:

- 1) *Грузовые*. Применяются для создания больших осевых сил. Такие винты, если они работают при знакопеременной нагрузке, имеют трапецеидальную резьбу, при большой односторонней нагрузке – упорную. В домкратах для большого выигрыша в силе и обеспечения самоторможения применяют однозаходную резьбу с малым углом подъема. Гайки грузовых винтов изготавливают цельными.
- 2) *Ходовые*. Применяют для перемещений в механизмах подачи. Для уменьшения трения в ходовых винтах применяют трапецеидальную многозаходную резьбу. Из-за повышенного износа резьбы гайки ходовых винтов изготавливают разъемными. Появляющийся зазор в резьбе регулируют с помощью набора металлических прокладок.
- 3) *Установочные*. Применяют для точных перемещений и регулировок. Установочные винты имеют метрическую резьбу. В механизмах точных перемещений важно малое трение и отсутствие зазора в резьбе. Для обеспечения безлюфтового перемещения гайки делают сдвоенными.

Сдвоенная гайка имеет неподвижную и подвижную части: последняя (правая) может смещаться в осевом направлении относительно первой, что обеспечивает устранение зазора. Смещение можно достигнуть с помощью клина, пружины или резьбы.

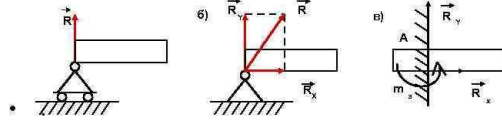
Уменьшение трения достигается заменой трения скольжения на трение качения (используется шариковая винтовая пара).

В таких механизмах между витками винта шарики увлекаются в направлении его поступательного движения, попадают в перепускной канал в гайке и возвращаются в полость между винтом и гайкой. Таким образом, перемещение шариков происходит по замкнутому каналу, соединяющему первый и последний витки резьбы гайки. Достоинства шариковых винтовых механизмов: высокий КПД (до 0,9); возможность полного устранения осевого и радикального зазоров. Их применяют в механизмах подачи станков с числовым программным управлением, механизмах подъема и спуска шасси в самолётах и т.п.

Передачи с трением скольжения имеют наибольшее распространение в виду простоты устройства.

1.Опорные устройства балочных систем.

Опорные устройства балок



1. Шарнирно подвижная опора
2. Шарнирно неподвижная опора
3. Жесткая заделка

2. Поперечные силы и изгибающие моменты в сечениях балок

При плоском поперечном изгибе в любых поперечных сечениях балки возникают два внутренних силовых фактора — поперечная сила Q и изгибающий момент M_n . Для их определения, как и при других видах деформаций, применим универсальный метод, который называется методом сечений.

Мысленно разрежем балку по сечению $n-n$, находящемуся на расстоянии x от левой опоры A (см. рис. 2.51, а). Правую часть балки отбросим и рассмотрим равновесие оставшейся левой части (см. рис. 2.51,б). Для того чтобы она находилась в равновесии, в сечении должны действовать поперечная сила и изгибающий момент, представляющие собой действие отброшенной части на оставшуюся. Для определения Q и M_n запишем два уравнения равновесия:

$$\sum F_{ky} = 0; \quad R_A - F_1 - Q = 0; \quad Q = R_A - F_1.$$

$$\sum M_c = 0; \quad R_A x - F_1(x-a) - M_n = 0; \quad M_n = R_A x - F_1(x-a).$$

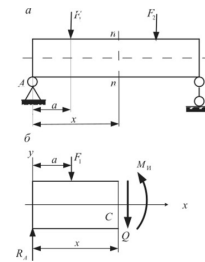


Рис. 2.51

Из полученных выражений сформулируем правила определения Q и M_n .

Результирующая внутренних сил, приложенная в сечении оставшейся части балки, численно равна алгебраической сумме внешних сил, действующих по одну сторону от сечения, называется поперечной силой и обозначается Q .

Момент пары внутренних сил, приложенный к оставшейся части балки, численно равный алгебраической сумме моментов внешних сил, действующих по одну сторону от сечения, называется изгибающим моментом и обозначается M_n .

Если вместо левой части балки рассмотреть правую, то изгибающий момент и поперечная сила в сечении будут иметь те же значения, но с противоположным знаком.

Для того чтобы изгибающий момент и поперечная сила в одном и том же сечении имели один знак независимо от того, к какой части они приложены, введем следующие правила знаков.

Поперечная сила в сечении балки $n-n$ (рис. 2.52, а) считается положительной, если равнодействующая внешних сил слева от сечения направлена снизу вверх, а справа от сечения — сверху вниз.

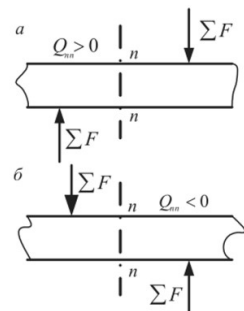


Рис. 2.52

В противоположном случае поперечная сила Q в сечении $n-n$ будет считаться отрицательной (рис. 2.52, б).

Изгибающий момент в сечении m - m (рис. 2.53, а) считается положительным, если равнодействующий момент внешних сил слева от сечения направлен по часовой стрелке, а справа от сечения — против. При направлении равнодействующих внешних моментов справа и слева от рассматриваемого сечения в другом направлении момент в сечении считается отрицательным (рис. 2.53, б).

Из рис. 2.53 следует, что изгибающий момент считается положительным, если в рассматриваемом сечении балка изгибается выпуклостью вниз, отрицательным — если выпуклостью вверх.

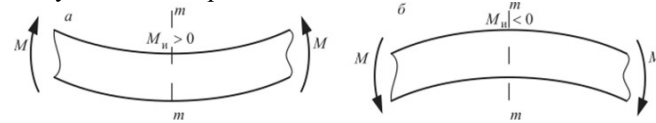


Рис. 2.53

Волокна балок, расположенные в вогнутой части, испытывают сжатие, а в выпуклой — растяжение. При построении эпюр изгибающих моментов положительные ординаты откладываются вверх от базовой оси, таким образом, эпюра будет построена со стороны сжатых волокон балки.

3. Понятие о расчете передачи на износостойкость. Основные параметры и расчетные коэффициенты

Практическое задание : Ответ: 1

Билет 18

1. Пространственная система сил. Шесть уравнений равновесия пространственной системы сил.

При равновесии $F_{гн} = 0$; $M_{гн} = 0$.

Получаем шесть уравнений равновесия:

$$\sum_{\circ} F_{kx} = 0 ; \sum_{\circ} F_{ky} = 0 ; \sum_{\circ} F_{kz} = 0 ;$$

$$\sum_{\circ} F_{kx}(F_k) = 0 ; \sum_{\circ} F_{ky}(F_k) = 0 ; \sum_{\circ} F_{kz}(F_k) = 0$$

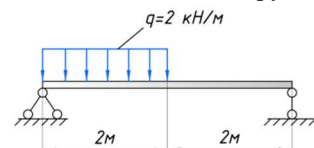
Шесть уравнений равновесия пространственной системы сил соответствуют шести независимым возможным перемещениям тела в пространстве: трем перемещениям вдоль координатных осей и трем вращениям вокруг этих осей.

2. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов

Эпюра поперечных сил — это график показывающий распределение поперечных сил в сечениях, нагруженного элемента, работающего на поперечный изгиб.

Подробный способ построения эпюры поперечных сил

В качестве примера, возьмем балку, частично нагрузим ее распределенной нагрузкой q , а часть оставим без нагрузки, чтобы рассмотреть всевозможные случаи:

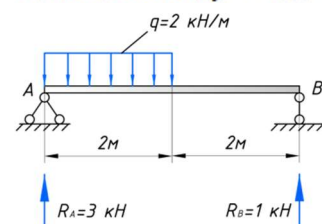


Первым делом нужно определить все внешние силы, действующие на конструкцию, то есть помимо распределенной нагрузки на балку будет действовать реакции, возникающие в опорах. Если вы до сих пор не умеете их определять, то обязательно изучите **этом материал**. В этой статье, я подробно на этом останавливаться не буду. Вот какие значения реакций получаются для рассматриваемого примера:

$$\sum M_A = R_B \cdot 4 - \frac{q \cdot 2^2}{2} = 0 \Rightarrow R_B = 1 \text{ кН};$$

$$\sum M_B = q \cdot 2 \cdot 3 - R_A \cdot 4 = 0 \Rightarrow R_A = 3 \text{ кН};$$

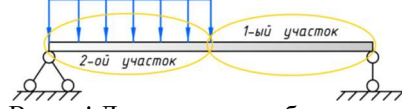
$$\text{Проверка: } \sum F_{ky} = R_B + R_A - q \cdot 2 = 0$$



Разбиваем балку на участки

После подготовительного этапа можно приступать к расчету поперечных сил. На

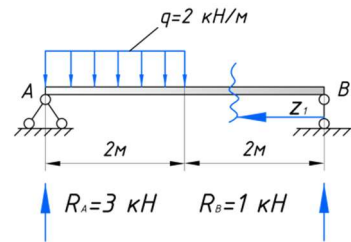
отдельных участках **балки** поперечная сила будет меняться по определенному закону. Как раз, наша задача научиться определять эти законы. Зная закон изменения поперечной силы на участке, можно определить ее значения в любом сечении в пределах этого участка. Так как, поперечная сила меняется по линейному закону, для построения эпюры достаточно определить ординаты на границах участков. Границами участков служат места приложения сосредоточенных сил, а также начало и конец распределенной нагрузки, то есть для нашего случая нужно рассмотреть два участка.



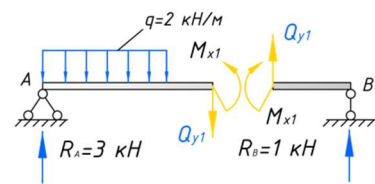
Важно! Для эпюры изгибающих моментов, границей участков также служит место приложения сосредоточенного момента. На эпюру же поперечных сил моменты не оказывают никакого влияния. Однако, так как эпюры поперечных сил и изгибающих моментов строятся, обычно, вместе, то эту границу так же нужно намечать.

Метод сечений

Приступим непосредственно к расчету. Для установления закона изменения поперечной силы, будем использовать метод сечений. Мысленно рассекаем балку на две части, в пределах 1-го участка, на расстоянии x_1 от правого торца балки.

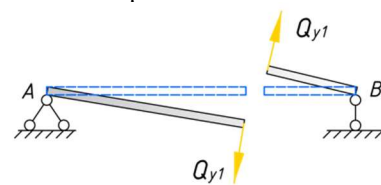


Каждую часть балки уравниваем путем приложения сосредоточенной силы Q_{y1} и момента M_{x1} . Эти силовые факторы, заменяют действие частей балки друг на друга. Для определения этих величин, достаточно рассмотреть равновесие одной из рассеченных частей.



Правила знаков для поперечной силы

Очень важно на данном этапе выбрать правильное направление поперечной силы. Она должна иметь такое направление, при котором часть балки, при неподвижном (закрепленном) противоположном от рассечения месте, стремилась повернуться ПО часовой стрелке.



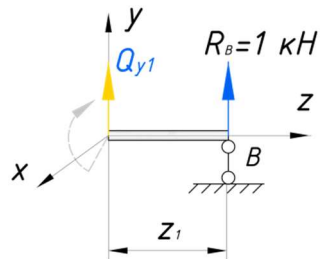
Также многие авторы рекомендуют просто запомнить такое правило:

- Для правой отсеченной части, направлять поперечную силу вверх;
- Для левой отсеченной части, направлять поперечную силу вниз.

Вводим систему координат для первого участка

Для удобства выберем правую часть, так как здесь меньше нагрузки, которую нужно учитывать в расчете. Также, мы можем не учитывать момент M_{x1} , так как в этом уроке, нас интересует только поперечная сила. В рассматриваемом сечении вводим локальную систему координат:

- Ось z будет иметь горизонтальное направление;
- Ось y будет направлена вертикально;
- Ось x будет направлена перпендикулярно плоскости чертежа (на нас).



Записываем уравнение равновесия для первого участка и строим эпюру

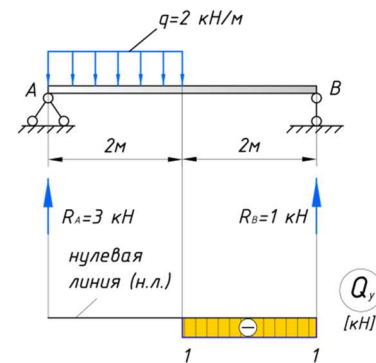
Для нахождения поперечной силы на первом участке достаточно записать одно **уравнение равновесия** – сумму проекций все сил на вертикальную ось y . Эта сумма должна быть равна нулю:

$$\sum F_{ky} = Q_{y1} + R_B = 0$$

Из полученного уравнения, следует:

$$Q_{y1} = -R_B = -1 \text{ кН}$$

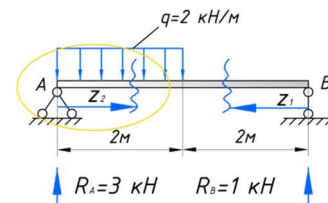
Таким образом, поперечная сила в пределах первого участка равна 1 кН. Откладываем это значение на графике:



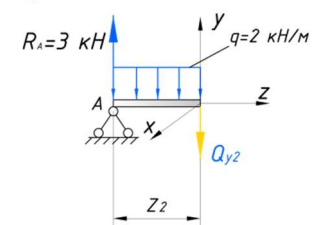
Положительное значение поперечной силы откладывается выше нулевой линии, отрицательное ниже (как в нашем случае). Эпюры штрихуются перпендикулярно нулевой линии, на каждом участке проставляются знаки, на границах участков указываются численные значения.

Расчет второго участка

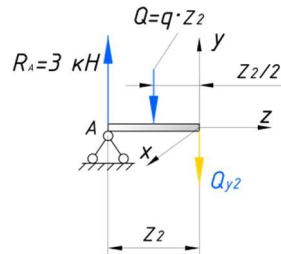
Продельваем те же действия, что выполняли для первого участка. Рассекаем балку в пределах рассматриваемого участка на расстоянии z_2 от левого торца балки:



Зарисовываем отдельно расчетный элемент, отбросив правую часть и заменив ее действие Q_{y2} и M_{x2} . Вводим локальную систему координат:



Для того чтобы рассчитать такой участок, с распределенной нагрузкой, воспользуемся хитростью, которой часто пользуются при решении задач по теоретической механике. Свернем эту нагрузку до сосредоточенной силы. Для этого умножим интенсивность q на длину действия нагрузки – z_2 .



Записываем уравнение равновесия для второго участка:

$$\sum F_{ky} = -Q_{y2} + R_A - Q = -Q_{y2} + R_A - q \cdot z_2$$

Выражаем поперечную силу:

$$Q_{y2} = R_A - q \cdot z_2$$

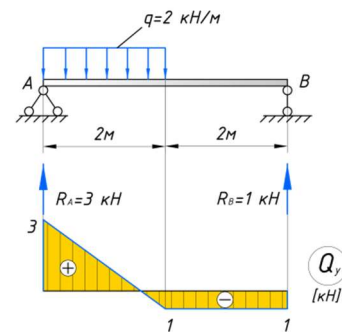
Это закон, по которому меняется поперечная сила на втором участке. Чтобы получить значения для построения эпюры, нужно в это уравнение вместо z_2 подставить координаты характерных сечений. Как и говорилось ранее, поперечная сила меняется по линейному закону (исключениями могут быть только схемы с трапециевидной нагрузкой), поэтому для построения эпюры достаточно вычислить значения на границах участка. В сечении А (при $z_2=0$) поперечная сила будет равна:

$$Q_{y2}(z_2 = 0) = R_A - q \cdot 0 = R_A = 3 \text{ кН}$$

В середине пролета, при $z_2=2\text{м}$ получим:

$$Q_{y2}(z_2 = 2\text{м}) = R_A - q \cdot 2 = 3 - 2 \cdot 2 = -1 \text{ кН}$$

По полученным значениям, строим эпюру поперечных сил на втором участке:



3. Червячные передачи. Общие сведения о червячных передачах. Достоинства и недостатки, область применения. Материалы червяков и червячных колес. Геометрические соотношения и силы, действующие в зацеплении. КПД червячной передачи.

Червячная передача представляет собой устройство, состоящее из основного червяка (винта со специальной резьбой) и зубчатого колеса, поэтому ее называют зубчато-винтовой. Это колесо, как правило, изготавливается из двух материалов – дорогого антифрикционного и более дешевого прочного металла. В рабочем процессе, когда зубья шестерни переходят в витки резьбы, сама шестерня приводится в движение червяком редуктора, передача переходит из винтовой зубчатой - в червячную.

Контакт звеньев редуктора сконцентрирован не в одной определенной точке, а по линии соприкосновения составляющих элементов. И от угла скрещивания вала и колеса (в большинстве случаев он равен 90°) зависит длина этой контактной линии. Размеры и направление резьбы червяка полностью идентично подъему зубьев ведомого колеса.

Резьба червяка бывает:

- однозаходная (правая или левая) – имеет один гребень по винтовой линии;
- многозаходная (правая и левая) – соответственно, 2, 3, 4... одинаковых гребней.

В практике чаще всего используется многозаходная правая резьба.

По своему строению червячные передачи бывают двух видов:

1. Цилиндрические (с цилиндрическим червяком, который более прост в изготовлении и применяется намного чаще).
2. Глобоидальные (с глобоидными червяками). Пример такого винта в паре с роликовым сектором – это рулевое управление автомобиля.

Зубчатые колеса различают:

1. По профилю зуба (прямой, вогнутый, роликовый).
2. По типу зубчатого колеса (полное колесо, сектор с роликом и зубчатый сектор).

Валы червячного колеса бывают:

	<ul style="list-style-type: none"> • горизонтальные; • вертикальные. <p>Передаточное число червячной передачи значительно выше, чем у аналогичной зубчатой. Это позволяет использовать подобное устройство во многих системах управления и регулировки (лифты, автокраны, экскаваторы), в большинстве обрабатывающих станков, оборудовании подъемных машин, специализированного транспорта и прочих механизмов. Червячная передача помимо положительных характеристик имеет и некоторые недостатки. Так, КПД этого двигателя значительно меньше, ведь винтовая пара в процессе работы несет некоторые потери передаваемой мощности.</p> <p>Эти редуктора нередко дорогие в обслуживании: антифрикционные материалы, необходимые для обработки червячной пары стоят немалых денег. К тому же заедание резьбы и зубьев – очень распространенное явление в подобных мотор-редукторах. Здесь имеет место деформация рабочей поверхности зубьев колеса и резьбы винта, а также их поломка вследствие значительных перегрузок и долгосрочной их эксплуатации. В связи с этим червячные передачи применяются значительно реже, чем подобные зубчатые. А передаваемые мощности, которые они создают, довольно небольшие – до 50-200 кВт.</p> <p>Практическое задание : Ответ:2</p>
<p>Билет19</p>	<p>1. Центр тяжести. Центр тяжести сложных геометрических фигур</p> <p>Центр тяжести- геометрическая точка, неизменно связанная с твёрдым телом, через которую проходитравнодействующая всех сил тяжести, действующих на частицы этого тела при любом положении последнего в пространстве; она может не совпадать ни с одной из точек данного тела (например, у кольца). Если свободное тело подвешивать на нити, прикрепляемые последовательно к разным точкам тела, то направления этих нитей пересекутся в Ц. т. тела. Положение Ц. т. твёрдого тела в однородном поле тяжести совпадает с положением его центра.</p> <p>Разбивая тело на части с весами p_k, для которых координаты x_k, y_k, z_k их Ц. т. известны, можно найти координаты Ц. т. всего тела по формулам:</p> $x_c = \frac{\sum p_k x_k}{\sum p_k}$ <p>Ц. т. однородного тела, имеющего центр симметрии (прямоугольная или круглая пластины, шар, цилиндр и др.), находится в этом центре.</p> <ol style="list-style-type: none"> 1. Разбить фигуру на простые геометрические фигуры, положение центров тяжести которых известны. 2. Выбрать систему координат. 3. Определить площади геометрических фигур. 4. Определить центр тяжести каждой фигуры относительно координат x, y. 5. Определить общую площадь фигуры по формуле $A = \sum A_i$. 6. Определить координаты центра тяжести всей фигуры. 7. Методом подвешивания определить положения центра тяжести сложных геометрических фигур. 8. Сравнить результаты и сделать вывод. <p>3. Нормальные напряжения при изгибе</p> <p>при прямом и поперечном изгибе в сечениях балки возникают два силовых фактора (внутренних усилия): изгибающий момент M и поперечная сила Q. Расчетная практика показывает, что изгибающий момент в большинстве случаев имеет решающее значение при подборе сечения и проверке прочности балочных конструкций.</p> <p>Под действием нагрузки балка прогибается так, что ее нижние волокна удлиняются, а верхние укорачиваются, т.е. изгиб сопровождается появлением нормальных напряжений. При постепенном переходе от удлиняющихся волокон к укорачивающимся (или наоборот) встречается промежуточный слой волокон, который не меняет своей длины. Этот слой называется <i>нейтральным</i>, а линия его пересечения с плоскостью поперечного сечения балки – <i>нейтральной линией</i> или осью. Таким образом, нейтральная линия является геометрическим местом концентрации точек, в которых нормальные напряжения равны нулю.</p> <p>Для выяснения характера распределения и значения напряжений, вызываемых изгибающим моментом, обратимся к случаю чистого изгиба, характерный пример которого приведен ниже на Рис.3(а).</p>

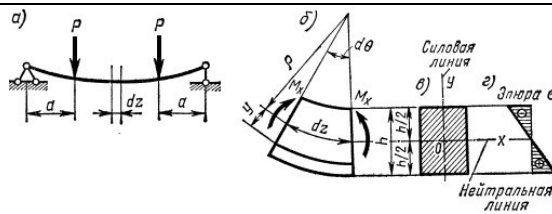


Рис. 3.

На выше представленной схеме (Рис.3, а) двумя бесконечно близкими сечениями выделен участок балки длиной dz и изображен в укрупненном масштабе (Рис.3, б). Будучи параллельными друг другу до деформации оба сечения взаимно повернутся вокруг своих нейтральных линий на угол $d\theta$ после приложения нагрузки. Длина отрезка нейтрального слоя при этом не изменится.

Любое волокно, лежащее выше или ниже нейтрального слоя, изменит свою длину. Так, относительное удлинение волокон, расположенных на расстоянии « y » от нейтрального слоя, составляет:

$$\varepsilon = \frac{y}{\rho} \quad (1),$$

где ρ – радиус кривизны изогнутой оси балки.

Эта зависимость выражает геометрическую сторону задачи о чистом изгибе: *деформации волокон пропорциональны их расстоянию от нейтрального слоя*. Осталось перейти от деформаций к напряжениям, т.е. рассмотреть физическую сторону задачи. Подставляем зависимость (1) в выражение закона Гука при осевом растяжении (сжатии) и получаем:

$$\sigma = \frac{E \cdot y}{\rho} \quad (2),$$

т.е. нормальные напряжения изменяются по высоте сечения линейно.

После некоторых преобразований выражение (2) превращается в следующую формулу:

$$\sigma = \left(\frac{M_x}{J_x} \right) \cdot y \quad (3),$$

которая позволяет вычислять нормальные напряжения при чистом изгибе балки в любой точке ее поперечного сечения. Изгибающий момент « M_x » и координату « y » удобнее всего брать по абсолютному значению, а знак напряжения устанавливать исходя из характера деформирования балки (при растяжении – плюс, при сжатии – минус), т.е. по эпюре « M », ординаты которой откладывают со стороны растянутых волокон. Нетрудно догадаться, что максимальные значения напряжений возникают в точках, наиболее удаленных от нейтральной линии.

При поперечном изгибе действуют не только нормальные, но и касательные напряжения. Последние усложняют картину деформирования, приводя к искривлению поперечных сечений балки, в результате чего нарушается гипотеза плоских сечений. Однако тщательные исследования показывают, что искажения, вносимые касательными напряжениями, незначительно влияют на нормальные напряжения. Таким образом, при определении нормальных напряжений в случае поперечного изгиба вполне применима теория чистого изгиба. Касательные напряжения в расчетах на прочность как правило не учитываются.

4. Храповые механизмы.

Храповой механизм (храповик) — зубчатый механизм *прерывистого движения*, предназначенный для преобразования возвратно-вращательного движения в прерывистое вращательное движение в одном направлении. Проще говоря, храповик позволяет оси вращаться в одном направлении и не позволяет вращаться в другом. Храповые механизмы используются достаточно широко — например, в турникетах, гаечных ключах, заводных механизмах, домкратах, лебёдках, замках наручников и т. д. Храповик обычно имеет форму зубчатого колеса с несимметричными зубьями, имеющими упор с одной стороны. Движение колеса в обратную сторону ограничивается *собачкой*, которая прижимается к колесу пружинной или под собственным весом.

Практическое задание : Ответ: 1

Билет 20

1. Основные понятия кинематики. Уравнение движения точки.

Кинематикой называют раздел механики, в котором движение тел рассматривается без выяснения причин, его вызывающих.

Механическим движением тела называют изменение его положения в пространстве относительно других тел с течением времени.

При движении материальной точки M ее координаты x, y, z и радиус-вектор \vec{r} изменяются с течением времени t .

Поэтому для задания закона движения м.т. необходимо указать либо вид функциональной зависимости всех трех ее координат от времени:

$$\begin{pmatrix} x = x(t), y = y(t), z = z(t), \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \end{pmatrix}$$

либо зависимость от времени радиус-вектора этой точки

$$\vec{r} = \vec{r}(t) \begin{pmatrix} \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \end{pmatrix}$$

Три скалярных уравнения (1.2) или эквивалентное им одно векторное уравнение (1.3) называются кинематическими уравнениями движения материальной точки.

2. Расчеты на прочность при изгибе

Рассчитать на прочность — это значит определить напряжение и сравнить его с допустимым.

Условие прочности при изгибе:

$$\sigma_{из}^{max} = \frac{M_x}{W_x} \leq [\sigma_{из}]$$

где $[\sigma_{из}]$ — допускаемое напряжение.

По этому неравенству проводят проверочные расчеты после окончания конструирования балки.

3. Подшипники качения, подшипники качения. Область применения, достоинства и недостатки. Выбор подшипников качения.

Подшипник (от «подшип») — сборочный узел, являющийся частью опоры или упора и поддерживающий вал, ось или иную подвижную конструкцию с заданной жёсткостью. Фиксирует положение в пространстве, обеспечивает вращение, качение или линейное перемещение (для *линейных подшипников*) с наименьшим сопротивлением, воспринимает и передаёт нагрузку от подвижного узла на другие части конструкции.

То есть **подшипник** — это опора, которая воспринимает нагрузки и допускает относительное перемещение частей механизма в требуемом направлении.

По виду трения подшипники делятся на подшипники скольжения и подшипники качения.

Подшипники качения

Преимущества подшипников качения

1. сравнительно малая стоимость вследствие массового производства
2. малые потери на трение и незначительный нагрев при работе
3. высокая взаимозаменяемость, что облегчает монтаж и ремонт машин при эксплуатации
4. малый расход цветных металлов при изготовлении и смазочного материала при эксплуатации
5. малые осевые размеры

Недостатки подшипников качения

1. большие радиальные размеры
2. чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам
3. большая сопротивляемость вращению, шум и низкая долговечность на высоких скоростях вращения.

Подшипники качения состоят из:

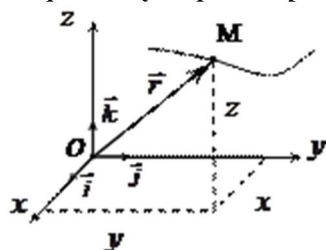
- наружного и внутреннего колец с дорожками качения,
- тел качения (шариков или роликов),
- сепараторов, разделяющих и направляющих тела качения.

Практическое задание : Ответ: 1

Билет 21

1. Скорость точки. Ускорение точки

Скорость и ускорение при координатном способе задания движения



Связь векторного способа задания движения и координатного

$$\vec{r} = x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}$$

дается соотношением

Из определения скорости:

$$\vec{v} = \frac{d\vec{r}}{dt} = \frac{d}{dt}(x\vec{i} + y\vec{j} + z\vec{k}) = \frac{dx}{dt}\vec{i} + \frac{dy}{dt}\vec{j} + \frac{dz}{dt}\vec{k}$$

Проекции скорости на оси координат равны производным соответствующих координат по

$$\text{времени } v_x = \dot{x}, v_y = \dot{y}, v_z = \dot{z}$$

Точкой сверху здесь и в дальнейшем обозначается дифференцирование по времени.

Модуль и направление скорости определяются выражениями:

$$|\vec{v}| = \sqrt{v_x^2 + v_y^2 + v_z^2}, \quad \cos(\vec{v}, \vec{i}) = \frac{v_x}{v}, \quad \cos(\vec{v}, \vec{j}) = \frac{v_y}{v}, \quad \cos(\vec{v}, \vec{k}) = \frac{v_z}{v}$$

Из определения ускорения:

$$\vec{a} = \frac{d\vec{v}}{dt} = \frac{d}{dt}(\dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j} + \dot{z}\vec{k}) = \ddot{x}\vec{i} + \ddot{y}\vec{j} + \ddot{z}\vec{k}$$

Проекции ускорения на оси координат равны вторым производным соответствующих

$$\text{координат по времени } a_x = \ddot{x}, a_y = \ddot{y}, a_z = \ddot{z}$$

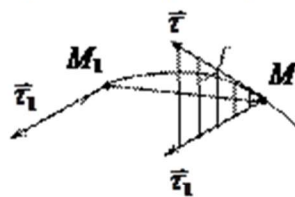
Модуль и направление ускорения определяются выражениями:

$$|\vec{a}| = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2},$$

$$\cos(\vec{a}, \vec{i}) = \frac{a_x}{a}, \quad \cos(\vec{a}, \vec{j}) = \frac{a_y}{a}, \quad \cos(\vec{a}, \vec{k}) = \frac{a_z}{a}$$

Скорость и ускорение при естественном способе задания движения

Естественные оси (касательная, главная нормаль, бинормаль) – это оси подвижной прямоугольной системы координат с началом в движущейся точке. Их положение определяется траекторией движения.



Касательная (с единичным вектором $\vec{\tau}$) направлена по касательной в положительном направлении отсчета дуговой координаты и находится как предельное положение секущей, проходящей через данную точку.

Через касательную проходит соприкасающаяся плоскость, которая находится как предельное положение плоскости p при стремлении точки M_1 к точке M . Нормальная плоскость перпендикулярна касательной. Линия пересечения нормальной и

соприкасающейся плоскостей – главная нормаль. Единичный вектор главной нормали \vec{n} направлен в сторону вогнутости траектории.



Бинормаль с единичным вектором \vec{b} направлена перпендикулярно касательной и главной нормали так, что оси $\vec{\tau}$, \vec{n} и \vec{b} образуют правую систему координат.

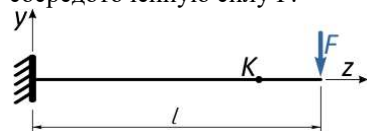
Координатные плоскости введенной подвижной системы координат (соприкасающаяся, нормальная и спрямолиняющая) образуют естественный трехгранник, который перемещается вместе с движущейся точкой, как твердое тело. Его движение в пространстве

определяется траекторией и законом изменения дуговой координаты.

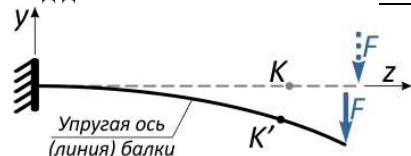
2. Понятие о линейных и угловых перемещениях при изгибе

Линейные перемещения

Отметим в произвольном месте балки точку К и приложим к свободному концу консоли сосредоточенную силу F.

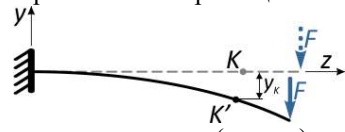


Под действием этой силы балка изогнется, и точка К переместится в новое положение К'.

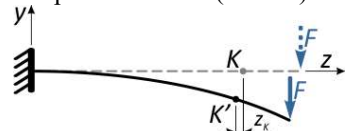


Очевидно, что перемещение точки К произойдет, не строго вертикально, поэтому разложим его на две составляющие:

вертикальное перемещение по оси y, называемое прогибом балки в т. К (y_K)



и горизонтальное (осевое) смещение точки вдоль горизонтальной оси — z_K



Практические расчеты показывают, что осевые смещения как правило, несоизмеримо меньше вертикальных перемещений (например, в данном случае $z_K \ll y_K$), поэтому ими пренебрегают, ограничиваясь вычислением прогибов.

Линейные перемещения (прогибы балки) измеряются в метрах или кратных единицах измерения (миллиметрах и сантиметрах).

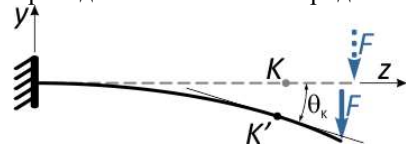
Прогибы, при которых сечение в результате деформации балки перемещается вверх принимаются положительными.

Именно по величине прогибов определяется жесткость балки.

Угловые перемещения

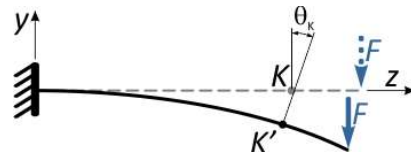
Кроме линейных, сечения балки при изгибе получают и угловые перемещения.

Проведем касательные к продольной оси балки в точках К и К'.



В первом случае линия касательной совпадает с прямой осью балки, во втором — располагается под углом θ .

Угол между касательными очевидно равен углу между нормальными к оси балки в этих точках.



Этот угол θ_K называется углом наклона сечения К в результате деформации балки.

Вычисляется в радианах, с последующим переводом в градусы.

Между линейными и угловыми перемещениями при изгибе существует дифференциальная зависимость.

$$\theta = \frac{dy}{dz}$$

Например, в сечениях, углы наклона которых равны нулю следует ожидать экстремума изогнутой линии балки на данном участке.

4. Муфты. Виды муфт. Область применения.

Устройства, предназначенные для соединения концов валов или для соединения валов с

расположенными на них деталями (зубчатыми колёсами, звёздочками и др.), называют муфтами.

Основное назначение муфт-передача вращающего момента без изменения его модуля и направления. Муфты могут выполнять и другие функции: предохранять механизм от перегрузок, компенсировать несоосность валов, разъединять или соединять валы во время работы и др.

Классификация муфт. Имеется большое разнообразие конструкций муфт, которые различаются не только функциональным назначением, но и принципом действия: механические, гидравлические, электростатические и др. Широко применяемые муфты стандартизированы.

По характеру соединения валов муфты подразделяют на неуправляемые (постоянные), управляемые и самоуправляемые (автоматические).

Постоянные муфты в свою очередь делят на глухие и компенсирующие. Глухие муфты (втулочные, фланцевые и др.) жестко соединяют валы. Компенсирующие муфты могут быть жесткими (зубчатые, цепные, кулачковые и др.) и упругими (втулочно-пальцевые, со змеевидными пружинами и др.). Первые компенсируют неточности изготовления и монтажа механизма, вторые смягчают толчки и удары при его работе.

Управляемые (сцепные) муфты (кулачковые или фрикционные) позволяют соединить и разъединить валы во время работы с помощью механизма управления.

Самоуправляемые муфты (со срезным штифтом, центробежные, обгонные и др.) предназначены для автоматического соединения и разъединения валов при изменении режима их работы, т.е. нагрузки, скорости или направления вращения.

Практическое задание : Ответ:2

Билет22

1.Виды движения точки в зависимости от ускорения

Виды движения точки в зависимости от ускорения

Прямолинейное движение. В этом случае траектория движения точки – прямая, причем точка движется вдоль этой прямой в одном направлении. Радиус кривизны прямой R равен бесконечности (прямую можно считать окружностью бесконечно большого радиуса). Тогда $a_n = \frac{v^2}{R} = 0$, поэтому может изменяться только алгебраическая величина скорости точки. Это изменение полностью характеризуется касательным ускорением $a = a_t = \frac{dv}{dt}$.

Равномерное криволинейное движение. Так как при равномерном движении точки модуль скорости остается постоянным, то есть $v = const$, тогда $a_t = \frac{dv}{dt} = 0$. Вектор полного ускорения a , следовательно, направлен по главной нормали в сторону вогнутости, модуль полного ускорения равен $a = a_n = \frac{v^2}{R}$.

Равномерное прямолинейное движение. В этом случае $a_n = \frac{v^2}{R} = 0$ и $a_t = \frac{dv}{dt} = 0$, а значит $a = 0$. Единственный вид движения, в котором ускорение точки все время остается равным нулю, - равномерное прямолинейное движение.

Равнопеременное криволинейное движение. Равнопеременным называется такое криволинейное движение точки, при котором касательное ускорение остается все время величиной постоянной $a_t = \frac{dv}{dt} = const$. Если при равномерном криволинейном движении точки модуль скорости возрастает, то движение называется равноускоренным, а если убывает – равнозамедленным.

2.Понятие о сложном деформируемом состоянии

Совокупность деформаций, возникающих по различным направлениям и в различных плоскостях, проходящих через точку, определяют *деформированное состояние* в этой точке.

Сложное деформированное состояние возникает, если деталь одновременно подвергается нескольким простейшим нагружениям.

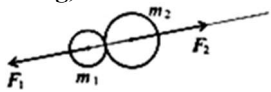
Такие состояния возникают в заклепочных соединениях (срез и смятие), в болтовых соединениях (растяжение и скручивание), при поперечном изгибе бруса (изгиб и сдвиг). Часто одним из нагружений (незначительным) пренебрегают.

Например, длинные балки рассчитывают только на изгиб.

4. Краткие сведения о методах изготовления зубчатых колес

В зависимости от материала, формы и размеров колес заготовки для них получают **литьем, ковкой или штамповкой**. Зубья колес изготавливают накатыванием, нарезанием, реже литьем.

Накатывание зубьев. Накатывание - это образование зубьев на поверхности обода заготовок колес. Различают горячее и холодное накатывание. При **горячем накатывании** образование зубьев происходит в результате пластических деформаций обода заготовок, нагретых токами высокой частоты до температуры 1200° С. Заготовки обкатывают между колесами - накатниками звольвентного профиля. При этом на венце выдавливаются зубья,

	<p>модуль которых можно получить до 5 мм. Холодное накатывание зубьев применяется при изготовлении мелкозубчатых колес с модулем менее 2,5 мм. Холодное накатывание применяется как отделочная операция при обработке зубьев. Процесс горячего и холодного накатывания зубьев обеспечивает получение зубчатых колес 7-й и 8-й степени точности. После накатывания улучшается структура поверхностного слоя металла (создается деформационное упрочнение), что обеспечивает повышение прочности зубьев на 15...20%. Накатывание - высокопроизводительный метод изготовления зубчатых колес, резко сокращающий отход металла в стружку. Применяется в массовом производстве.</p> <p>Нарезание зубьев. Существуют два метода нарезания зубьев — копирование и обкатка. Метод копирования основан на прорезании впадин между зубьями дисковой модульной фрезой или пальцевой зуборезной фрезой, форма режущих кромок, которых соответствует форме впадины зуба колеса. Пальцевая фреза применяется для фрезерования профилей косозубых, прямозубых и шевронных колес крупного модуля. После прорезания каждой впадины заготовку вручную поворачивают на угол $360^\circ/z$ (на шаг зацепления). Это малопроизводительный и неточный метод. Применяется в единичном производстве, главным образом при ремонтных работах.</p> <p>Метод обкатки основан на воспроизведении зацепления зубчатой пары. Одной из зубчатых деталей является обрабатываемая заготовка, а второй — режущий инструмент, например инструментальная рейка. В процессе нарезания заготовка вращается вокруг своей оси, а рейка совершает возвратно-поступательное движение по вертикали и поступательное движение параллельно касательной заготовке.</p> <p>В качестве режущего инструмента применяют червячные фрезы, имеющие в осевом сечении форму инструментальной рейки, зуборезные долбяки и др. Червячные фрезы применяют для нарезания прямых и косых зубьев цилиндрических колес с внешним расположением зубьев и для нарезания зубьев червячных колес. Долбяками можно нарезать не только прямозубые колеса внешнего или внутреннего зацепления, но и колеса с винтовыми зубьями. Метод обкатки обеспечивает высокую производительность и точность вследствие непрерывности процесса обкатки. Имеет основное применение при нарезании зубьев. Нарезание зубьев конических колес методом обкатки производится строганием, фрезерованием инструментом с прямобочным профилем.</p> <p>Практическое задание : Ответ:4</p>
<p>Билет 23</p>	<p>1.Аксиомы динамики Законы динамики обобщают результаты многочисленных опытов и наблюдений. Законы динамики, которые принято рассматривать как аксиомы, были сформулированы Ньютоном, но первый и четвертый законы были известны Галилею. Механику, основанную на этих законах, называют классической механикой.</p> <p>Первая аксиома (принцип инерции): <i>Всякая изолированная материальная точка находится в состоянии покоя или равномерного и прямолинейного движения, пока приложенные силы не выведут ее из этого состояния.</i></p> <p>Это состояние называют состоянием инерции. Вывести точку из этого состояния, т. е. сообщить ей некоторое ускорение, может внешняя сила.</p> <p>Всякое тело (точка) обладает <i>инертностью</i>. Мерой инертности является масса тела. Массой называют <i>количество вещества в объеме тела</i>, в классической механике ее считают величиной постоянной. Единица измерения массы — килограмм (кг).</p> <p>Вторая аксиома (второй закон Ньютона — основной закон динамики) <i>Зависимость между силой, действующей на материальную точку, и сообщаемым ею ускорением следующая:</i></p> <p>$\mathbf{F} = m\mathbf{a}$,</p> <p>где m — масса точки, кг; a — ускорение точки, м/с².</p> <p><i>Ускорение, сообщенное материальной точке силой, пропорционально величине силы и совпадает с направлением силы.</i></p> <p>Основной закон динамики в дифференциальной форме:</p> $F = m \frac{d^2 S}{dt^2}, \quad \text{т. к.} \quad a = \frac{d^2 S}{dt^2} = \frac{dv}{dt}.$ <p>На все тела на Земле действует сила тяжести, она сообщает телу ускорение свободного падения, направленное к центру Земли:</p> <p>$\mathbf{G} = m\mathbf{g}$,</p>  <p>Рис. 13.1</p> <p>где $g = 9,81 \text{ м/с}^2$, ускорение свободного падения.</p>

Третья аксиома (третий закон Ньютона).
Силы взаимодействия двух тел равны по величине и направлены по одной прямой в разные стороны (рис. 13.1):

$$F_1 = F_2; \quad F_1 = m_1 a_1; \quad F_2 = m_2 a_2.$$

Откуда

$$m_1 a_1 = m_2 a_2 \quad \text{или} \quad \frac{m_1}{m_2} = \frac{a_2}{a_1}.$$

При взаимодействии ускорения обратно пропорциональны массам.

Четвертая аксиома (закон независимости действия сил).

2.Понятие о теориях прочности

Теории прочности предлагают методы оценки меры опасности любого напряженного состояния. Существуют различные взгляды на причины, вызывающие опасное состояние материала. Одни считают, что опасное состояние наступает при достижении нормальными напряжениями предельного значения. Другие рекомендуют за критерий опасного состояния принимать наибольшую относительную деформацию, третьи – величины касательных напряжений. Предлагаемые критерии позволяют сравнивать разнотипные напряженные состояния с опасным состоянием материала при наиболее изученной деформации – простом растяжении. Напряженные состояния считают равноопасными или равнопрочными, если при пропорциональном увеличении действующих на тело нагрузок в одно и то же число раз это приводит к опасному состоянию материала. Сравнение напряженных состояний материала проводят по величине эквивалентного (приведенного) напряжения σ_{red} при растяжении. Под эквивалентным понимают напряжение, которое **следует создать** в растянутом образце, чтобы его напряженное состояние было равноопасным с заданным напряженным состоянием.

Физические процессы, происходящие при переходе в опасные состояния, сильно различаются для пластичных и хрупких материалов, поэтому существенно могут различаться и условия перехода в эти состояния.

Рассмотрим несколько из классических теорий прочности. **Первая теория прочности, или теория наибольших нормальных напряжений** представляет собой гипотезу о том, что опасное состояние материала при сложном напряженном состоянии наступит тогда, когда наибольшее нормальное напряжение достигнет величины предельного напряжения при растяжении. Практическая проверка не подтвердила этой гипотезы, первая теория прочности в практических расчетах не применяется.

Вторая теория прочности, или теория наибольших деформаций представляет собой гипотезу, согласно которой при сложном напряженном состоянии опасное состояние материала наступит, если наибольшая по абсолютной величине относительная линейная деформация достигнет значения, соответствующего опасному состоянию материала при растяжении или сжатии. Данная гипотеза дает удовлетворительное совпадение результатов расчета и эксперимента для хрупких материалов.

Третья теория прочности, или теория наибольших касательных напряжений представляет собой гипотезу, согласно которой прочность материала при сложном напряженном состоянии обеспечена, если наибольшее касательное напряжение не превосходит допустимого касательного напряжения при растяжении, т.е. $\tau_{max} \leq \tau_{adm}$. Условие прочности материала по третьей гипотезе, выраженное в эквивалентных напряжениях при растяжении, имеет вид

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq \sigma_{adm}, \quad (1)$$

где σ_{red} – приведенное или эквивалентное нормальное напряжение; σ , τ – соответственно нормальное и касательное действующие напряжения; σ_{adm} – допустимое напряжение материала при растяжении. Третья теория прочности широко применяется для пластичных материалов, одинаково сопротивляющихся растяжению и сжатию.

Энергетическая (четвертая) теория прочности представляет собой гипотезу о том, что опасное состояние материала при сложном напряженном состоянии возникнет тогда, когда величина удельной потенциальной энергии деформации достигнет значения, соответствующего опасному состоянию данного материала при растяжении или сжатии. При расчетах хрупких материалов эта теория неприменима, при ее использовании хорошо согласуются результаты расчетов с опытными данными для пластичных материалов. Условие прочности при использовании четвертой гипотезы примет вид

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{adm}. \quad (2)$$

3. Виды разрушения зубьев зубчатых колес

а) *Излом зубьев.* Различают два вида излома зубьев. Излом от больших перегрузок, а иногда от перекоса валов и неравномерной нагрузки по ширине зубчатого венца и усталостный излом, происходящий от длительного действия переменных напряжений изгиба, которые вызывают усталость материала зубьев.

Усталостные трещины образуются чаще всего у основания зуба на той стороне, где от изгиба возникают напряжения растяжения. Для предупреждения усталостного излома применяют: колёса с положительным смещением при нарезании зубьев; термообработку; дробеструйный наклёп; жёсткие валы, увеличивают модуль и др.

б) Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев. Основной вид разрушения поверхности зубьев для большинства закрытых быстроходных передач, работающих при смазке. Возникает вследствие длительного действия переменных контактных напряжений, вызывающих усталость материала зубьев. Выкрашивание обычно начинается вблизи полюсной линии на ножках зубьев, где развивается наибольшая сила трения, способствующая пластичному течению материала и образованию микротрещин на поверхности зубьев. Развитию трещин способствует расклинивающий эффект смазочного материала, который запрессовывается в трещины зубьев при зацеплении. Повторяясь, такое действие приводит к откалыванию частиц металла поверхности зубьев и к образованию вначале мелких ямок, переходящих далее в раковины. При выкрашивании нарушается условия образования сплошной масляной плёнки, появляется металлический контакт с последующим быстрым износом или задиром поверхности. Для предупреждения усталостного выкрашивания повышают твёрдость поверхности зубьев и степень их точности, правильно выбирают сорт масла и др.

Так как контактные напряжения являются причиной усталостного разрушения, то основным критерием работоспособности и расвета закрытых передач является контактная прочность рабочих поверхностей зубьев. При этом расчёт зубьев на изгиб производят как проверочный.

В передачах, работающих, со значительным износом (открытые передачи), выкрашивания не наблюдается, так как изнашивание поверхностных слоёв зубьев происходит раньше, чем появляются трещины.

в) *Изнашивание зубьев.* Основной вид разрушения зубьев открытых передач, а также закрытых, но недостаточно защищённых от загрязнения абразивными частицами (пыль, песчинки, продукты износа и т.п.). Такие передачи встречаются в сельскохозяйственных, транспортных, грузоподъёмных машинах и т.п. По мере изнашивания первоначальный эвольвентный профиль зубьев искажается увеличиваются зазоры в зацеплении, возникают динамические нагрузки и повышенный шум. Прочность изношенного зуба понижается вследствие уменьшения площади поперечного сечения, что может привести к излому зуба. Основные меры предупреждения износа – повышение твёрдости зубьев, защита от загрязнения и др.

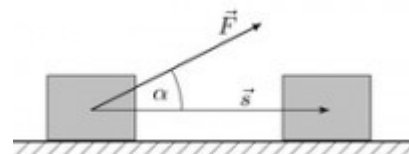
г) *Заедание зубьев* происходит преимущественно в высокоскоростных быстроходных передачах. В месте контакта зубьев развиваются высокие давления и температура, масляная плёнка разрывается и появляется металлический контакт. Здесь происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образовавшиеся наросты на зубьях задирают поверхности других зубьев, оставляя на них широкие и глубокие борозды в направлении скольжения. Для предупреждения заедания повышают твёрдость рабочих поверхностей зубьев, применяют противозадирочные масла и другие меры, что и против изнашивания.

Практическое задание : Ответ:2

Билет 24

1. Работа и мощность

Работа силы



Все физические тела в окружающем нас мире приводятся в движение с помощью силы. Если на движущееся тело в попутном или противоположном направлении действует сила или несколько сил со стороны одного или нескольких тел, то говорят, что **совершается работа**.

То есть, механическую работу совершает действующая на тело сила. Так, сила тяги электровоза приводит в движение весь поезд, тем самым совершая механическую работу. Велосипед приводится в движение мускульной силой ног велосипедиста.

Следовательно, эта сила также совершает механическую работу.

В физике **работой силы** называют физическую величину, равную произведению модуля

силы, модуля перемещения точки приложения силы и косинуса угла между векторами силы и перемещения.

$$A = F \cdot s \cdot \cos(\alpha),$$

где F модуль силы,

s – модуль перемещения.

Работа совершается всегда, если угол между векторами силы и перемещения не равен нулю. Если сила действует в направлении, противоположном направлению движения, величина работы имеет отрицательное значение.

Работа не совершается, если на тело не действуют силы, или если угол между приложенной силой и направлением движения равен 90° ($\cos 90^\circ = 0$).

Если лошадь тянет телегу, то мускульная сила лошади, или сила тяги, направленная по ходу движения телеги, совершает работу. А сила тяжести, с которой извозчик давит на телегу, работы не совершает, так как она направлена вниз, перпендикулярно направлению перемещения.

Работа силы – величина скалярная.

Единица работы в системе измерений СИ – **джоуль**. 1 джоуль – это работа, которую совершает сила величиной в 1 ньютон на расстоянии 1 м, если направления силы и перемещения совпадают.

Если на тело или материальную точку действуют несколько сил, то говорят о работе, совершаемой их равнодействующей силой.

В случае, если приложенная сила непостоянна, то её работа вычисляется как интеграл:

$$A = \int \vec{F} \cdot d\vec{s}.$$

Мощность

Сила, приводящая в движение тело, совершает механическую работу. Но как совершается эта работа, быстро или медленно, иногда очень важно знать на практике. Ведь одна и та же работа может быть совершена за разное время. Работу, которую выполняет большой электромотор, может выполнить и маленький моторчик. Но ему для этого понадобится гораздо больше времени.

В механике существует величина, характеризующая быстроту выполнения работы. Эта величина называется **мощностью**.

Мощность – это отношение работы, выполненной за определённый промежуток времени, к величине этого промежутка.

$$N = A/\Delta t$$

По определению $A = F \cdot s \cdot \cos \alpha$, а $s/\Delta t = v$, следовательно

$$N = F \cdot v \cdot \cos \alpha = F \cdot v,$$

где F – сила, v скорость, α – угол между направлением силы и направлением скорости.

То есть **мощность** – это скалярное произведение вектора силы на вектор скорости движения тела.

В международной системе СИ мощность измеряется в ваттах (Вт).

Мощность в 1 ватт – это работа в 1 джоуль (Дж), совершаемая за 1 секунду (с).

Мощность можно увеличить, если увеличить силу, совершающую работу, или скорость, с которой эта работа совершается.

2. Понятие о продольном изгибе

Продольный изгиб в сопротивлении материалов, изгиб первоначально прямолинейного

сил вследствие потери им устойчивости. В упругом стержне постоянного сечения различным формам потери устойчивости соответствуют критические значения сжимающих

$$N_k = \frac{\pi^2 n^2 EI}{(l\mu)^2}$$

сил, где E – модуль упругости материала стержня, I – минимальное значение осевого момента инерции поперечного сечения стержня, l – длина стержня, m – коэффициент приведённой длины, зависящий от условий закрепления концов стержня, n – целое число. Практический интерес обычно представляет минимальное значение критической силы. В случае шарнирно опёртого стержня ($m = 1$) такая сила вызывает изгиб стержня по синусоиде с одной полуволной ($n = 1$); она определяется формулой Эйлера

$$N_k = \frac{\pi^2 EI}{l^2} \quad \text{Напряжение} \quad \sigma_k = \frac{N_k}{F}$$

(F – площадь поперечного сечения стержня), соответствующее критической силе, называется критическим. Если величина критического напряжения превышает предел пропорциональности материала стержня, то потеря устойчивости происходит в зоне пластических деформаций. Тогда наименьшая стержня под действием центрально приложенных продольных сжимающих

$$N_k = \frac{\pi^2 n^2 Tl}{(\mu l)^2}$$

критическая сила определяется формулой — Кармана, характеризующий зависимость между деформациями и напряжениями за пределами упругих деформаций.

При расчёте конструкций учёт **Продольный изгиб** сводится к снижению для сжатых стержней величин расчётных напряжений.

3.Кривошипно-шатунный механизм

Кривошипно-шатунный механизм (КШМ) предназначен для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение (например, во вращательное движение коленчатого вала в двигателях внутреннего сгорания), и наоборот. Детали КШМ делят на две группы, это подвижные и неподвижные детали:

- Подвижные: поршень с поршневыми кольцами, поршневой палец, шатун, коленчатый вал с подшипниками или кривошип, маховик.
- Неподвижные: блок цилиндров (является базовой деталью двигателя внутреннего сгорания) и представляет собой общую отливку с картером, головка цилиндров, картер маховика и сцепления, нижний картер (поддон), гильзы цилиндров, крышки блока, крепежные детали, прокладки крышек блока, кронштейны, полукольца коленчатого вала.

Практическое задание : Ответ:3

Билет 25

1.Метод кинетостатики для материальной точки

Запишем дифференциальное уравнение движения несвободной материальной точки в виде $ma = F + R$, где F и R - равнодействующие активных сил и реакций связей, действующих на несвободную материальную точку.

Перенесем член ma в правую часть уравнения и введем в рассмотрение вектор

$$\vec{\Phi} = -m\vec{a} \begin{pmatrix} 1 \\ \end{pmatrix}$$

равный произведению массы точки на величину ее ускорения, направленный противоположно вектору ускорения, и назовем введенный вектор даламберовой или просто силой инерции. Тогда основное уравнение динамики несвободной материальной точки примет вид

$$\vec{F} + \vec{R} + \vec{\Phi} = \mathbf{0} \begin{pmatrix} 2 \\ \end{pmatrix}$$

Силы F, R, Φ образуют систему сходящихся сил, а полученное уравнение выражает условие равновесия данной системы сил, что и составляет принцип Даламбера для материальной точки: **в каждый момент движения материальной точки активные силы, реакции связей и сила инерции образуют уравновешенную систему сил.** Ускорение точки можно разложить на составляющие. Поэтому и сила инерции раскладывается на соответствующие составляющие, например, в естественной системе координат $\Phi = \Phi_\tau + \Phi_n$, где составляющие силы инерции определяются так: $\Phi_\tau = -ma_\tau$; $\Phi_n = -ma_n$.

Даламберову силу инерции, введенную по формуле (1), не следует смешивать с реальными физическими силами. Даламберова сила инерции не имеет источника своего возникновения - другого тела. Она вводится условно в ходе математических преобразований основного уравнения динамики, чтобы придать уравнениям динамики вид условия или уравнения равновесия.

Следовательно, прикладывая силу инерции к движущейся материальной точке, мы можем говорить лишь об условном равновесии, приложенных к ней сил. Однако такое понимание динамического уравнения движения позволяет, используя уравнения равновесия статики, составлять динамические уравнения. Этот метод составления уравнений движения и называется методом кинетостатики.

Например, спроектировав (2) на оси прямоугольной системы координат, можно получить три уравнения кинетостатики для материальной точки:

$$F_x + R_x + \Phi_x = 0; F_y + R_y + \Phi_y = 0; F_z + R_z + \Phi_z = 0 \quad (3)$$

которые представляют собой уравнения равновесия системы сходящихся сил, где к активным силам и реакциям связей, действующим на материальную точку, условно добавлена ее сила инерции. Так как принцип справедлив для любого мгновения времени, оси координат могут быть инерциальными или неинерциальными, неподвижными или подвижными. Важно лишь то, чтобы ускорение точки было определено в инерциальной

системе координат или в абсолютном движении.

2. Расчеты на усталость, усталостное разрушение. Циклы напряжений. Кривая напряжений.

Процесс постепенного накопления повреждений материала под действием переменных напряжений, приводящий к изменению свойств, образованию трещин, их развитию и разрушению, назовём усталостью. Разрушение вследствие распространения усталостной трещины назовём усталостным разрушением. Отметим, что усталостное разрушение происходит при переменных напряжениях, значительно меньших предела прочности при статическом нагружении. Свойство материала противостоять усталости назовём сопротивлением усталости.

Наибольшее переменное напряжение, при котором усталостное разрушение не происходит, сколько бы перемен напряжений (циклов) не было, назовём пределом выносливости и обозначим σ_{-1} . Материал способен выдерживать такое циклическое напряжение неограниченно долго. Поскольку исследования не могут продолжаться бесконечно долго, вводим понятие о базовом числе циклов N , которое для чёрных металлов принимаем равным $5 \cdot 10^6$ или $10 \cdot 10^6$ в зависимости от используемого стандарта, а для цветных металлов это число принимаем $(200 \dots 500) \cdot 10^6$. Предел выносливости при симметричном цикле переменных напряжений обозначим σ_{-1} (здесь $r = -1$).

Предел выносливости σ_{-1} определяем экспериментально. По единой технологии изготавливаем 10 или 15 образцов (в зависимости от используемого стандарта) из одной партии металла. Поверхность образцов должна быть зеркально отполированной, диаметр стандартных стальных образцов — 10 или 7,5 мм.

По результатам испытаний строим кривую усталости (диаграмму А. Вёлера) в осях σ - N_j (рис. 19.5), расстояние от оси N_j до асимптоты и есть искомый предел выносливости σ_{-1}

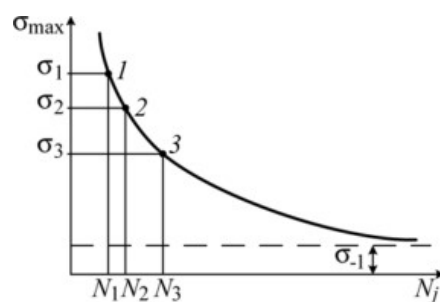


Рис. 19.5

Более удобными для пользования являются диаграммы усталости, построенные в полулогарифмическом масштабе (рис. 19.6, а) и в логарифмическом масштабе (рис. 19.6, б). Тот же эффект может быть достигнут при использовании полулогарифмической и логарифмической шкал. Отметим, что построение диаграммы Вёлера и определение σ_{-1} требует длительных испытаний. Так, при частоте вращения шпинделя испытательной машины 3000 об/мин для наработки базового числа циклов $N = 5 \cdot 10^6$ потребуется более 27 ч, а испытать нужно 10 или 15 образцов.

Для рассмотренного нагружения образца напряжениями изгиба предел выносливости $\sigma_{-1} = 0,4\sigma_s$,

При осевом нагружении образца (растяжении - сжатии) $\sigma_{-1} = 0,28\sigma_s$, при кручении (циклически изменяющемся направлении скручивания) $\tau_{-1} = 0,22\sigma_s$.

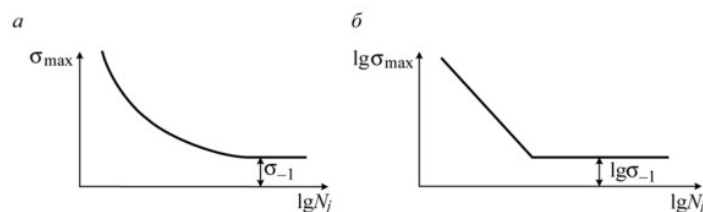


Рис. 19.6

3. Кулачковые механизмы.

кулачковые механизмы — преобразующие механизмы, изменяющие характер движения. В машиностроении широко распространены кулачковые механизмы, преобразующие вращательное движение в возвратно-поступательное и возвратно-качательное. Кулачковые механизмы, как и другие виды механизмов, подразделяют на

	<p>плоские и пространственные.</p> <p>Кулачковые механизмы применяют для выполнения различных операций в системах управления рабочим циклом технологических машин, станков, двигателей и т. д. Обязательным условием нормальной работы кулачкового механизма является постоянное касание штанги и кулачка (замыкание механизма). Замыкание механизма может быть силовым и геометрическим.</p> <p>При выборе типа кулачкового механизма стараются остановиться на применении плоских механизмов, имеющих значительно меньшую стоимость по сравнению с пространственными, и во всех случаях, когда это возможно, используют штангу качающейся конструкции, так как штангу (коромысло) удобно устанавливать на опоре с применением подшипников качения. Кроме того, в этом случае габаритные размеры кулачка и всего механизма в целом могут быть меньше.</p> <p>Изготовление кулачковых механизмов с коническими и сферическими кулачками является сложным техническим и технологическим процессом, а потому и дорогим. Поэтому такие кулачки применяют в сложных и точных приборах.</p> <p>Практическое задание : Ответ:3</p>
--	---

Лист изменений и дополнений к комплекту контрольно-оценочных средств

Дополнения и изменения к комплекту КОС на _____ учебный год по дисциплине Инженерная графика

В комплект КОС внесены следующие изменения:

Дополнения и изменения в комплект КОС внесены на заседании ПЦК

« _____ » _____ 20 _____ г. (протокол

№ _____).

Председатель ПЦК _____ / _____

