

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ПО РЫБОЛОВСТВУ
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования
«КЕРЧЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ МОРСКОЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ»
СУДОМЕХАНИЧЕСКИЙ ТЕХНИКУМ

Приложение к рабочей программе дисциплины

ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ

по дисциплине

ОП.02. Механика

**Специальности 26.02.06 Эксплуатация судового электрооборудования и средств
автоматики**

Учебный план 2020 года разработки

Керчь

ФОНД ОЦЕНОЧНЫХ СРЕДСТВ

1. Назначение фонда оценочных средств (ФОС) по дисциплине

ФОС по учебной дисциплине – совокупность контрольных материалов, предназначенных для измерения уровня достижения обучающимся установленных результатов обучения, а также и уровня сформированности всех компетенций (или их частей), закрепленных за дисциплиной. ФОС используется при проведении текущего контроля успеваемости и промежуточной аттестации обучающихся.

Задачи ФОС:

- управление процессом приобретения обучающимися необходимых знаний, умений, навыков и формированием компетенций, определенных в ФГОС СПО;
- оценка достижений обучающихся в процессе изучения дисциплины с выделением положительных/отрицательных результатов и планирование предупреждающих/корректирующих мероприятий;
- обеспечение соответствия результатов обучения задачам будущей профессиональной деятельности через совершенствование традиционных и внедрение в образовательный процесс университета инновационных методов обучения;
- самоподготовка и самоконтроль обучающихся в процессе обучения.

2. Структура ФОС и применяемые методы оценки полученных знаний

ФОС позволяет оценить освоение всех указанных в рабочей программе дескрипторов компетенции, установленных ОПОП. В качестве методов оценивания применяются: наблюдение за работой (Performancetests), применение активных методов обучения, контрольный опрос, творческое задание, выполнение расчетно-графической работы.

Структурными элементами ФОС по дисциплине являются: входной контроль (предназначается для определения уровня входных знаний), ФОС для проведения текущего контроля, состоящие из контрольных опросов, творческих заданий, тематику заданий расчетно-графической работы; ФОС для проведения промежуточной аттестации, состоящий вопросов к зачету и шкалу оценивания.

Применяемые методы оценки полученных знаний по разделам дисциплины

Наименование разделов и тем	Текущая аттестация			Промежуточная аттестация
	Тестовый опрос	творческое задание	расчетно-графическая работа	
Раздел 1. Теоретическая механика				
Тема 1.1. Статика	+	+		Диф.зачет
Тема 1.2. Плоская система сходящихся сил.	+	+		
Тема 1.3. Пара сил и момент	+	+		

силы относительно точки.				
Тема 1.4. Плоская система произвольно расположенных сил.	+	+		
Тема 1.5. Центр тяжести.	+	+		
Тема 1.6. Кинематика. Основные понятия кинематики.	+			
Тема 1.7. Кинематика точки.		+		Диф.зачет
Тема 1.8. Простейшие движения твёрдого тела.	+			
Тема 1.9. Динамика. Основные понятия и аксиомы динамики.	+			
Тема 1.10. Движение материальной точки. Метод кинетостатики.		+		
Тема 1.11. Трение. Работа и мощность.	+	+		
Раздел 2. Сопротивление материалов				
Тема 2.1. Основные положения.	+	+		
Тема 2.2. Растяжение и сжатие.	+	+		
Тема 2.3. Практические расчёты на срез и смятие.	+	+		
Тема 2.4. Геометрические характеристики плоских сечений.		+		Диф.зачет
Тема 2.5. Кручение.	+	+		
Тема 2.6. Изгиб.	+	+		
Тема 2.7. Гипотезы прочности и их применение.	+	+		
Раздел 3. Детали машин				
Тема 3.1. Основные положения.	+			
Тема 3.2. Общие сведения о передачах.	+	+		
Тема 3.3. Фрикционные и ремённые передачи.	+			
Тема 3.4. Зубчатые и цепные передачи.	+			Диф.зачет
Тема 3.5. Валы и оси. Муфты.	+			
Тема 3.6. Подшипники.	+	+		
Тема 3.7. Соединения деталей машин.	+	+		
Раздел 4. Общие законы статики и динамики жидкостей и газов. Основные законы термодинамики				
Тема 4.1. Основные понятия и определения гидростатики.	+	+		Диф.зачет
Тема 4.2. Термодинамика.	+			

Входной контроль(тестирование)

Входной контроль проводится с целью определения уровня знаний обучающихся, необходимых для успешного освоения материала дисциплины.

Технология входного контроля предполагает проведение тестирования.

Оценивание входного тестирования осуществляется по номинальной шкале – за правильный ответ к каждому заданию выставляется один балл, за не правильный – ноль. Общая оценка каждого теста осуществляется в отношении количества правильных ответов к общему числу вопросов в тесте (выражается в процентах).

Тест считается пройденным (оценка «зачтено») при общей оценке 75%.

Количество попыток прохождения теста – одна. Время прохождения теста – 25 минут.

Содержание теста входного контроля

вопрос	Ответы
1 Чему равен 1 кН в ньютонах	А) 1000 Н Б) 10000 Н В) 100 Н
2 Чему равен 1 МПа в паскалях	А) 10^9 Па Б) 10^6 Па В) 10^3 Па
3 Чему равен 1 м^2	А) 10^6 мм^4 Б) 10^6 мм^3 В) 10^6 мм^2
4 Теорема Пифагора для прямоугольного треугольника с катетами а и б и гипотенузой с	А) $c^2 = (a + b)^2$; Б) $c^2 = a^2 + b^2$; В) $c^2 = a^2 - b^2$;
5 В прямоугольном треугольнике с катетами а и б и гипотенузой с, косинус угла, прилежащего к катету а равен	А) $\cos(\alpha) = c/a$; Б) $\cos(\alpha) = b/a$; В) $\cos(\alpha) = a/c$
6 В прямоугольном треугольнике с катетами а и б и гипотенузой с, синус угла, прилежащего к катету а равен	А) $\sin(\alpha) = b/c$; Б) $\sin(\alpha) = c/b$; В) $\sin(\alpha) = b/a$
7 Площадь круга S? диаметром d, равна	А) $S = \pi \cdot d/2$; Б) $S = \pi \cdot d^2 /2$; В) $S = \pi \cdot d^2 /4$;
8 Площадь прямоугольного треугольника S с катетами а и б и гипотенузой с, равна	А) $S = a \cdot c/2$; Б) $S = a \cdot b/2$; В) $S = b \cdot c/2$;
9 Чему равна производная x^4	А) $(x^4)' = 4 \cdot x^3$; Б) $(x^4)' = 5 \cdot x^4$; В) $(x^4)' = 3 \cdot x^4$;
10 Чему равна производная $\sin(x^3)$	А) $(\sin(x^3))' = 3\sin(x^2) \cdot x$; Б) $(\sin(x^3))' = 3\sin(x^3) \cdot x^2$; В) $(\sin(x^3))' = \sin(3x^2)$;
11 Скалярным сложением двух векторов F_1 и F_2 между, которыми угол α будет вектор F, равный	А) $F = (F_1^2 + F_2^2 + F_1 \cdot F_2 \cdot \cos(\alpha))^{0,5}$; Б) $F = (F_1^2 + F_2^2 + F_1 \cdot F_2 \cdot \sin(\alpha))^{0,5}$; В) $F = (F_1^2 + F_2^2 + F_1 \cdot F_2 \cdot \text{tg}(\alpha))^{0,5}$;

12 Формулы первого, второго и третьего законов Ньютона соответственно записывают так:	А) $\vec{F}_1 - \vec{F}_2 - \dots - \vec{F}_n = 0, \vec{a} = \vec{F} / m, \vec{F}_1 = -\vec{F}_2$ Б) $\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n \neq 0, \vec{F} = m / \vec{a}, \vec{F}_1 = -\vec{F}_2$ В) $\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n = 0, \vec{F} = m \cdot \vec{a}, \vec{F}_1 = -\vec{F}_2$
13 Какими буквами греческого алфавита принято обозначать углы	А) π, ρ, μ, η Б) $\alpha, \beta, \gamma, \varphi$ В) $\sigma, \tau, \varepsilon, \lambda$
14 Алгебраическую сумму принято обозначать прописной греческой буквой:	А) ϵ – <i>эпсилон</i> Б) Σ – <i>сигма</i> В) Δ – <i>дельта</i>
15 Коэффициент полезного действия принято обозначать строчной буквой греческого алфавита:	А) μ Б) λ В) η
16 Строчной буквой греческого алфавита ω в кинематике принято обозначать	А) Угол поворота тела Б) Угловое ускорение тела В) Угловую скорость тела

Ключи к тесту входного контроля

вопрос	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
ответ	А	Б	В	Б	В	Б	В	Б	А	Б	А	В	Б	Б	В	В

Контрольный опрос (тест)

Раздел (тема)	Ответы
Раздел 1 Теоретическая механика	
Тема 1 Статика	Тест 1
Тест 1 «Буквы греческого алфавита»	1 в 2 г 3 в 4 в 5 б 6 б 7 б 8 в 9 а 10 в
1 Греческая буква «эта» строчной обозначается а) τ ; б) λ ; в) η	
2 Число $\pi = 3,14 \text{ рад}$ показывает а) величину, равную 360 градусов б) величину, равную 180 градусам в) отношение длины окружности к ее диаметру г) справедливы ответы б), и в)	
3 Коэффициент полезного действия принято обозначать строчной буквой греческого алфавита: а) μ ; б) λ ; в) η	Тест 2
4 Строчной буквой греческого алфавита ω в кинематике принято обозначать а) Угол поворота тела б) Угловое ускорение тела в) Угловую скорость тела	1б 2в 3а 4б
5 Буквами σ и τ в сопротивлении материалов обозначают: а) нормальное и касательное напряжение б) касательное и нормальное напряжение в) нормальное напряжение и сумму	5в 6а 7а 8б
6 Какими буквами греческого алфавита принято обозначать углы а) π, ρ, μ, η ; б) $\alpha, \beta, \gamma, \varphi$; в) $\sigma, \tau, \varepsilon, \lambda$	9 в 10 б
7 Алгебраическую сумму принято обозначать прописной греческой буквой: а) ϵ – эпсилон; б) Σ – сигма; в) Δ – дельта	11 б 12 г
8 Плотность материала принято обозначать строчной буквой греческого алфавита а) μ – мю; б) ν – ню; в) ρ – ро	
9 Какую величину обозначают буквой F_{Σ} : а) равнодействующую силу; б) уравнивающую силу; в) реактивную силу	
10 Укажите менее используемые буквы греческого алфавита: а) ϵ – эпсилон, ν – ню, ψ – пси б) λ – лямбда, τ – тау, ω – омега в) ι – йота, χ – хи, \omicron – омиркон	
Тест 2 «Основные определения статики»	
1 Что изучает теоретическая механика? а) Теоретическая механика-это наука о движении. б) Теоретическая механика-это наука изучающая общие законы равновесия и механического движения материальных тел в) Теоретическая механика представляет собой одно из направлений механики деформируемого твёрдого тела.	
2 Что изучает статика? а) Изучает движение тел лишь с геометрической стороны, вне зависимости от	

действующих на эти тела сил.

- б) Изучаются зависимости между движением материальных тел и действующими на них силами.
- в) Изучаются правила сложения сил и условия равновесия твёрдых тел.

3 Что такое материальная точка?

- а) Материальное тело размерами которого можно пренебречь в условиях данной задачи.
- б) Твёрдое тело которое не меняет размеров и форм под действием приложенных сил.
- в) Тело, которое ограничивает движение рассматриваемого тела.

4 Что такое абсолютно твердое тело?

- а) Тело, размерами которого можно пренебречь в условиях данной задачи.
- б) Тело, расстояние между любыми двумя точками которого всегда остается неизменным.
- в) Совокупность материальных точек.

5 Дайте определение силы

- а) Действие одного тела на другое с изменением скорости этих тел.
- б) Взаимодействие этих двух тел в результате которых происходит их деформация.
- в) Мера механического действия на данное тело со стороны других тел, характеризующая величину и направления этого действия.

6 В каких единицах измеряется сила в системе СИ?

- а) Н, кН, мН.
- б) Вт, кВт, мВт.
- в) Па, кПа, мПа.

7 Что называется равнодействующей силой?

- а) Одна сила, эквивалентная данной системе сил
- б) Сила, которая приводит систему сил к равновесию
- в) Сила взаимодействия между частицами данного тела

8 Что такое уравновешивающая сила?

- а) Сила, действующая на данное тело со стороны другого тела.
- б) Сила, которая, будучи присоединена к некоторой системе сил, действующих на тело, приводит систему к равновесию.
- в) Сила препятствующая движению данной системы сил.

9 Что называется связью, наложенной на тело?

- а) Нагрузка, действующая на данное тело.
- б) Сила давления тела на опору.
- в) Тело, которое ограничивает движение рассматриваемого тела.

10 Дайте определение силы реакции связи.

- а) Сила тяжести какого-либо тела
- б) Сила, с которой связь действует на тело, препятствуя его перемещению в том или ином направлении.
- в) Сила, равная по модулю равнодействующей, и направленная по линии ее действия в противоположную сторону.

11 Какой ученый, на основании экспериментов, сформулировал закон свободного падения тел

- а) Николай Коперник
- б) Галилео Галилей
- в) Рене Декарт
- г) Блез Паскаль

12 Формула $F = m \cdot a$ это математическая запись второго закона:

- а) Галилео Галилея
- б) Архимеда
- в) Георга Симона Ома

г) Исаака Ньютона

Тема 1.2. Плоская система сходящихся сил.

Тест 1 «Плоская система сходящихся сил»

1 Какая система называется сходящейся?

- а) Система сил, линии действия которых пересекаются в одной точке.
- б) Система сил, линии действия которых параллельны.
- в) Система сил, под действием которой тело не изменяет своего движения

2 Как определяется модуль равнодействующей системы двух сходящихся сил?

- а) $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$; б) $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \alpha}$; в) $F = F_1 + F_2$

3 Как определить значение проекции силы на ось X, при заданном угле наклона α к данной оси?

- а) $F_x = F \sin(\alpha)$; б) $F_x = F / \cos(\alpha)$; в) $F_x = F \cdot \cos(\alpha)$

4 Как определяется модуль равнодействующей плоской системы сходящихся сил?

Тест 1

1 а

2 б

3 в

4 в

5 в

6 в

7 б

8 б

Тест 2

1 б

2 а

3 б

4 в

5 б

<p>a) $F_{\Sigma} = \sqrt{(\sum Y_i + \sum Y_i)^2}$; б) $F_{\Sigma} = \sum X_i + \sum Y_i$; в) $F_{\Sigma} = \sqrt{(\sum X_i)^2 + (\sum Y_i)^2}$</p> <p>5 Что называется проекцией силы на ось?</p> <p>а) Прямая неограниченной длины, на которой задано определённое направление; б) Отрезок прямой со стрелкой на конце; в) Длина отрезка оси, между точками, полученными при опускании на данную ось перпендикуляров из начала и конца вектора силы.</p> <p>6 Как определяется величина силы по её проекциям на оси координат?</p> <p>а) $F = F_x + F_y$; б) $F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$; в) $F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$</p> <p>7 Сформулируйте аналитическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил.</p> <p>а) $F_{\Sigma} = \max$; б) $F_{\Sigma} = 0$; в) $F_{\Sigma} = \infty$</p> <p>8 Сущность правила выбора знака для проекции силы в уравнениях равновесия:</p> <p>а) Знак «+», если вектор силы образует острый угол с отрицательным направлением оси; знак «-» то же с положительным направлением б) Знак «+», если вектор силы образует острый угол с положительным направлением оси; знак «-» то же с отрицательным направлением в) Знак «+», если вектор силы образует угол с отрицательным направлением оси менее 90°; знак «-» то же с положительным направлением.</p> <p>Тест 2«Трение»</p> <p>1 От чего зависит полная реакция R шероховатой поверхности?</p> <p>а) только от нормальной реакции N б) от нормальной реакции N и силы трения покоя F_{тр} в) только от силы трения покоя F_{тр}</p> <p>2 Какое из утверждений не является законом Кулона (законом трения)?</p> <p>а) Сила трения скольжения совпадает с направлением возможного скольжения тела; б) Сила трения скольжения не зависит от площади соприкосновения трущихся поверхностей; в) Предельная сила трения скольжения пропорциональна нормальной реакции</p> $\overline{F}_{max} = f \cdot \overline{N}$ <p>3 Коэффициент трения покоя определяют по формуле</p> <p>а) $\alpha = \arctg(N / F_{тр})$; б) $\alpha = \arctg(F_{тр} / N)$; в) $\alpha = \arctg(F_{тр} \cdot N)$</p> <p>4 Что называют трением качения?</p> <p>а) сопротивление, возникающее как при перекатывании, так и при скольжении одного тела по поверхности другого; б) сопротивление, возникающее при скольжении одного тела по поверхности другого; в) сопротивление, возникающее при перекатывании одного тела по поверхности другого.</p> <p>5 Момент трения равен</p> <p>а) $M_{тр} = k \cdot F_{тр}$; б) $M_{тр} = k \cdot N$; в) $M_{тр} = f \cdot N$</p> <p>6 В каких единицах измеряется коэффициент трения качения?</p> <p>а) метр; б) ньютон; в) безразмерный</p>	<p>6 а 7 а 8 а</p>
---	------------------------------

<p>Тема 1.3. Пара сил и момент силы относительно точки</p> <p>1 Что такое пара сил?</p> <p>а) Равнодействующая двух параллельных сил б) Две непараллельные силы, линии действий которых пересекаются в одной точке в) Система двух равных по модулю и противоположных по направлению параллельных сил</p> <p>2 Какое действие оказывает пара сил на тело?</p> <p>а) Вызывает сопротивление перемещению частиц тела б) Имеет уравнивающую силу и поэтому тело находится в равновесии в) Не имеет равнодействующей силы и, будучи приложенной к телу, стремится его вращать</p> <p>3 Формула момента пары сил?</p> <p>а) $M = \pm Fa$; б) $M = \pm F \cdot 0,5a$; в) $M = \pm F/a$</p> <p>4 По какой формуле определяется момент силы относительно некоторой точки «О»?</p> <p>а) $M_O(F) = \pm F/h$; б) $M = Fh$; в) $M_O(F) = \pm Fh$</p> <p>5 Правило рычага первого рода для силы F_1 с плечом l_1 и F_2 с плечом l_2 :</p> <p>а) $F_1 / F_2 = l_1 / l_2$; б) $F_1 / F_2 = l_2 / l_1$; в) $F_2 / F_1 = l_2 / l_1$</p>	<p>1 в 2 в 3 а 4 в 5 б</p>
<p>Тема 1.4. Плоская система произвольно расположенных сил</p> <p>1 Что будет образовано, если все силы, составляющие плоскую произвольную систему, привести к одному центру:</p> <p>а) главный вектор; б) равнодействующая; в) уравнивающая</p> <p>2 Какую теорему следует применять для нахождения главного момента плоской произвольной системы сил при приведении всех сил к одному центру:</p> <p>а) Теоремы Вариньона; б) теорема Пуансо, в) теорему о трех непараллельных силах</p> <p>Укажите верную запись условия равновесия произвольной плоской системы сил</p> <p>а) $F_{ГЛ} = 0, M_{ГЛ} = 0$; б) $F_{ГЛ} = 0, M_{ГЛ} \neq 0$; в) $F_{ГЛ} \neq 0, M_{ГЛ} \neq 0$</p> <p>3 Какая из формулировок уравнений равновесия произвольной плоской системы сил указана не верно</p> <p>а) необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил на ось X и Y были равны нулю ($\sum F_{iX} = 0, \sum F_{iY} = 0$) б) необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы проекций всех сил на ось X и Y и моментов сил и пар были равны нулю ($\sum F_{iX} = 0, \sum F_{iY} = 0, \sum M_A(F_i) + \sum M = 0$) в) необходимо и достаточно, чтобы алгебраические суммы моментов сил и пар относительно двух произвольных точек A и B были равны нулю и сумма проекций всех сил на ось Y, не проходящую одновременно через эти точки была равна нулю ($\sum M_B(F_i) + \sum M = 0, \sum M_A(F_i) + \sum M = 0, \sum F_{iY} = 0$)</p> <p>4 Двое рабочих несут шест длиной 4 м и весом 100 Н, опирающийся концами на их плечи. К шесту подвешен груз в 400 Н на расстоянии 1 м от одного из концов. Какую силу давления на плечо испытывает каждый рабочий?</p> <p>а) $R_1 = (400 \text{ Н} \cdot 2 \text{ м} - 100 \text{ Н} \cdot 1 \text{ м}) / 4 \text{ м} = 175 \text{ Н}$, $R_2 = 400 + 100 - R_1 = 325 \text{ Н}$ б) $R_1 = (400 \text{ Н} \cdot 2 \text{ м} + 100 \text{ Н} \cdot 1 \text{ м}) / 4 \text{ м} = 225 \text{ Н}$, $R_2 = 400 + 100 - R_1 = 275 \text{ Н}$ в) $R_1 = (100 \text{ Н} \cdot 2 \text{ м} + 400 \text{ Н} \cdot 1 \text{ м}) / 4 \text{ м} = 150 \text{ Н}$, $R_2 = 400 + 100 - R_1 = 350 \text{ Н}$;</p> <p>5 К концам невесомого рычага приложены силы первая 24 Н и вторая 27 Н. Длина рычага 17 см. Укажите правильное решение задачи нахождения плеч рычага.</p> <p>а) плечо первой силы $l_1 = 27 \text{ Н} \cdot 17 \text{ см} / (24 \text{ Н} + 27 \text{ Н}) = 9 \text{ см}$, плечо второй силы $l_2 = 24 \text{ Н} \cdot 17 \text{ см} / (24 \text{ Н} + 27 \text{ Н}) = 8 \text{ см}$ б) плечо первой силы $l_1 = 24 \text{ Н} \cdot 17 \text{ см} / 27 \text{ Н} = 15,1 \text{ см}$; плечо второй силы $l_2 = 27 \text{ Н} \cdot 17 \text{ см} / 24 \text{ Н} = 19,1 \text{ см}$; в) плечо первой силы $l_1 = 27 \text{ Н} \cdot 17 \text{ см} / 24 = 19,1 \text{ см}$, плечо второй силы $l_2 = 24 \text{ Н} \cdot 17 \text{ см} / 27 = 15,1 \text{ см}$</p>	<p>1 а 2 б 3 а 4 в 5 а</p>
<p>Тема 1.5. Центр тяжести</p> <p>1 Центром параллельных сил называют?</p> <p>а) точку, в которой приложена одна из заданных сил системы б) точку, в которой приложена равнодействующая всех сил системы</p>	<p>1 б 2 в 3 а 4 в</p>

<p>в) точку, в которой приложена две и более заданные силы системы</p> <p>2 Что такое центр тяжести тела?</p> <p>а) любая точка тела, обладающая массой;</p> <p>б) две точки тела, на которые его можно опереть;</p> <p>в) точку, в которой приложена равнодействующая сил тяжести всех частиц тела;</p> <p>3 Формула для определения координаты центра тяжести по оси x_c для тонкой пластины, разделенной на простые площади $+S_1$ и $-S_2$?</p> <p>а) $x_c = \frac{\sum x_i \cdot (\pm S_i)}{\sum \pm S_i} = \frac{x_1 \cdot S_1 + x_2 \cdot (-S_2)}{S_1 + (-S_2)}$</p> <p>б) $x_c = \frac{\sum x_i \cdot (\pm S_i)}{\sum \pm S_i} = \frac{x_1 \cdot S_1 + x_2 \cdot (-S_2)}{S_1 + (-S_2)}$</p> <p>в) $x_c = \frac{(\sum x_i \cdot (\pm S_i)) \cdot (\sum \pm S_i)}{(\sum x_i \cdot (\pm S_i)) \cdot (\sum \pm S_i)} = \frac{(x_1 \cdot S_1 + x_2 \cdot (-S_2)) \cdot (S_1 + (-S_2))}{(x_1 \cdot S_1 + x_2 \cdot (-S_2)) \cdot (S_1 + (-S_2))}$</p> <p>4. На какие простые фигуры разбивают сложные сечения?</p> <p>а) Квадрат, окружность, трапеция</p> <p>б) Треугольник, овал, трапеция</p> <p>в) Прямоугольник, круговой сектор, треугольник</p> <p>5 Укажите правильные названия трех способов определения координат центров тяжести сечений</p> <p>а) симметрия, разбиение, дополнение (вычитание)</p> <p>б) умножение, деление, дополнение (вычитание)</p> <p>в) симметрия, умножение, деление</p>	5а
<p>Тема 1.6. Кинематика. Основные понятия кинематики.</p> <p>1 Кинематика - раздел механики, в котором изучают</p> <p>а) равновесие точек и тел; б) силы, вызывающие движение точек и тел; в) движение точек и тел без учета действующих сил</p> <p>2 Одна морская миля равна</p> <p>а) 1602 м; б) 1852 м; в) 2002 м</p> <p>3 Скорость хода в 1 один узел равна</p> <p>а) 1 км/ч; б) 1 миля/ч; в) 1 м/с</p> <p>4) Равноускоренное движение, это когда ...</p> <p>а) путь S равномерно растет через равный промежуток времени t ;</p> <p>б) скорость v равномерно растет через равный промежуток времени t;</p> <p>в) касательное ускорение a_t равномерно растет через равный промежуток времени t.</p> <p>5) Центробежное ускорение $a_n = v^2/r$...</p> <p>а) меняет вектор скорости по направлению</p> <p>б) меняет вектор скорости по величине</p> <p>в) не влияет на вектор скорости</p> <p>б) При равнозамедленном движении путь S, пройденный точкой за время t определяют по уравнению</p> <p>а) $s = v \cdot t$; б) $s = v_0 \cdot t + a_t \cdot t^2 / 2$; в) $s = v_0 \cdot t - a_t \cdot t^2 / 2$</p> <p>7) При неравномерном движении справедливо равенство</p> <p>а) $s = v' = a_t''$; б) $v = a_t' = s''$; в) $a_t = v' = s''$</p> <p>8) Принято считать, что если радиус кривизны траектории равен $r = \infty$, то ...</p> <p>а) Движение точки прямолинейное $a_n = 0$</p> <p>б) Движение точки криволинейное $a_n > 0$</p> <p>в) Движение точки равномерно $a_n \neq 0$</p>	1в 2б 3б 4б 5а 6в 7в 8а

Тема 1.8. Простейшие движения твёрдого тела	Тест 1
<p>Тест 1 «Простейшие движения твердого тела»</p> <p>1 Решаются две задачи</p> <p>1) Рассчитывается маневр стыковки двух космических кораблей.</p> <p>2) Рассчитывается период обращения космических кораблей вокруг Земли.</p> <p>В каком случае космические корабли можно рассматривать как материальные точки?</p> <p>а) только в первом случае; б) только во втором случае; в) в обоих случаях; г) ни в первом, ни во втором случаях</p> <p>2 В каких из перечисленных случаев можно считать тела материальными точками, а в каких - нельзя?</p>	<p>1 б)</p> <p>2 а) нет, б) да, в) да, г) нет</p> <p>3 б</p> <p>4 а</p> <p>5 а</p>
<p>а) На станке изготавливают спортивный диск (Да/Нет)</p> <p>б) Тот же диск после броска спортсмена летит на расстояние 55 м (Да/Нет)</p> <p>в) Конькобежец проходит дистанцию соревнования (Да/Нет)</p> <p>г) Фигурист выполняет упражнения произвольной программы (Да/Нет)</p> <p>3 Передаточное число механической передачи, состоящей из двух колес, вращающихся с угловыми скоростями ω_1 и ω_2, определяется по уравнению</p> <p>а) $u = \omega_2 / \omega_1$; б) $u = \omega_1 / \omega_2$; в) $u = \omega_2 \cdot \omega_1$;</p> <p>4 Передаточное число механической передачи состоящей из двух вращающихся колес с диаметрами d_1 и d_2 и числами зубьев z_1 и z_2, определяется по уравнению</p> <p>а) $u = d_2 / d_1 = z_2 / z_1$; б) $u = d_1 / d_2 = z_2 / z_1$; в) $u = d_1 / d_2 = z_1 / z_2$</p> <p>5 Общее передаточное число механизма, состоящего из двух и более механических передач, передаточные числа которых равны u_1, u_2 и т.д., равно</p> <p>а) $u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2$; б) $u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 / (u_1 + u_2)$; ; $u_{\text{общ}} = u_1 + u_2$</p>	<p>Тест 2</p> <p>1 б</p> <p>2 а</p> <p>3 б</p> <p>4 б</p> <p>5 в</p> <p>6 а</p>
<p>Тест 2 «Сложное движение точки и плоскопараллельное движение тела»</p> <p>1 сложным движением точки называют такое ее движение, когда:</p> <p>а) ее относительная скорость движения складывается из абсолютной и переносной скоростей</p> <p>б) ее абсолютная скорость движения складывается из относительной и переносной скоростей;</p> <p>в) ее переносная скорость движения складывается из относительной и абсолютной скоростей</p> <p>2 По рельсам кран-балки движется тележка с лебедкой, которая, в свою очередь поднимает деталь. Какое движение детали является относительным, какое переносным и какое — абсолютным?</p> <p>а) переносное – вместе с тележкой, , относительное - на лебедке, абсолютное - по рельсам кран-балки</p> <p>б) абсолютное – вместе с тележкой, относительное - на лебедке, переносное - по рельсам кран-балки</p> <p>в) переносное – вместе с тележкой, абсолютное - на лебедке, относительное - по рельсам кран-балки</p> <p>3 Если все точки тела, совершая сложное движение, остаются в одной и той же пространственной плоскости, то такое движение тела называется:</p> <p>а) неравномерным б) плоскопараллельным в) равнопеременным</p> <p>4 Какую точку для тела, двигающегося плоскопараллельно, называют мгновенным центром скоростей?</p> <p>а) Точка, абсолютная скорость которой не равняется нулю</p> <p>б) Точка, абсолютная скорость которой равняется нулю;</p> <p>в) Точка, абсолютная скорость которой наибольшая</p> <p>5 Положение мгновенного центра скоростей можно определить?</p> <p>а) по значению абсолютного ускорения точки и угловой скорости тела</p> <p>б) по значению ускорения точки и абсолютной скорости тела</p>	

<p>в) по значению абсолютной скорости точки тела и угловой скорости тела; б) абсолютную скорость точки тела, находящегося в плоскопараллельном движении, можно определить а) сложив скорости поступательного и вращательного движений б) умножив скорости поступательного и вращательного движений в) вычитанием скорости поступательного из скорости вращательного движений</p>	
<p>Тема 1.9. Динамика. Основные понятия и аксиомы динамики</p> <p>1 Что изучает динамика? а) Изучаются зависимости между движением механических тел и действующими на них силами. б) Изучается движение тел лишь с геометрической стороны, вне зависимости от действующих на эти тела сил. в) Изучаются условия равновесия твёрдых тел.</p> <p>2 Какова зависимость между силой тяжести тела G и его массой m? А) $m=Gg$; б) $m=G/g$; в) $m=g/G$</p> <p>3 Массой материальной точки называют ? а) Равнодействующая сил приложенных к точке б) Величина, характеризующая быстроту совершения работы в) Меру инертности материальной точки</p> <p>4 Какое изменение произошло в движении речного трамвая, если пассажиры вдруг отклонились вправо? а) Трамвай повернул налево ; б) Трамвай повернул направо ; в) Трамвай ускорился ; г) Трамвай притормозил</p> <p>5 Мяч, спокойно лежавший на столе вагона при равнопеременном движении поезда, покати́лся по направлению движения поезда. Какое изменение произошло в движении поезда? а) Ускорился; б) Притормозил; в) Повернул влево; г) Повернул вправо</p> <p>6 Говорят, что молоток можно насадить на рукоятку, если рукоятку ударить о твёрдую поверхность. Верно ли это утверждение? а) Нет, так насадить молоток на рукоятку невозможно ; б) Да, это очень хороший способ в) Нет, нужен еще один молоток</p>	<p>1 а 2 б 3 в 4 а 5 б 6 б</p>

Тема 1.11. Трение. Работа и мощность	Тест 1
Тест 1 «Работа и мощность»	1 б
1 Укажите формулу полезной мощности при поступательном движении тела	2 в
а) $P = T \cdot \omega$; б) $P = F \cdot v$; в) $P = F \cdot S$	3 а
2 Как определяется работа постоянной силы на прямолинейном участке пути	4 б
а) $A = F/S$; б) $A = F \cdot V$; в) $A = F \cdot S \cdot \cos(\alpha)$	5 а
3 Какими единицами измеряется работа в международной системе (СИ) и в	6 в
технической системе (МКГСС) ?	7 б
А) Вт (ватт) и кгс·м (килограмм-сила на метр); б) Дж (джоуль) и кгс·м (килограмм-	8 а
сила на метр); в) Н(ньютон) и кгс·м (килограмм-сила на метр)	9 б
4 Если на тело действуют несколько сил, то каким образом можно найти их общую	10 а
работу?	11 а
а) $A = F_1 \cdot F_2 \cdot S$; б) $A = (F_1 + F_2) \cdot S$ в) $A = (F_1 + F_2) / S$	12 б
5 Тело движется под действием уравновешенной системы сил F_1 и F_2 . Чему равна	
работа этих сил?	
а) $A = (F_1 - F_2) \cdot S = 0$; б) $A = (F_1 + F_2) \cdot S \neq 0$ в) $A = (F_1 - F_2) \cdot S \neq 0$	Тест 2
6 Вагонетка весом $G = 5$ кН катится равномерно по горизонтальным рельсам и	1 а
проходит расстояние $S = 2$ м. Чему равна работа силы тяжести?	2 в
а) $A = G \cdot S = 5 \cdot 2 = 10$ Дж; б) $A = G/S = 5/2 = 2,5$ Дж; в) $A = G \cdot h = 5 \cdot 0 = 0$	3 б
7 Что такое мощность и в каких единицах она измеряется в Международной системе	4 б
(СИ) и в Технической (МКГСС)?	5 в
а) количество времени t , затраченное в единицу работы A , измеряют в Вт (ваттах) и	6 в
л.с. (лошадиных силах);	7 а
б) количество работы A , затраченное в единицу времени t , измеряют в Вт (ваттах) и	8 б
л.с. (лошадиных силах);	9 б
в) количество работы A , затраченное в единицу времени t , измеряют в Дж (джоулях)	10 б
и Н (ньютонках).	11 в
8 Который из двух двигателей мощней: двигатель мощностью в 8,5 кВт или 11 л. с.?	
а) 1 л.с.=0,736 кВт, поэтому первый мощнее второго	
б) 1 л.с.=1,36 кВт, поэтому второй мощнее первого	
в) 1 л.с.=1 кВт, поэтому первый мощнее второго	
9 Что такое механический коэффициент полезного действия?	
а) Отношение общей работы к полезной $\eta = A/A^{\text{П}}$;	
б) Отношение полезной работы к общей $\eta = A^{\text{П}}/A$;	
в) Отношение работы потерь к общей $\eta = A^{\text{П}}/A$.	
10 Что такое вращающий момент T ?	
а) произведение окружной F_t силы на радиус окружности R ($T = F_t \cdot R$)	
б) отношение окружной F_t силы к радиусу окружности R ($T = F_t/R$);	
в) сумма окружной F_t силы и радиуса окружности R ($T = F_t + R$).	
11 Как вычисляется мощность при вращательном движении тела?	
а) $P = T \cdot \omega$; б) $P = T/\omega$; в) $P = T + \omega$	
12 Что произойдет с вращающим моментом, если при неизменной мощности	
угловую скорость уменьшить, в пять раз?	
а) Уменьшиться в 5 раз ;	
б) Увеличиться в 5 раз;	
в) ничего не произойдет.	
Тест 2 «Общие теоремы динамики тела»	
1 какова единица измерения импульса силы в Международной системе (СИ)?	
а) Н·с; б) Н·м в) Н·м/с	
2 в каких единицах измеряется количество движения в Международной системе	
(СИ)?	
а) Н·м/с; б) кг·м в) кг·м/с	

3 Формула закон количества движения.

а) $mv+mv_0=(\pm F_1\pm F_2\pm\dots)/t$; б) $mv-mv_0=(\pm F_1\pm F_2\pm\dots)\cdot t$;

в) $mv-mv_0=(\pm F_1\pm F_2\pm\dots)/t$

4 какова единица измерения кинетической энергии материальной точки в Международной системе (СИ) ?

а) Н·с; б) Дж в) Н·м/с

5 Объясните смысл следующего равенства $\frac{m\cdot v^2}{2} - \frac{m\cdot v_0^2}{2} = (\pm F_1 \pm F_2 + \dots) \cdot S$

а) Теорема об изменении импульса при поступательном движении тела;

б) Теорема об изменении импульса при вращательном движении тела;

в) Теорема об изменении кинетической энергии при поступательном движении тела

г) Теорема об изменении кинетической энергии при вращательном движении тела

6 Напишите уравнение, выражающее основной закон динамики поступательно движущегося тела.

а) $m\cdot a=\pm F_1\pm F_2\pm\dots$; б) $I\cdot\varepsilon=\pm T_1\pm T_2\pm\dots$; в) $m\cdot a=\pm F_1\pm F_2\pm\dots$

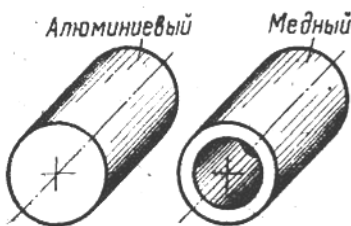
7 Напишите уравнение основного закона динамики вращающегося тела

а) $I\cdot\varepsilon=\pm T_1\pm T_2\pm\dots$; б) $m\cdot a=\pm F_1\pm F_2\pm\dots$; в) $I\cdot\varepsilon=\pm T_1\pm T_2\pm\dots$

8 Момент инерции сплошного диска для его центральной оси равен?

а) $I=m\cdot R^2$;б) $I=m\cdot R^2\cdot 0,5$; в) $I=m\cdot R^2\cdot 0,25$

9 Алюминиевый сплошной цилиндр и медный полый (рисунок) имеют одинаковые массы и размеры, (длину и наружный диаметр). У которого из этих цилиндров момент инерции больше (для продольной оси вращения)?

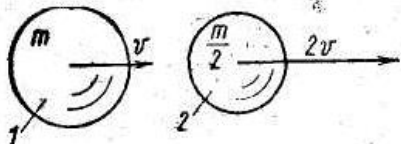


а) у алюминиевого ; б) у медного ; в) одинаков у обоих

10 Как определяется величина кинетической энергии вращающегося тела?

а) $E_k=m\cdot v^2/2$; б) $E_k=I\cdot\omega^2/2$; в) $E_k=m\cdot g\cdot h$

11 Одинаковы ли величины кинетических энергий шариков на рисунке?



а) Одинаковы $E_k=m\cdot v^2/2$; б) Не одинаковы $E_{k1}>E_{k2}$; в) Не одинаковы $E_{k1}<E_{k2}$

Тема 2.1 Основные положения сопротивления материалов	Вариант 1
Вариант 1	
Физическая сущность процесса деформации материала	1в
только изменение агрегатного состояния материала	2б
Только изменение формы	3б
Изменение силового взаимодействия между атомами кристаллической решетки	
Что называется прочностью, жесткостью и устойчивостью детали?	Вариант 2
Прочность – изменение формы. Жесткость – отсутствие пластических деформаций либо разрушения детали. Устойчивость – прямолинейность продольной оси детали.	2
Прочность – сопротивляемость детали пластической деформации либо разрушению.	1а
Жесткость – сопротивляемость изменению формы и размеров. Устойчивость – способность продольной оси детали оставаться прямолинейной.	2в
Прочность – однородность и изотропность материала. Жесткость – непрерывность строения материала. Устойчивость – линейная зависимость между нагрузками.	3б
Что такое внутренние силовые факторы и сколько их может возникнуть в поперечном сечений бруса	
Это величина напряжения, превышение которой ведет к разрушению или пластической деформации материала. Всего три фактора	
Это внутренние силы упругости, равные сумме внешних сил и моментов, действующих на рассматриваемый участок бруса. Всего шесть внутренних силовых факторов.	
Это отношение величины внутренних сил упругости к величине площади рассматриваемого сечения. Всего два фактора.	
Вариант 2	
Что называют деформацией детали?	
Изменение формы и размеров детали	
Только изменение формы	
Разрушение детали	
Какова цель применения метода сечений?	
Провести расчет на прочность, жесткость и устойчивость бруса	
Определение внутренних упругости, т.е сил взаимодействия между атомами кристаллической решетки.	
В произвольном участке бруса определить вид деформации, в зависимости от найденной величины внутренних силовых факторов	
Чему равна величина полного напряжения в данной точке сечения?	
Величина силового взаимодействия между атомами кристаллической решетки	
Это отношение величины внутренних сил упругости к величине площади рассматриваемого сечения.	
Это такая величина напряжения, превысив которую упругая деформация материала перейдет в пластическую	

<p>Тема 2.2. Растяжение и сжатие</p> <p>1 Как нужно нагрузить прямой брус, чтобы он работал только на растяжение (сжатие)?</p> <p>А) приложить к брусу силы, направленные вдоль его продольной оси Б) приложить к брусу силы, направленные перпендикулярно его продольной оси В) приложить к поперечному сечению бруса две равные, противоположно направленные и не лежащие на одной прямой параллельные силы</p> <p>2 Чему равна продольная деформации бруса при растяжении (сжатии)?</p> <p>А) отношению абсолютного изменения длины бруса Δl к его первоначальной длине l_0 Б) отношению коэффициента Пуассона μ к поперечной деформации ϵ' В) отношению абсолютного изменения размеров поперечного сечения Δa к первоначальному размеру a_0</p> <p>3 Что такое внутренние силовые факторы?</p> <p>А) Это внутренние силы упругости, возникающие в продольном сечении бруса, которые должны быть определены до применения к брусу метода сечений (РОЗУ) Б) Это внутренние силы упругости, возникающие в поперечном сечении бруса. Определяют в результате применения к брусу метода сечений (РОЗУ) В) Это отношение величины внутренних сил упругости к величине площади рассматриваемого сечения</p> <p>4 Каков физический смысл модуля продольной упругости E?</p> <p>А) характеризует прочность данного материала Б) характеризует жесткость данного материала при упругой деформации В) характеризует твердость данного материала</p> <p>5 На основании какой формулы определяют удлинение (укорочение) участка бруса?</p> <p>А) на основании формулы допускаемого коэффициента запаса прочности $[n]=\sigma_{пред}/[\sigma]$ Б) на основании формулы напряжения $\sigma=N_z/A$ В) на основании формулы напряжения $\sigma=E \cdot \epsilon$</p> <p>6 Какое напряжение является предельным для хрупких материалов?</p> <p>А) предел прочности Б) условный предел текучести В) предел пропорциональности</p> <p>7 Что такое фактический коэффициент запаса прочности n?</p> <p>А) отношение предельного напряжения к наименьшему расчетному Б) отношение предельного напряжения к наибольшему расчетному В) отношение наибольшего расчетного к предельному</p> <p>8 Как записывается условие прочности бруса при растяжении для расчетного напряжения σ?</p> <p>А) $\sigma > [\sigma]$; Б) $\sigma \leq [\sigma]$; В) $\sigma \leq \sigma_{пред}$</p> <p>9 Укажите правильную запись проектного расчета бруса при растяжении (сжатии)</p> <p>А) $A \leq N_z/[\sigma]$; Б) $A \geq N_z/[\sigma]$; В) $F \geq A \cdot [\sigma]$</p> <p>10 Что называют эпюрой продольных сил?</p> <p>А) График, показывающий последовательность приложения активных сил по длине балки Б) График, показывающий характер изменения величины продольной силы по высоте поперечного сечения балки В) График, показывающий характер изменения величины продольной силы по длине балки</p>	<p>1 а 2 а 3 б 4 б 5 в 6 а 7 б 8 б 9 б 10 в</p>
<p>Тема 2.3. Практические расчёты на срез и смятие</p> <p>1 При деформации сдвига внутренним силовым фактором является:</p> <p>А) продольная сила; Б) поперечная сила; В) сдвигающий момент</p>	<p>1 Б 2 В 3 А 4 А</p>

2 При деформации сдвига продольные слои бруса: А) винтообразно скручиваются ; Б) удлиняются; В) смещаются в плоскости поперечного сечения балки	5 Б 6 В 7 Б
3 Нагруженность материала при сдвиге определяется: А) касательным напряжением τ ; Б) нормальным напряжением σ ; В) касательным τ и нормальным σ напряжениями	8 В 9 А 10 Б 11 А
4 Укажите правильные единицы измерения величин τ , Q_y и A в формуле $\tau = \frac{Q_y}{A}$: А) $\tau - [МПа]$, $Q_y - [Н]$, $A - [мм^2]$; Б) $\tau - [МПа]$, $Q_y - [кН]$, $A - [см^2]$; В) $\tau - [Па]$, $Q_y - [Н]$, $A - [мм^2]$	12 А 13 В 14 А 15 В
5 Расчетное касательное напряжения вычисляют по формуле: А) $\sigma = \varepsilon \cdot E$; Б) $\tau = \frac{Q_y}{A}$; В) $\tau = \gamma \cdot G$	16 А 17 А 18 Б
6 Укажите правильную запись закона Гука при сдвиге: А) $\sigma = \varepsilon \cdot E$; Б) $\tau = \frac{Q_y}{A}$; В) $\tau = \gamma \cdot G$	
7 Величину G в формуле Гука для деформации сдвига называют: А) модуль упругости первого рода; Б) модуль упругости второго рода; В) модуль упругости третьего рода	
8 Результатом разрушения при сдвиге является: А) срез и растяжение; Б) растяжение и смятие; В) срез и смятие	
9 Смятием называют: А) пластическая деформация сжатия контактирующих поверхностей; Б) упругая деформация сжатия контактирующих поверхностей; В) срез контактирующих поверхностей	
10 Детали машин и соединения, которые рассчитывают на срез и смятие: А) сварочный шов в сварном соединении; Б) шпоночные и заклепочные соединения; В) клеевые и паяные соединения	
11 Шов сварочного соединения рассчитывают на: А) срез; Б) смятие; В) растяжение и сжатие	
12 Связь между допустимым касательным $[\tau]$ и допустимым нормальным $[\sigma]$ напряжениями такова: А) $[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma]$; Б) $[\tau] = 1,6 \cdot [\sigma]$; В) $[\tau] = 2,6 \cdot [\sigma]$	
13 Образующая линия наиболее уязвимого сечения в поперечном сечении сварочного шва является: А) медианой прямоугольного треугольника; Б) биссектрисой прямоугольного треугольника; В) высотой прямоугольного треугольника	
14 Условие прочности деталей и соединений на срез: А) $\tau \leq [\tau]$; Б) $\tau \geq [\tau]$; В) $\sigma \leq [\sigma]$	
15 Условие прочности деталей и соединений на смятие: А) $\tau \leq [\tau]$; Б) $\tau \geq [\tau]$; В) $\sigma \leq [\sigma]$	
16 Формула Гука для деформации сдвига является исходной в теории проектирования: А) пружин; Б) болтов; В) сварочных соединений	
17 За площадку среза при проектном расчете заклепочного соединения принимают А) поперечное сечение заклепки; Б) наибольшее продольное сечение заклепки; в) наружную контактирующую поверхность заклепки	
18 За площадку смятия при проектном расчете заклепочного соединения принимают: А) поперечное сечение заклепки; Б) наибольшее продольное сечение заклепки; в) наружную контактирующую поверхность заклепки	

Тема 2.4. Геометрические характеристики плоских сечений	1 б
1 Укажите правильные единицы измерения ГХС:	2 в
а) A – [длина ²], S – [длина ²], I – [длина ³], W – [длина ³];	3 а
б) A – [длина ²], S – [длина ³], I – [длина ³], W – [длина ³];	4 а
в) A – [длина ²], S – [длина ³], I – [длина ⁴], W – [длина ³];	5 в
2 Укажите правильное название ГХС:	6 а
а) A – площадь, S – статический момент сечения, I – момент инерции, W – момент сопротивления;	7 б
б) A – площадь, S – статический момент сечения, I – момент сопротивления, W – момент инерции;	8 а
в) A – статический момент сечения, S – площадь, I – момент сопротивления, W – момент инерции;	9 в
3 Что характеризует величина I :	10 в
а) сопротивляемость площади поперечного сечения балки наибольшему механическому напряжению;	11 а
б) сопротивляемость площади поперечного сечения балки повороту вокруг оси;	12 б
в) геометрическую «массу» поперечного сечения при изгибе или кручении балки	13 а
4 Что характеризует величина W :	14 б
а) сопротивляемость площади поперечного сечения балки наибольшему механическому напряжению;	15 в
б) сопротивляемость площади поперечного сечения балки повороту вокруг оси;	16 а
в) геометрическую «массу» поперечного сечения при изгибе или кручении балки	17 а
5 Как записывается связь между осевыми (I_X и I_Y) и полярным (I_P) моментами инерции:	18 б
а) $I_X + I_Y = I_P$ б) $I_X \cdot I_Y = I_P$ в) $I_X - I_Y = I_P$	19 а
6 Какие из формул записаны верно:	20 б
а) $S_X + S_Y = S_P$ б) $W_X + W_Y = W_P$ в) $I_X + I_Y = I_P$	
7 Момент инерции относительно нецентральной и центральной оси связаны между собой так:	
а) $I_{нецент} = I_{цент} - l^2 \cdot A$ б) $I_{нецент} = I_{цент} + l^2 \cdot A$ в) $I_{нецент} = I_{цент} + l \cdot A^2$	
8 Для многофигурного сечения, состоящего из трех простых, момент инерции равен:	
а) $I_{нецент} = I_{нецент}^I + I_{нецент}^{II} + I_{нецент}^{III}$; б) $I_{нецент} = I_{нецент}^I \cdot I_{нецент}^{II} \cdot I_{нецент}^{III}$;	
в) $I_{нецент} = \frac{I_{нецент}^I + I_{нецент}^{II} + I_{нецент}^{III}}{I_{нецент}^I \cdot I_{нецент}^{II} \cdot I_{нецент}^{III}}$;	
9 Какая из формул для определения момента сопротивления справедлива:	
а) $W = \frac{S}{l_{\max}}$; б) $W = I \cdot l_{\max}$; в) $W = \frac{I}{l_{\max}}$	
10 Когда ось называют центральной:	
а) когда она расположена ближе к центру тяжести площади сечения;	
б) когда она проходит через центр тяжести площади сечения;	
в) когда она расположена вне площади сечения	
11 Когда ось многофигурной площади называют главной:	
а) когда она проходит через центр тяжести хотя бы одной простой фигуры;	
б) когда относительно нее момент инерции или максимален (например $I_X = I_{\max}$ или $I_Y = I_{\max}$) или минимален (например $I_X = I_{\min}$ или $I_Y = I_{\min}$);	
в) когда она проходит через центры тяжести всех простых фигур	
12 Величины I_P и W_P называют:	
а) осевой момент инерции и момент сопротивления;	
б) полярный момент инерции и момент сопротивления;	
в) центробежный момент инерции и момент сопротивления;	

<p>13 Величины I_X и W_X называют:</p> <p>а) осевой момент инерции и момент сопротивления; б) полярный момент инерции и момент сопротивления; в) центробежный момент инерции и момент сопротивления;</p> <p>14 Осевой момент инерции для площади круга относительно любой центральной оси равен:</p> <p>а) $I_X = I_Y = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$; б) $I_X = I_Y = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$; в) $I_X = I_Y = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$</p> <p>15 Чему равны осевые моменты инерции для двутавра с размерами полки b и высотой h для главных осей (осей симметрии):</p> <p>а) I_X и I_Y берут из справочных таблиц; б) $I_X = \frac{b \cdot h^3}{12}$ и $I_Y = \frac{h \cdot b^3}{12}$; в) $I_X = \frac{b \cdot h^2}{6}$ и $I_Y = \frac{h \cdot b^2}{6}$</p> <p>16 Чему равны моменты инерции для площади прямоугольной формы шириной b и высотой h для главных осей (осей симметрии):</p> <p>а) I_X и I_Y берут из справочных таблиц; б) $I_X = \frac{b \cdot h^3}{12}$ и $I_Y = \frac{h \cdot b^3}{12}$; в) $I_X = \frac{b \cdot h^2}{6}$ и $I_Y = \frac{h \cdot b^2}{6}$</p> <p>17 Чему равны моменты сопротивления для площади прямоугольной формы шириной b и высотой h для главных осей (осей симметрии):</p> <p>а) W_X и W_Y берут из справочных таблиц; б) $W_X = \frac{b \cdot h^3}{12}$ и $W_Y = \frac{h \cdot b^3}{12}$; в) $W_X = \frac{b \cdot h^2}{6}$ и $W_Y = \frac{h \cdot b^2}{6}$</p> <p>18 Чему равен полярный момент сопротивления для площади круга диаметром d для главных осей (осей симметрии):</p> <p>а) W_P берут из справочных таблиц; б) $W_P = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$; в) $W_P = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$</p>	
<p>Тема 2.5. Кручение</p> <p>1 Какой величиной характеризуется величина деформации сдвига? а) ε; б) γ; в) φ</p> <p>2 Как определяются напряжения в поперечном сечении бруса при чистом сдвиге? а) $\tau = \gamma \cdot G$; б) $\sigma = \varepsilon \cdot E$; в) $\tau = Q/A$</p> <p>3 Укажите закон Гука для сдвига. а) $\tau = \gamma \cdot G$; б) $\sigma = \varepsilon \cdot E$; в) $\tau = Q/A$</p> <p>4 Каков физический смысл модуля сдвига G? а) Характеризует сопротивляемость материала деформации при сдвиге б) Характеризует прочность материала при сдвиге в) Характеризует выносливость материала при сдвиге</p> <p>5 Как нужно нагрузить брус, чтобы он работал только на кручение? а) Приложить две, равные по модулю силы в разных сечениях б) Приложить только изгибающие моменты в) Приложить только вращающие моменты</p> <p>6 Каким образом определить в любом поперечном сечении бруса величину крутящего момента? а) $M_z = \sum \pm T_i$; б) $M_z = \sum \pm F_i \cdot l_i$; в) $M_z = \sum \pm F_i$</p> <p>7 Сформулируйте правило знаков при определении величины крутящего момента.</p>	<p>1 б 2 в 3 а 4 а 5 в 6 а 7 б 8 а 9 в 10 в 11 а 12 б 13 а 14 б 15 в 16 а 17 а 18 б 19 а 20 б</p>

<p>а) «+»-если вращающий момент направлен против часовой стрелки. «-» - в ином случае</p> <p>б) «+»-если вращающий момент направлен по часовой стрелки. «-» - в ином случае</p> <p>8 В какой точке поперечного сечения бруса при кручении касательные напряжения максимальны?</p> <p>а) в точках, наиболее отдаленных от центра тяжести поперечного сечения</p> <p>б) в точках, наиболее приближенных к центру тяжести</p> <p>в) в центре тяжести поперечного сечения</p> <p>9 По какому закону распределяются напряжения в поперечном сечении круглого бруса при кручении?</p> <p>а) касательные напряжения постоянны по всей высоте поперечного сечения</p> <p>б) касательные напряжения изменяются по закону квадратичной параболы по всей высоте поперечного сечения</p> <p>в) касательные напряжения изменяются по линейному закону по всей высоте поперечного сечения</p> <p>10 Какой величиной характеризуется деформация при кручении?</p> <p>а) ε; б) γ; в) φ</p> <p>11 По какой формуле определяются величина относительного угла закручивания при кручении?</p> <p>а) $\dots = M_z \cdot l / (G \cdot I_p)$; б) $\dots = M_z \cdot l / (G \cdot I_p)$; в) $\dots = M_z \cdot l / (W_p)$</p> <p>12 По какой формуле определяется величина абсолютного угла закручивания при кручении</p> <p>а) $\dots = M_z \cdot l / (G \cdot I_p)$; б) $\dots = M_z \cdot l / (G \cdot I_p)$; в) $\dots = M_z \cdot l / (W_p)$</p> <p>13 Что такое полярный момент инерции поперечного сечения бруса?</p> <p>а) характеризует сопротивляемость поперечного сечения бруса повороту вокруг продольной оси</p> <p>б) характеризует сопротивляемость поперечного сечения повороту вокруг поперечной оси бруса</p> <p>в) характеризует сопротивляемость поперечного сечения бруса разрушению</p> <p>14 По какой формулам определяется полярный момент инерции круга ?</p> <p>а) $I_p = \pi \cdot d^3 / 16$; б) $I_p = \pi \cdot d^4 / 32$; в) $I_p = \pi \cdot d^4 / 16$</p> <p>15 Что такое полярный момент сопротивления?</p> <p>а) характеризует сопротивляемость поперечного сечения бруса повороту вокруг продольной оси</p> <p>б) характеризует сопротивляемость поперечного сечения повороту вокруг поперечной оси бруса</p> <p>в) характеризует сопротивляемость поперечного сечения бруса разрушению</p> <p>16 Как определяется полярный момент сопротивления для круга?</p> <p>а) $W_p = \pi \cdot d^3 / 16$; б) $W_p = \pi \cdot d^4 / 32$; в) $W_p = \pi \cdot d^4 / 16$</p> <p>17 По какой формуле определяется наибольшее касательное напряжение?</p> <p>а) $\tau_{\max} = M_z \cdot l / (W_p)$; б) $\tau_{\max} = M_z \cdot l / (G \cdot I_p)$; в) $\tau_{\max} = M_z \cdot l / (I_p)$</p> <p>18 Запишите математическое выражение условия жесткости при кручении.</p> <p>а) $\tau_{\max} \leq [\tau]$; б) $\varphi_0 \leq [\varphi_0]$; в) $\varphi_0 \geq [\varphi_0]$</p> <p>19 Запишите математическое выражение условия прочности при кручении?</p> <p>а) $\tau_{\max} \leq [\tau]$; б) $\varphi_0 \leq [\varphi_0]$; в) $\varphi_0 \geq [\varphi_0]$</p> <p>20 Какие виды расчета можно производить из условий расчета на прочность и на жесткость?</p> <p>а) предварительный и уточненный</p> <p>б) проектный, проверочный и определение допускаемой нагрузки</p> <p>в) только проверочный, по допускаемой нагрузке</p>	
---	--

Тема 2.6. Изгиб	1	Е
Вопросы теста	2	И
	3	Б

1 Какой вид нагружения называется изгибом?	4 М
2 Что такое балка?	5 Л
3 Какие нагрузки вызывают плоский прямой изгиб стержня	6 В
4 Какие типы опор применяются в технике для закрепления балок?	7 Д
5 Какие типы статически определимых балок используются в технике?	8 А
6 Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечных сечениях балок?	9 О
7 Чему равна поперечная сила Q_y ?	10 Н
8 Чему равен изгибающий момент M_x ?	11 К
9 Какой изгиб называется чистым?	12 Г
10 Когда имеет место поперечный изгиб?	13 З
11 Для чего строятся эпюры поперечных сил и изгибающих моментов?	14 Ж
12 Как изменяются по высоте поперечного сечения балки нормальные напряжения при изгибе?	15 С
13 Какая величина называется моментом сопротивления сечения при изгибе и какова ее размерность?	16 Ф
14 Чему равен осевой момент сопротивления для балок прямоугольного и круглого сечений?	17 Т
15 Как записывается условие прочности по нормальным напряжениям для балок из пластичных материалов?	18 П
16 Как записываются условия прочности по нормальным напряжениям для балок из хрупких материалов?	19 У
17 Какие формы сечений являются рациональными для балок из пластичных материалов?	20 Р
18 Почему для балок из хрупких материалов нецелесообразно применять сечения, симметричные относительно нейтральной оси?	21 Х
19 На каких допущениях базируется элементарная теория касательных напряжений при изгибе?	22 Ш
20 В каких случаях необходима проверка по касательным напряжениям τ_{\max} ?	23 Ц
21 Правило выбора знаков относящееся к уравнению изгибающего момента	24 Ч
22 Правило выбора знаков относящееся к уравнению поперечной силы	
23 Какие различают виды задач при расчетах балок на прочность?	
24 Табличным способом для двухопорных и консольных балок, часто встречаемых на практике можно определять...	
Варианты ответов теста	
А) Изгибающий момент M_x в произвольном сечении балки численно равен алгебраической сумме моментов относительно поперечной оси x сечения всех сил, расположенных по одну сторону от этого сечения.	
Б) Плоский прямой изгиб возникает при действии на стержень системы внешних сил, перпендикулярных к его оси и лежащих в одной главной плоскости	
В) В общем случае плоского прямого изгиба в поперечных сечениях балки возникают два внутренних силовых фактора: поперечная сила Q_y и изгибающий момент M_x	
Г) Они распределяются по линейному закону $\sigma = (M_x / I_x) y$ достигая максимума в точках, наиболее удаленных от нейтральной линии $\sigma_{\max} = (M_x / I_x) y_{\max}$.	
Д) Поперечная сила в произвольном сечении балки численно равна алгебраической сумме проекций на поперечную ось y всех внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения.	
Е) Под изгибом понимается такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях стержня возникают изгибающие моменты	
Ж) Для балки прямоугольного сечения с основанием b и высотой h	

$$I_x = bh^3 / 12, \quad y_{\max} = h / 2, \quad W_x = bh^2 / 6.$$

Для балки круглого сечения диаметром d

$$I_x = \pi d^4 / 64, \quad y_{\max} = d / 2, \quad W_x = \pi d^3 / 32 \approx 0,1d^3$$

3) Величина, равная отношению осевого момента инерции к расстоянию наиболее удаленных точек сечения от нейтральной линии: $W_x = I_x / y_{\max}$

Осевой момент сопротивления измеряется в см^3 или мм^3 .

И) Брус, внешне нагруженный изгибающими моментами и силами, перпендикулярными его продольной оси.

К) Для расчета балок на прочность необходимо знать, как изменяются поперечная сила и изгибающий момент по длине. С этой целью строятся их графики, называемые эпюрами поперечных сил и изгибающих моментов.

Л) В технике используются следующие типы балок:

а) консоль - балка, защемленная на одном конце и свободная на другом (примером служат столбы, мачты, кронштейны);

б) простая балка, шарнирно опертая по концам (примером служит ось автоприцепа);

в) одноконсольная- простая балка, у которой одна из опор установлена с отступом от конца (пример - продольная балка рамы автомобиля);

г) двухконсольная-простая балка, у которой обе опоры установлены с отступом от концов (пример - вагонная ось).

Свешивающиеся части балок называются консолями, расстояние между опорами - пролетом.

М) В технике применяются четыре типа опор: 1) цилиндрическая подвижная опора или каток (допускает вращение вокруг оси шарнира и поступательное перемещение); 2) цилиндрическая неподвижная опора (допускает только вращение вокруг оси шарнира); 3) защемляющая подвижная опора (допускает только поступательное перемещение); 4) защемляющая неподвижная опора или заделка (не допускает никаких перемещений).

Н) Если в поперечных сечениях балки, наряду с изгибающими моментами, возникают также и поперечные силы.

О) Если изгибающий момент в сечении балки является единственным силовым фактором.

П) Как известно, хрупкие материалы (например, чугун) на сжатие работают значительно лучше, чем на растяжение (для чугуна $[\sigma_c] / [\sigma_p] = 3 \dots 5$). Поэтому для симметричных сечений материал в сжатой зоне будет значительно недогружен. Для несимметричных сечений (например, таврового, П-образного и т.п.) можно добиться одновременного выполнения условия прочности и на растяжение, и на сжатие, т.е. $\sigma_{\max} = [\sigma_p]$ и $\sigma_{\min} = [\sigma_c]$. В этом случае материал будет использоваться наиболее эффективно.

Р) Проверку прочности балки по касательным напряжениям выполняют по неравенству $\tau_{\max} = kQ_{\max} / A \leq [\tau]$

где k - коэффициент формы, равный: 3/2 - для прямоугольника, 4/3 - для круга.

Такая проверка бывает необходима для коротких балок, нагруженных значительными поперечными силами.

С) Прочность балок из пластичных материалов обеспечена, если наибольшие по абсолютному значению нормальные напряжения, возникающие в опасном сечении, не превышают допустимой величины

$$\sigma_{\text{наиб}} = M_{\max} / W_x \leq [\sigma]$$

Т) Для балок из пластичных материалов допустимые напряжения на растяжение и сжатие одинаковы, поэтому рациональными будут являться поперечные сечения, симметричные относительно нейтральной оси

У) Эта теория была предложено в 1855 году Д. К Журавским применительно к балкам прямоугольного сечения и исходит из следующих допущений: касательные

<p>напряжения в каждой точке поперечного сечения направлены параллельно поперечной силе Q и распределяются равномерно по ширине сечения балки, но по высоте поперечного сечения балки касательные напряжения распределяются по закону квадратной параболы (в точках верхней и нижней кромок сечения они равны нулю и достигают максимума в точках нейтрального слоя). Этот максимум равен</p> $\tau_{\max} = \frac{3Q}{2A}$ <p>Ф) Для обеспечения прочности балки необходимо, чтобы наибольшие растягивающие и наибольшие сжимающие напряжения в опасном сечении не превосходили соответствующих допускаемых напряжений, т.е.</p> $\begin{cases} \sigma_{\max} = M_{\max} / W_p \leq [\sigma_p], \\ \sigma_{\min} = M_{\max} / W_c \leq [\sigma_c], \end{cases}$ <p>где $W_p = I_x / h_1$ и $W_c = I_x / h_2$ - моменты сопротивления растянутого и сжатого волокон; h_1 - расстояние до наиболее удаленного от нейтральной оси растянутого волокна; h_2 - расстояние до наиболее сжатого волокна.</p> <p>Х) Правило знаков : «+» если деформация балки улыбкой или чашей и «-» если деформация балки печалью или зонтом</p> <p>Ц) При расчетах балок на прочность различают три вида задач первый вид задач – проверочный по условию</p> $\sigma_{\max} = \frac{M_{x \max}}{W_x} \leq [\sigma]$ <p>второй вид задач – проектный по условию</p> $W_x = \frac{M_{x(\max)}}{[\sigma]} \leq W^{\text{ТАБЛ}}$ <p>третий вид задач – определение допускаемого момента $[M]$ или нагрузки $[F]$ из формулы $[M] = [F] \cdot l \leq W_x \cdot [\sigma]$</p> <p>Ч) Наибольший изгибающий момент M_{\max}, наибольший прогиб V и угол поворота Θ в характерных точках для консольных и двухопорных балок, часто встречаемых на практике определяют табличным способом по готовым равенствам.</p> <p>Ш) Правило знаков: «+» если балка вращается по часовой стрелке и «-» если балка вращается против часовой стрелке</p>	
<p>Тема 2.7. Гипотезы прочности и их применение</p> <p>Вопросы теста</p> <ol style="list-style-type: none"> 1 Какие существуют типы предельных состояний материала? 2 Что такое гипотеза прочности? 3 Какие Вам известны классические гипотезы разрушения? 4 Какие Вам известны классические гипотезы пластичности? 5 Что такое эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{экв}}$? <p>Варианты ответов на вопросы</p> <p>А) Это гипотезы наибольших нормальных напряжений σ_{\max} (Г.Галилей) и наибольших линейных деформаций ϵ_{\max}(Мариотт, 1684 г.)</p> <p>Б) К ним относятся гипотезы наибольших касательных напряжений τ_{\max} (Кулон, 1773 г.) и удельной потенциальной энергии формоизменения u_{ϕ}(Губер, 1904 г.).</p> <p>В) Известны два типа предельных состояний материала - хрупкое разрушение и текучесть</p> <p>Г) Это такое напряжение, которое следует создать в растянутом образце, чтобы его состояние было равноопасно с заданным напряженным состоянием. По смыслу это лишь некоторая условная величина, а не какое-либо реально возникающее напряжение. Его значение зависит не только от заданного напряженного состояния, но и от принятого критерия прочности.</p>	<p>1 В 2 Д 3 А 4 Б 5 Г</p>

Д) Гипотеза о причине разрушения материала или возникновения в нем состояния текучести, позволяющая оценить прочность материала при любом напряженном состоянии, если из опыта известна его прочность при простом растяжении.	
---	--

Раздел 2 Детали машин	
Тема 3.1. Основные положения	1 б
1 Что называют кинематической парой?	2 а
а) Две движущие силы;	3 в
б) Соединение двух звеньев, допускающее их относительное движение;	4 б
в) Три и более подвижно соединенных деталей	5 в
2 Виды кинематических пар	6 б
а) низшие (соединение звеньев по поверхности) , высшие (соединение звеньев по линии или точке)	7 а
б) Малые (соединение звеньев по поверхности), большие (соединение звеньев по линии или точке)	8 а
в) Быстроходные (соединение звеньев по поверхности), тихоходные (соединение звеньев по линии или точке)	
3 Что называют механизмом:	
а) подвижное соединение деталей, преобразующее тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащее для облегчения либо замены ручного труда.	
б) неподвижное соединение деталей, состоящее из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.	
в) подвижное соединение деталей, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев зависит от движения ведущего звена	
4 В формуле для определения степени свободы плоского механизма $W=3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4$, указано	
а) n – количество подвижных звеньев механизма, p_5 и p_4 - количество кинематических пар быстроходных и тихоходных	
б) n – количество подвижных звеньев механизма, p_5 и p_4 - количество кинематических пар первого (нижнего) и второго (высшего) класса	
в) n – количество подвижных звеньев механизма, p_5 и p_4 - количество кинематических пар малых и больших	
5 С какой целью в кинематических цепях механизмов высшие кинематические пары заменяют низшими:	
а) чтобы уменьшить количество звеньев в механизме;	
б) чтобы уменьшить количество кинематических пар в механизме;	
в) чтобы выполнить структурный анализ механизма для его кинематического и силового исследования.	
6 Структурный анализ механизма состоит в разбиении кинематической цепи механизма на ведущие звенья и группы ведомых звеньев. В чем отличие ведущего звена от групп ведомых звеньев?	
а) При соединении с неподвижной стойкой степень свободы группы ведомых звеньев - 1, а ведущего звена - 0	
б) При соединении с неподвижной стойкой степень свободы группы ведомых звеньев - 0, а ведущего звена - 1	
в) При соединении с неподвижной стойкой степень свободы группы ведомых звеньев и ведущего звена – 0	
7 В чем отличие кинематического анализа механизма от силового?	
а) При кинематическом анализе характеристики определяют в последовательности от ведущего звена к группам ведомых звеньев, а при силовом наоборот;	
б) При кинематическом анализе характеристики определяют в последовательности от	

<p>ведомых звеньев к ведущему, а при силовом наоборот;</p> <p>в) При кинематическом и силовом анализе характеристики определяют, начиная от любого звена механизма.</p> <p>8Синтез механизма состоит в присоединении к имеющейся кинематической цепи</p> <p>а) групп звеньев с числом свободы равным нулю</p> <p>б) групп звеньев с числом свободы равным одному</p> <p>в) групп звеньев с числом свободы равным двум</p>	
<p>Тема 3.2. Общие сведения о передачах</p> <p>1 Что называют механической передачей:</p> <p>а) это механизм, преобразующий тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащий для облегчения либо замены ручного труда;</p> <p>б) система, состоящая из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик;</p> <p>в) система связанных между собой подвижных и неподвижных звеньев, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев зависит от движения ведущего звена.</p> <p>2 Функции, выполняемые механическими передачами?</p> <p>а) Передача движения с изменением силовых и кинематических характеристик</p> <p>б) Передача движения с изменением вида движения с вращательного на поступательно и наоборот;</p> <p>в) Передача движения с изменением силовых и кинематических характеристик, а также вида движения;</p> <p>3 Что называют приводом:</p> <p>а) это механизм, преобразующий тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащий для облегчения либо замены ручного труда.</p> <p>б) система, состоящая из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.</p> <p>в) система состоящая из соединенный друг с другом механических передач и двигателя</p> <p>4 Что называют машиной:</p> <p>а) это механизм, преобразующий тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащий для облегчения либо замены ручного труда.</p> <p>б) система, состоящая из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.</p> <p>в) система связанных между собой подвижных и неподвижных звеньев, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев зависит от движения ведущего звена</p> <p>5 Что называют надежностью</p> <p>а) способность изделий выдерживать кратковременные перегрузки в течение заданного промежутка времени</p> <p>б) способность изделия выполнять необходимые функции, эксплуатационные показатели которых сохраняют заданный диапазон значений в течении требуемого промежутка времени</p> <p>в) способность изделия не разрушаться при циклически повторяющихся нагрузках в течении заданного промежутка времени</p> <p>6 Что называют сроком службы</p> <p>а) промежуток времени, в течении которого будет обеспечена надежная работа изделия</p> <p>б) количество циклов периодически повторяющейся нагрузки, которое может выдержать изделие до выхода его из строя</p>	<p>1б</p> <p>2в</p> <p>3в</p> <p>4а</p> <p>5б</p> <p>6а</p> <p>7в</p> <p>8б</p>

<p>в) промежуток времени, в течение которого изделие будет работать до выхода его из строя, с учетом времени ремонта</p> <p>7 В каких единицах измеряют календарный срок службы</p> <p>а) количеством циклов, периодически изменяющейся нагрузки</p> <p>б) в часах</p> <p>в) в годах</p> <p>г) все ответы справедливы</p> <p>8 В каких единицах измеряют рабочий срок службы</p> <p>а) количеством циклов, периодически изменяющейся нагрузки</p> <p>б) в часах</p> <p>в) в годах</p>	
<p>Тема 3.3. Фрикционные и ремённые передачи</p> <p>Тест «Ременные передачи»</p> <p>1 В работе ременной передачи упругое скольжение ремня является:</p> <p>а) достоинством; б) недостатком; в) нормальным явлением</p> <p>2 Ременные передачи преимущественно используют в</p> <p>а) быстроходных ступенях; б) тихоходных ступенях; в) вместо редуктора при больших передаточных числах</p> <p>3 При равных площадях поперечного сечения ремня, в каких сила трения ремня со шкивом меньше: а) плоскоремённых; б) клиноремённых; в) поликлиноремённых</p> <p>4 Долговечность ремня зависит от: а) передаваемой мощности P; б) материала ремня; в) числа пробегов ремня в секунду [U]</p> <p>5 Корд-ткань в ремне обеспечивает: а) лучшее сцепление ремня со шкивом; б) его прочность; в) высокую жесткость для повышения угла обхвата ремня со шкивом</p> <p>6 При движении ремня под нагрузкой его натяжение на ведущей ветви: а) увеличивается на $F_t/2$; б) уменьшается на $F_t/2$; в) остается неизменным</p> <p>7 Сила давления F_n на валы шкивов в ременной передаче определяется в зависимости от: а) окружного усилия F_t; б) предварительного натяжения ремня F_0; в) как от окружного усилия F_t так и предварительного натяжения ремня F_0</p> <p>8 Если упругое скольжение отсутствует, это означает: а) передача не перегружена, работает нормально; б) передача работает в холостую; в) передача перегружена</p> <p>9 Коэффициент проскальзывания ε определяют по уравнению:</p> $\varepsilon = \frac{v_{НАБ} - v_{СБ}}{v_{НАБ}} \quad \varepsilon = \frac{v_{СБ} - v_{НАБ}}{v_{СБ}} \quad \varepsilon = \frac{v_{НАБ} - v_{СБ}}{v_{СБ}}$ <p>а) $\frac{v_{НАБ} - v_{СБ}}{v_{НАБ}}$; б) $\frac{v_{СБ} - v_{НАБ}}{v_{СБ}}$; в) $\frac{v_{НАБ} - v_{СБ}}{v_{СБ}}$</p> <p>10 В какой из ременных передач КПД может принимать наибольшее значение, равно $\eta=0,98$: а) плоскоремённая; б) клиноремённая; в) поликлиноремённая</p> <p>11 Разрушение ремня в подавляющем большинстве случаев происходит вследствие: а) истирания рабочей поверхности; б) усталости материала ремня; в) перегрузки ременной передачи</p> <p>12 При частичном буксовании (согласно кривых скольжения): а) КПД η быстро повышается, коэффициент ε стремительно понижается; б) КПД η стремительно понижается, коэффициент ε стремительно повышается; в) КПД η линейно понижается, коэффициент ε линейно повышается.</p> <p>13 Натяжной ролик устанавливают: а) только в реверсивных передачах; б) на ведущей ветви ремня; в) на ведомой ветви ремня.</p> <p>14 Для обеспечения центрирования плоского ремня: а) поверхность шкива делают выпуклой; б) поверхность шкива делают вогнутой; в) поверхность ремня покрывают вулканизированной тканью</p>	<p>1 в</p> <p>2 а</p> <p>3 а</p> <p>4 в</p> <p>5 б</p> <p>6 а</p> <p>7 б</p> <p>8 б</p> <p>9 б</p> <p>10 в</p> <p>11 б</p> <p>12 б</p> <p>13 в</p> <p>14 а</p>

Тест 1 «Зубчатые передачи»	1 б
1 Что показывает модуль зубьев	2 г
а) отношение числа π к шагу зубьев r_t	3 а
б) отношение делительного диаметра колеса к числу зубьев	4 а
в) произведение диаметра на число зубьев	5 б
2 Чему равна высота головки h_a и ножки h_f зуба	6 а
а) $h_a = 1,25 \cdot m$, $h_f = 1 \cdot m$	7 в
б) $h_a = 1,25 \cdot m$, $h_f = 1,25 \cdot m$	8 г
в) $h_a = 2,25 \cdot m$, $h_f = 1,25 \cdot m$	9 а
г) $h_a = 1 \cdot m$, $h_f = 1,25 \cdot m$	10 в
3 Как правильно перевести значение твердости из шкалы HRC в шкалу HB	Тест 2
а) 1 HRC \approx 10 HB ; б) 100 HRC \approx 10 HB ; в) 10 HRC \approx 1 HB	1б
4 Чем вызвано выкрашивание рабочей поверхности зуба?	2б
а) наличием смазочного материала во впадинах шероховатости рабочей поверхности зубьев	3б
б) наличием твердых частиц (пыли) в месте контакта зубьев	4г
в) частыми перегрузками зубчатой передачи	5в
г) неточностью формы зубьев при изготовлении	6б
5 В процессе какой термической обработки изделия охлаждают в масле	7в
а) нормализация; в) отпуск ; б) закалка	8б
6 Какой термической обработке подвергаю зубчатые колеса, изготовленные из углеродистой стали марки 40 ,45, 40X?	9б
а) улучшению	10б
б) улучшение + закалка токами высокой частоты	11в
в) цементация и азотирование	12а
7 На какой параметр влияет допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$	13г
а) модуль зубьев; б) передаточное число; в) межосевое расстояние;	14а
г) делительный диаметр	Тест 3
8 Стандартизированным параметром зубчатых колес является ...	Вариант
а) число зубьев; б) угол наклона зубьев; в) делительный диаметр;	1
г) модуль зацепления; д) шаг зубьев	1 а
9 Войдут ли в зацепление косозубые колеса, у одного из которых направление зубьев правое, а у другого левое	2 а
а) войдут; б) не войдут	3 в
10 Какие диаметры колеса обозначают буквами $d_a d_f$ и d	4 б
а) d_a – впадин, d_f - выступов, d – делительный	5 б
б) d_a – делительный, d_f - впадин , d – выступов	6 а
в) d_a - выступов, d_f - впадин, d –делительный	7 б
	8 а
	9 в
	10 б
Тест 2«Червячные передачи»	Вариант
1 Назначение червячной передачи	2
а) передача вращательного движения между пересекающимися валами	1 в
б) передача вращательного движения между скрещивающимися валами	2 а
в) передача вращательного движения между параллельными валами	3 в
2 Что является достоинством червячной передачи?	4 в
а) Возможность самоторможения передачи и низкий КПД	5 б
б) Большая величина передаточного числа и возможность самоторможения передачи	6 б
в) Низкий КПД и большая величина передаточного числа	7 а
3 Величину какого параметра червячной передачи округляют до стандартного числа?	8 в
	9 а
	10 в

- а) число зубьев и коэффициент диаметра червяка
 б) межосевое расстояние и коэффициент диаметра червяка
 в) делительный диаметр и ширину червяка
- 4 Какой дополнительной термообработке подвергают бронзовые венцы червячных колес?
 а) нормализация; б) улучшение; в) улучшение + ТВЧ;
 г) термообработка не предусматривается
- 5 В формуле какого параметра используют допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$?
 а) модуль зубьев; б) передаточное число; в) межосевое расстояние;
 г) делительный диаметр
- 6 В зависимости от какого параметра определяют число витков червяка?
 а) модуля зубьев
 б) передаточного числа червячной передачи
 в) межосевое расстояние червячной передачи
- 7 Какие диаметры колеса обозначают буквами $d_a d_f$ и d ?
 а) d_a – впадин, d_f - выступов, d – делительный
 б) d_a – делительный, d_f - впадин, d – выступов
 в) d_a – выступов, d_f - впадин, d – делительный
- 8 Какой материал применяют для изготовления червяка?
 а) бронзу; б) сталь; в) серый чугун
- 9 По какой формуле определяют передаточное число червячной передачи?
 а) $u = \frac{z_1}{z_2} = \frac{d_1}{d_2}$; б) $u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$; в) $u = \frac{n_2}{n_1}$
- 10 Какой термической обработке подвергают червяки, изготовленные из углеродистой стали марки 40, 45, 40Х?
 а) улучшению
 б) улучшение + закалка токами высокой частоты
 в) цементация и азотирование
- 11 Какой вид разрушения зуба червячного колеса является наиболее распространенным?
 а) поломка зуба
 б) выкрашивания рабочей поверхности зуба
 в) износ зуба
- 12 Какой вид разрушения называют выкрашиванием?
 а) откалывание частиц материала с рабочей поверхности зуба
 б) приваривание или «смазывание» рабочих поверхностей зубьев друг к другу
 в) абразивный износ рабочей поверхности зуба
- 13 Для чего необходима величина скорости скольжения v_s ?
 а) для расчета модуля зубьев
 б) для расчета делительный диаметр
 в) для расчета межосевое расстояние
 г) для выбора материала червяка
- 14 Для чего определяют коэффициент смещения зуборезного инструмента x ?
 а) чтобы межосевое расстояние a_w оставалось равным стандартному числу
 б) чтобы коэффициент диаметра червяка q оставался равным стандартному числу
 в) чтобы модуль m оставался равным стандартному числу

Тест 3 «Цепные передачи»

Вариант 1

1 Долговечность цепи при нормальных условиях эксплуатации составляет:

- а) от 8 до 10 тыс. часов; б) от 10 до 12 тыс. часов; в) от 12 до 15 тыс. часов

2 Цепная передача является альтернативой механической передачи:

- а) ременной и цилиндрической зубчатой; б) только ременной; в) только цилиндрической зубчатой
- 3 Наиболее дорогостоящими являются цепи:
- а) втулочные; б) роликовые; в) зубчатые
- 4 С какой целью ведомая цепь должна располагаться внизу и провисать:
- а) для создания предварительного натяжения цепи; б) во избежание подхватывания зубьями звездочек; в) для уменьшения нагрузки на валы звездочек
- 5 При проектном расчете цепной передачи шаг цепи t определяют из условия:
- а) прочности; б) износостойкости; в) заданного числа пробегов цепи в секунду $[U]$
- 6 На выбор допускаемого давления в шарнире цепи $[p]$ в наибольшей степени влияет:
- а) частота вращения меньшей звездочки; б) тип цепи; в) шаг цепи
- 7 При какой величине вытяжки длины цепи у нее удаляют соответствующее число звеньев:
- а) при вытяжке в длину одного шага; б) при вытяжке в длину двух шагов; в) при вытяжке в длину четыре шага
- 8 Влияет ли передаточное число цепной передачи на выбор минимального числа зубьев ведущей звездочки z_1 :
- а) да; б) нет; в) влияние мало
- 9 Шарнирное соединение между звеньями образуют:
- а) ролик и втулка; б) ролик и валик; в) втулка и валик
- 10 Для открытой цепной передачи, работающей при нормальных условиях КПД равен:
- а) 0,87...0,90; б) 0,90...0,93; в) 0,95...0,97
- Вариант 2
- 1 В приводной втулочной цепи отсутствует:
- а) втулка; б) валик; в) ролик
- 2 В неотвественных передачах применяют цепи:
- а) втулочные; б) роликовые; в) зубчатые
- 3 Равномерному изнашиванию цепи способствует:
- а) нечетное число звеньев цепи и зубьев звездочек; б) четное число звеньев цепи и зубьев звездочек; в) четное число зубьев цепи и нечетное зубьев звездочек
- 4 Во сколько раз усилие от провисания ведущей и ведомой ветви в горизонтальных цепных передачах больше чем в вертикальных: а) в два раза; б) в три раза; в) в шесть раз
- 5 Увеличение скорости движения цепи повысит:
- а) нагрузку на валы звездочек; б) натяжение в ведущей ветви; в) окружное усилие в передаче
- 6 Формулой $F_0 = k_f q \cdot a \cdot g$ определяют:
- а) окружное усилие в передаче; б) усилие от провисания цепи; в) нагрузку на валы звездочек
- 7 При смене способа смазывания с непрерывного на периодический нагрузку на цепь:
- а) нужно понизить; б) можно повысить; в) на несущую способность цепной передачи это не повлияет
- 8 По какой причине число зубьев ведомой звездочки z_2 (для приводной роликовой цепи) принимают не больше 120:
- а) значительный рост шума при набегании цепи на звездочку; б) повышенный износ шарниров цепи; в) соскакивание цепи со звездочки, когда цепь удлинена на величину менее двух шагов
- 9 Будет ли способствовать уменьшению давления в шарнире цепи применение натяжных устройств (отжимной звездочки, нажимного ролика):
- а) да; б) нет; в) да, но в случае использования натяжных устройств на ведущей ветви
- 10 Значение шага t , полученного при проектном расчете следует:

а) округлять до целого в большую сторону; б) округлять до целого в меньшую сторону в) округлять в большую сторону до ближайшего стандартного числа	
--	--

<p>Тема 3.5. Валы и оси. Муфты</p> <p>Тест «Муфты»</p> <p>1 Муфты предназначены для соединения: а) шкивов; б) валов; в) зубчатых колес.</p> <p>2 По принципу работы различают муфты: а) упругие, постоянные, самоустанавливающиеся; б) постоянные, жесткие, сцепные. в) постоянные, сцепные, самоустанавливающиеся.</p> <p>3 Какую муфту можно соединить и разъединить при вращающихся валах («на ходу»): а) продольно - свёртную; б) кулачковую; в) фрикционную.</p> <p>4 Какой параметр рассчитывают для подбора муфты по соответствующему стандарту: а) вращающий момент; в) материала полумуфт; в) наружный диаметр полумуфт</p>	<p>1 б</p> <p>2 в</p> <p>3 в</p> <p>4 а</p>
<p>Тема 3.6. Подшипники</p> <p>1 Участки вала для подшипников скольжения и качения соответственно называют: а) цапфа и шип; б) шип и цапфа; в) цапфа и шейка.</p> <p>2 По виду трения подшипники бывают: а) качения и вращения; б) качения и скольжения; в) движения и скольжения.</p> <p>3 Область применения подшипников скольжения: а) скорость вращения вала $n > 3000$ об/мин и ударные нагрузки; б) скорость вращения вала $n < 2000$ об/мин без ударных нагрузок; в) скорость вращения вала $n < 1000$ об/мин и ударные нагрузки.</p> <p>4 Материал вкладыша подшипника скольжения: а) пластик, латунь, чугун; б) сталь, дерево, пластик; в) сталь, чугун, резина.</p> <p>5 Наиболее часты видом разрушения вкладыша подшипника скольжения является: а) износ и раскалывание; б) износ и заедание; в) заедание и раскалывание.</p> <p>6 Смазочные канавки должны располагаться: а) выше нагрузочной зоны; б) под нагрузочной зоной; в) между нагрузочной и ненагрузочной зонами.</p> <p>7 Для того, чтобы подшипник скольжения работал с наименьшими затратами энергии на трение, необходимо обеспечить жидкостное трение, для чего: а) необходимо обеспечить допустимый зазор и консистенцию смазки; б) необходимо обеспечить допустимый зазор и выбрать соответствующий материал втулки; в) необходимо выбрать соответствующий материал втулки и частоту вращения вала $n < 3000$ об/мин.</p> <p>8 В каком случае консистенция смазки указана верно: а) жидкие ($n > 3000$), пластичные ($n \leq 3000$ и особые условия), твердые ($n < 2000$); б) жидкие ($n \leq 3000$ и особые условия), пластичные ($n > 3000$), твердые ($n < 2000$); в) жидкие (любое n, предпочтительно $n > 3000$), пластичные ($n < 2000$), твердые ($n \leq 2000$ и особые условия).</p> <p>9 Смазка должна подаваться: а) в ненагруженной зоне; б) в нагруженной зоне; в) со свободного торца подшипника</p> <p>10 при запуске подшипника скольжения: а) масляное кольцо переходит в масляный клин б) масляный клин переходит в масляное кольцо в) как при остановке, так и при вращении цапфа вала «купаются» в масляном кольце.</p>	<p>1 а</p> <p>2 б</p> <p>3 а</p> <p>4 а</p> <p>5 б</p> <p>6 а</p> <p>7 б</p> <p>8 в</p> <p>9 а</p> <p>10 б</p> <p>11 б</p> <p>12 а</p> <p>13 б</p> <p>14 в</p> <p>15 а</p> <p>16 в</p> <p>17 а</p> <p>18 б</p> <p>19 в</p> <p>20 в</p> <p>21 б</p> <p>22 б</p> <p>23 а</p> <p>24 в</p>

<p>11 Первые две цифры номера подшипника качения (справа налево):</p> <p>а) умноженные на 5 определяют наружный диаметр подшипника; б) умноженные на 5 определяют внутренний диаметр подшипника; в) определяют ширину подшипника.</p> <p>12 Третья цифры номера подшипника качения (справа налево) обозначают:</p> <p>а) серию; б) тип; в) конструктивные отличия модели подшипника от базовой модели.</p> <p>13 Четвертая цифры номера подшипника качения (справа налево) обозначают:</p> <p>а) серию; б) тип; в) конструктивные отличия модели подшипника от базовой модели.</p> <p>14 Упорный подшипник качения предназначен для:</p> <p>а) восприятия радиальной нагрузки; б) восприятия как радиальной так и осевой; в) восприятия осевой нагрузки.</p> <p>15 Сепаратор необходим для:</p> <p>а) равномерного распределения тел качения по дорожке; б) восприятия и передачи нагрузки от наружного подшипника внутреннему; в) защиты подшипника качения от пыли.</p> <p>16 Долговечность подшипника качения при нагрузке, соответствующей значению грузоподъемности, равна:</p> <p>а) 1 млрд. оборотов; б) 10 млн. оборотов; в) 1 млн. оборотов.</p> <p>17 Связь между долговечностью L, эквивалентной нагрузкой a подшипник R_3 и динамической грузоподъемностью Cr определяется так:</p> <p>а) $L = (Cr/R_3)^a$; б) $L = (R_3/Cr)^a$; в) $Cr = (L/R_3)^a$.</p> <p>18 Эквивалентную нагрузку на подшипник качения вычисляют по формуле:</p> <p>а) $R_3 = (X \cdot Y \cdot R_r + R_a) / K_B$; б) $R_3 = (X \cdot R_r + R_a \cdot Y) \cdot K_B$; в) $R_3 = (R_r + R_a \cdot X \cdot Y) + K_B$.</p> <p>19 Твердость тел и колец подшипника качения должна соответствовать значениям</p> <p>а) HB 300...350; б) HB 500...550; в) HRC 61...63.</p> <p>20 Какой вид разрушения подшипников качения наиболее распространен:</p> <p>а) раскалывание колец; б) разрушение сепаратора; в) усталостное выкрашивание дорожек и тел качения</p> <p>21 Как смонтировать подшипник на вал:</p> <p>а) ударами по наружному кольцу через промежуточное кольцо; б) ударами по внутреннему с использованием промежуточного кольца; в) непосредственными ударами по внутреннему кольцу.</p> <p>22 Демонтаж подшипников качения с вала осуществляют с помощью:</p> <p>а) предварительно нагрев вал, ударами по внутреннему кольцу; б) предварительно нагрев подшипник, посредством трехлапчатого винта; в) предварительно нагрев подшипник, ударами по наружному кольцу.</p> <p>23 Монтаж радиально-упорных подшипников качения по способу «враспор» и «врастяжку» означает, что:</p> <p>а) осевые силы, возникающие от самих подшипников качения, скомпенсированы. При этом, если «враспор» - участок вала между подшипниками сжат, а «врастяжку» - участок вала растянут; б) осевые силы, возникающие от самих подшипников качения, не скомпенсированы. При этом, если «враспор» - участок вала между подшипниками сжат, а «врастяжку» - участок вала растянут; в) осевые силы, возникающие от самих подшипников качения, скомпенсированы. При этом, если «враспор» - участок вала между подшипниками растянут, а «врастяжку» - участок вала сжат.</p> <p>24 Пригодность подшипника качения устанавливают по условию:</p> <p>а) рабочее число оборотов должно быть меньше допустимого числа оборотов, т.е. по</p>	
--	--

<p>≤ 1 млн. оборотов;</p> <p>б) эквивалентная нагрузка должна быть меньше динамической грузоподъемности, т.е. $R_{\text{э}} \leq C_R$;</p> <p>в) рабочая грузоподъемность должна быть меньше динамической грузоподъемности, т.е. $C_{R\text{раб}} \leq C_R$.</p>	
<p>Тема 3.7. Соединения деталей машин</p> <p>1 На какие виды делят соединения деталей машин?</p> <p>а) разъемные и сварочные;</p> <p>б) подвижные и неразъемные;</p> <p>в) разъемные и неразъемные.</p> <p>2 К неразъемным видам соединений относят:</p> <p>а) сварочные, шпоночные, клеевые;</p> <p>б) сварочные, заклепочные, клеевые;</p> <p>в) сварочные, заклепочные, болтовые.</p> <p>3 К разъемным соединениям относят:</p> <p>а) соединение муфтами, болтовое, шлицевое;</p> <p>б) соединение муфтами, клеевое, шпоночное;</p> <p>в) сварочное, болтовое, шпоночное.</p> <p>4 В болтовом соединении должны присутствовать:</p> <p>а) болт, шпонка, гайка; б) болт, шайба, гайка; в) болт, шайба, шпонка.</p> <p>5 Внахлестку, тавровое, угловое, стыковое – это разновидности :</p> <p>а) сварочных соединений; б) заклепочных соединений; в) болтовых соединений.</p> <p>6 В шпоночном соединении должны участвовать:</p> <p>а) вал, шпонка, шайба; б) болт, шпонка, ступица; в) вал, шпонка, ступица.</p> <p>7 Для каких видов соединений обязательно необходимо сквозное отверстие в соединяемых деталях:</p> <p>а) заклепочных; б) болтовых; в) шпоночных</p> <p>8 В чем отличие шлица от шпонки:</p> <p>а) шлиц выполнен заодно с валом и шлицов на валу не более двух;</p> <p>б) шлиц выполнен заодно с валом и шлицов на валу может быть четыре и более;</p> <p>в) шлиц, как и шпонка, вставлен в паз на валу и шлицов может быть четыре и более</p>	<p>1 в</p> <p>2 б</p> <p>3 а</p> <p>4 б</p> <p>5 а</p> <p>6 в</p> <p>7 а</p> <p>8 б</p>
<p>Тема 4.1. Основные понятия и определения гидростатики</p> <p>Тест 1 «Гидростатика»</p> <p>1 Что называют гидростатическим давлением?</p> <p>а) Сила тяжести столба жидкости высотой h отнесенная к единице площади</p> <p>б) Масса столба жидкости высотой h отнесенная к единице площади</p> <p>в) Объем столба жидкости высотой h отнесенный к единице площади</p> <p>2 Укажите правильные единицы измерения величин, входящих в уравнение гидростатического давления $p = \rho \cdot g \cdot h$,</p> <p>а) p- давление (кг/м³), ρ - плотность жидкости (м/с²), g - ускорение свободного падения (Па)</p> <p>h - высота столба жидкости (м)</p> <p>б) p - давление (м/с²), ρ - плотность жидкости (Па), g - ускорение свободного падения (м),</p> <p>h - высота столба жидкости (кг/м³)</p> <p>в) p - давление (Па), ρ - плотность жидкости (кг/м³), g - ускорение свободного падения (м/с²), h - высота столба жидкости (м)</p> <p>3 Укажите формулировку закона Архимеда</p> <p>а) Давление столба жидкости одинаково по всем направлениям</p> <p>б) На тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, равная весу</p>	<p>Тест 1</p> <p>1 а</p> <p>2 в</p> <p>3 б</p> <p>4 а</p> <p>5 б</p> <p>Тест 2</p> <p>1 а</p> <p>2 б</p> <p>3 а</p> <p>4 б</p> <p>5 в</p>

<p>жидкости, вытесненной данным телом</p> <p>в) Полное гидростатическое давление в данной точке жидкости равно алгебраической сумме давлений окружающей среды и столба жидкости.</p> <p>4 Укажите формулировку закона Паскаля</p> <p>а) Давление столба жидкости одинаково по всем направлениям пространства</p> <p>б) На тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, равная весу жидкости, вытесненной данным телом</p> <p>в) Полное гидростатическое давление в данной точке жидкости равно алгебраической сумме давлений окружающей среды и столба жидкости.</p> <p>5 Устройство, показывающее превышение давления в данной точке жидкости над давлением окружающей среды, называют</p> <p>а) барометром б) манометром в) трубкой Пито</p> <p>Тест 2 «Гидродинамика»</p> <p>1 Уравнение неразрывности потока жидкости записывают так</p> <p>а) $Q_1=Q_2=v_1 \cdot S_1= v_2 \cdot S_2$; б) $Q_1=Q_2=v_1/S_1= v_2/S_2$; в) $Q_1 \neq Q_2 \neq v_1 \cdot S_1 \neq v_2 \cdot S_2$</p> <p>2 Укажите уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости</p> <p>а) $Z_1 + P_1/(\rho \cdot g) + v_1^2/2g = Z_2 + P_2/(\rho \cdot g) + v_2^2/2g \cdot (\xi_{\text{пут}} + \sum \xi_{\text{мест}})$</p> <p>б) $Z_1 + P_1/(\rho \cdot g) + v_1^2/2g = Z_2 + P_2/(\rho \cdot g) + v_2^2/2g$</p> <p>в) $N=Q \cdot \rho \cdot g \cdot h$</p> <p>3 Укажите уравнение Бернулли для потока реальной жидкости</p> <p>а) $Z_1 + P_1/(\rho \cdot g) + v_1^2/2g = Z_2 + P_2/(\rho \cdot g) + v_2^2/2g \cdot (\xi_{\text{пут}} + \sum \xi_{\text{мест}})$</p> <p>б) $Z_1 + P_1/(\rho \cdot g) + v_1^2/2g = Z_2 + P_2/(\rho \cdot g) + v_2^2/2g$</p> <p>в) $N=Q \cdot \rho \cdot g \cdot h$</p> <p>4 Полезную мощность насоса определяют по уравнению</p> <p>а) $Q=v \cdot S$; б) $N=Q \cdot \rho \cdot g \cdot h$; в) $p=\rho \cdot g \cdot h$</p> <p>Турбулентным будет поток жидкости при числе Рейнольдса</p> <p>а) $Re \leq 2300$; б) $2300 \leq Re \leq 4000$; в) $Re \geq 4000$</p> <p>5 Кавитация – это ...</p> <p>а) смена режима течения жидкости с ламинарного на турбулентный</p> <p>б) потеря напора жидкости вследствие наличия местных сопротивлений</p> <p>в) парообразование в движущейся жидкости, вследствие увеличения ее скорости и снижения давления.</p>	
<p>Тема 4.2. Термодинамика</p> <p>1 Какой газ называют идеальным?</p> <p>а) Газ, который не сжимаем</p> <p>б) Газ, на который распространяется закон Авогадро</p> <p>в) Газ, в котором отсутствуют связи между молекулами (Ван-ДерВаальсовы силы)</p> <p>2 Один моль газа при нормальных условиях занимает объем 22,4 л – это закон</p> <p>а) Паскаля б) Авогадро в) Менделеева-Клайперона</p> <p>3 Массу газа определяют по уравнению</p> <p>а) Паскаля б) Авогадро в) Менделеева-Клайперона</p> <p>4 Какие параметры газа называют термическими, а какие калорическими?</p> <p>а) Давление, температура, объем – термические; внутренняя энергия, энтальпия, энтропия – калорические</p> <p>б) Давление, температура, объем – калорические; внутренняя энергия, энтальпия, энтропия – термические</p> <p>в) Давление, объем – термические; температура, внутренняя энергия, энтальпия, энтропия – калорические</p> <p>5 Параметры газа объем, энтальпия, энтропия, называют удельными, если относятся к:</p> <p>а) 1 кг массы газа; б) 1 м³ газа; в) 1 молу газа</p> <p>6 Связь между удельной R_{μ} и универсальной R_{μ} газовой постоянной?</p> <p>а) $R_{\mu} = R / \mu$; б) $R = R_{\mu} \cdot \mu$; в) $R = R_{\mu} / \mu$</p>	<p>1 в</p> <p>2 б</p> <p>3 в</p> <p>4 а</p> <p>5 а</p> <p>6 в</p> <p>7 в</p> <p>8 б</p> <p>9 в</p> <p>10 б</p> <p>11 а</p> <p>12 в</p>

7 Как определить абсолютную величину температуры и давления газа?

а) абсолютная температура $T = 273,15 - t$ абсолютное давление $P = P_{атм} + P_{изб}$

б) абсолютная температура $T = 273,15 + t$ абсолютное давление $p = P_{атм} - P_{изб}$

в) абсолютная температура $T = 273,15 + t$ абсолютное давление $P = P_{атм} + P_{изб}$

8 Как называют термодинамические процессы в которых постоянны, температура, давление, объем газа?

а) при постоянной температуре – изохорный, при постоянном объеме-изотермический, при постоянной давлении– изобарный

б) при постоянной температуре – изотермический, при постоянном объеме– изохорный, при постоянной давлении– изобарный

в) при постоянной температуре – изобарный, при постоянном объеме-изотермический, при постоянной давлении– изохорный.

9 Если в результате термодинамического процесса теплота от газа не отводилась и не подводилась, то такой процесс называют?

а) условным; б) неэффективным в) адиабатным

10 Как формулируется первый закон термодинамики?

а) Теплоту, полученную в термодинамическом процессе с газом, невозможно полностью превратить в полезную работу, часть этой теплоты должна быть отдана окружающей среде.

б) Теплота, полученная в термодинамическом процессе с газом, идет на совершение полезной работы и изменение внутренней энергии

в) При стремлении абсолютной температуры газа к нулю, также стремиться к нулю энтропия

11 Как формулируется второй закон термодинамики?

а) Теплоту, полученную в термодинамическом процессе с газом, невозможно полностью превратить в полезную работу, часть этой теплоты должна быть отдана окружающей среде.

б) Теплота, полученная в термодинамическом процессе с газом, идет на совершение полезной работы и изменение внутренней энергии

в) При стремлении абсолютной температуры газа к нулю, также стремиться к нулю энтропия

12 Как формулируется третий закон термодинамики?

а) Теплоту, полученную в термодинамическом процессе с газом, невозможно полностью превратить в полезную работу, часть этой теплоты должна быть отдана окружающей среде.

б) Теплота, полученная в термодинамическом процессе с газом, идет на совершение полезной работы и изменение внутренней энергии

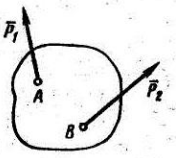
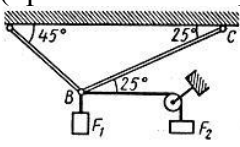
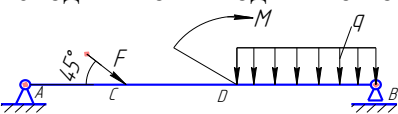
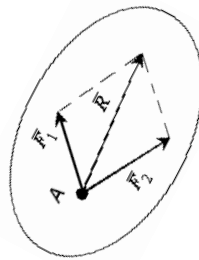
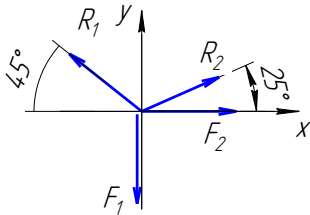
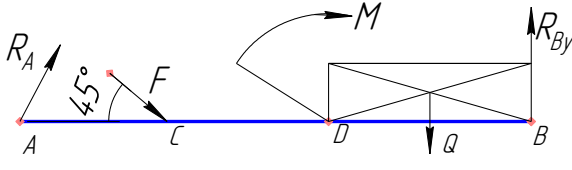
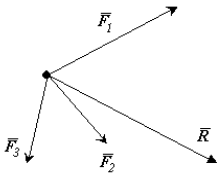
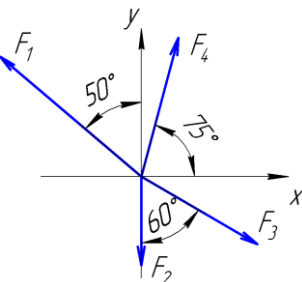
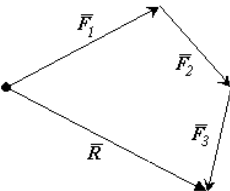
в) При стремлении абсолютной температуры газа к нулю, также стремиться к нулю энтропия

Критерии оценивания контрольного опроса

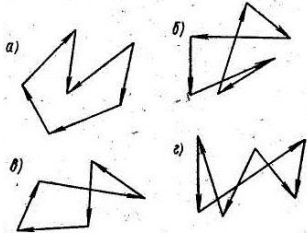
Оценивание контрольного опроса осуществляется по номинальной шкале – за правильный ответ к каждому заданию выставляется один балл, за не правильный – ноль. Оценивание каждого контрольного опроса осуществляется в соответствии с процентом правильных ответов. Контрольный опрос считается успешно пройденным при количестве правильных ответов не менее 60 %.

% ответов	оценка
Менее 60	«неудовлетворительно»
60 - 69	«удовлетворительно»
70 - 89	«хорошо»
90 -100	«отлично»

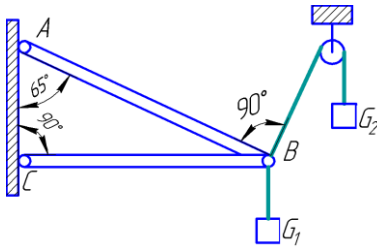
Творческое задание

Задание	Ответ
<p>Раздел 1 Теоретическая механика</p> <p>Тема 1.1. Статика</p> <p>Задание 1 К двум различным точкам, твердого тела (рисунок) приложены две непараллельные, но действующие в одной плоскости силы. Примените правило параллелограмма для сложения этих сил</p>  <p>Задание 2. Составьте силовую схему:</p> <p>1) для шарнира, обозначенного точкой B, в шарнирно-стержневой конструкции (применить четвертую аксиому статики)</p>  <p>2) для двухопорной балки с шарнирно неподвижной и подвижной опорами</p> 	<p>Задание 1</p>  <p>Задание 2</p> <p>1)</p>  <p>2)</p> 
<p>Тема 1.2. Плоская система сходящихся сил</p> <p>Задание 1</p> <p>Покажите графически, как можно с помощью силового многоугольника найти вектор равнодействующей силы R для силовой схемы состоящей из сил $F_1 F_2 F_3$.</p>  <p>Задание 2</p> <p>Найти аналитически модуль равнодействующей силы R для заданной силовой схемы (проеекционным способом) $F_1=440 \text{ Н}, F_2=210 \text{ Н}, F_3=320 \text{ Н}, F_4=340 \text{ Н}$</p> 	<p>Задание 1</p>  <p>Задание 2 (решение)</p> <p>проекции сил $F_1 F_2 F_3 F_4$ на ось x</p> $F_{1X} = F_1 \cdot \cos(40^\circ) = 440 \cdot 0,766 = 337 \text{ Н};$ $F_{2X} = F_2 \cdot \cos(90^\circ) = 210 \cdot 0 = 0$ $F_{3X} = F_3 \cdot \cos(30^\circ) = 320 \cdot 0,866 = 277,1 \text{ Н};$ $F_{4X} = F_4 \cdot \cos(75^\circ) = 340 \cdot 0,259 = 88 \text{ Н}$ <p>проекции сил $F_1 F_2 F_3 F_4$ на ось y</p> $F_{1Y} = F_1 \cdot \sin(40^\circ) = 440 \cdot 0,643 = 283 \text{ Н};$ $F_{2Y} = F_2 \cdot \sin(90^\circ) = 210 \cdot 1 = 210 \text{ Н};$ $F_{3Y} = F_3 \cdot \sin(30^\circ) = 320 \cdot 0,5 = 160 \text{ Н};$ $F_{4Y} = F_4 \cdot \sin(75^\circ) = 340 \cdot 0,966 = 328,4 \text{ Н}$ <p>Модуль равнодействующей силы</p> $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = \sqrt{28^2 + 241,4^2} = 243 \text{ Н}$ <p>где R_x и R_y проекции равнодействующей силы на оси</p> $R_x = \sum F_x = \pm F_{1X} \pm F_{2X} \pm F_{3X} \pm F_{4X} =$ $= -337 + 0 + 277 + 88 = 28 \text{ Н}$

Задание 3 Зарисовать тот из силовых многоугольников, который относится к уравновешенной системе сходящихся сил

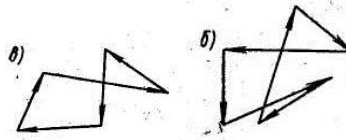


Задание 4 Аналитически (составив уравнения равновесия) и графически (с помощью силового многоугольника) определить реакции R_1 и R_2 , возникающие соответственно в стержнях AB и CB . В шарнире B крепятся два каната, к которым привязаны грузы весом $G_1 = 300 \text{ Н}$ и $G_2 = 130 \text{ Н}$



$$R_Y = \sum F_Y = \pm F_{1Y} \pm F_{2Y} \pm F_{3Y} \pm F_{4Y} = 283 - 210 - 160 + 328,4 = 241,4 \text{ Н}$$

Задание 3

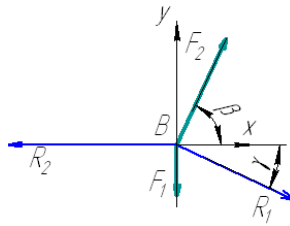


Задание 4

Аналитический способ

1 Ставим активные силы F_1 и F_2 к канатам и реактивные силы R_1 и R_2 вдоль стержней AB и CB ;
2 Чертим силовую схему

следует оставить только узловую точку B , активные (F_1 , F_2) и реактивные (R_1 , R_2) силы, поставить оси координат x и y , а также острые углы наклона векторов F_1 , F_2 , R_1 , R_2 к оси x ($\alpha=90^\circ$ для F_1 , $\beta=65^\circ$ для F_2 , $\gamma=25^\circ$ для R_1 , $\varphi=0^\circ$ для R_2).



3 Определяем проекции сил на ось x

$$F_{1x} = F_1 \cdot \cos(\alpha) = 130 \cdot \cos(90) = 130 \cdot 0 = 0$$

$$F_{2x} = F_2 \cdot \cos(\beta) = 300 \cdot \cos(65) = 300 \cdot 0,422 = 126,6 \text{ кН}$$

$$R_{1x} = R_1 \cdot \cos(\gamma) = R_1 \cdot \cos(25) = R_1 \cdot 0,906$$

$$R_{2x} = R_2 \cdot \cos(\varphi) = R_2 \cdot \cos(0) = R_2 \cdot 1 = R_2$$

на ось y

$$F_{1y} = F_1 \cdot \cos(90-\alpha) = F_1 \cdot \cos(0) = 130 \cdot 1 = 130 \text{ кН}$$

$$F_{2y} = F_2 \cdot \cos(90-\beta) = F_2 \cdot \cos(25) = 300 \cdot 0,906 = 271,8 \text{ кН}$$

$$R_{1y} = R_1 \cdot \cos(90-\gamma) = R_1 \cdot \cos(65) = R_1 \cdot 0,422$$

$$R_{2y} = R_2 \cdot \cos(90-\varphi) = R_2 \cdot \cos(90) = R_2 \cdot 0 = 0$$

4 Составляем два уравнения равновесия

$$\sum F_{ix} = \pm F_{1x} \pm F_{2x} \pm R_{1x} \pm R_{2x} = 0 + 126,6 + R_1 \cdot 0,906 - R_2 = 0 \quad (1)$$

$$\sum F_{iy} = \pm F_{1y} \pm F_{2y} \pm R_{1y} \pm R_{2y} = -130 + 271,8 - R_1 \cdot 0,422 + 0 = 0 \quad (2)$$

5. Реакции в стержнях (из уравнения (1) и (2) определяем неизвестные реакции R_1 и R_2)

$$\text{реакция } R_1 = (271,8 - 130) / 0,422 = 336 \text{ кН}$$

$$\text{реакция } R_2 = 126,6 + R_1 \cdot 0,906 = 126,6 + 336 \cdot 0,906 = 126,6 + 304,42 = 431 \text{ кН}$$

Графический способ

1 Масштаб построения и длины векторов

а) Определяем наибольшее значение силы $F_{\max} = 300 \text{ кН}$ [F_1 или F_2];

б) Назначаем длину вектора наибольшей силы $L_{\max} = 30 \text{ мм}$ [от 10 до 100 мм];

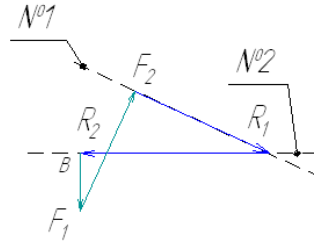
в) Определяем масштаб построения силового многоугольника

$$M = F_{\max} / L_{\max} = 300 / 30 = 10 \text{ кН/мм}$$

г) Определяем длину вектора F_1 :

$$L_1 = F_1 / M = 130 / 10 = 13 \text{ мм}$$

д) Определяем длину вектора F_2 :
 $L_2 = F_2 / M = 300 / 10 = 30$ мм
 2 Силовой многоугольник
 Начертить вектор F_1 [длиной L_1] → от конца вектора F_1 вычертить вектор F_2 [длиной L_2] → из конца вектора F_2 провести линию №1 под наклоном реакции R_1 → через начало F_1 провести линию №2 под наклоном реакции R_2 → [пересечение линий №1 и №2 – это конец реакции R_1 и начало реакции R_2] → навести вектора реакций R_1 и R_2 [конец вектора R_2 совпадает с началом вектора F_1]



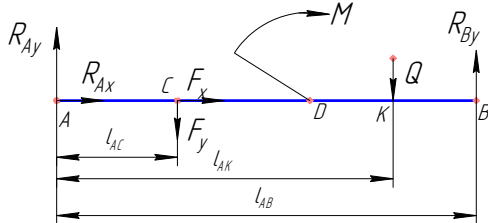
3 Определяем длины отрезков
 длина отрезка реакций R_1 : $L_{R1} = 34$ мм;
 длина отрезка реакций R_2 : $L_{R2} = 43$ мм;
 4 Реакции в стержнях
 реакция $R_1 = L_{R1} \cdot M = 34 \cdot 10 = 340$ кН;
 реакция $R_2 = L_{R2} \cdot M = 43 \cdot 10 = 430$ кН

Тема 1.3. Пара сил и момент силы относительно точки

Задание 1. Сравнить между собой моменты пар сил $M_1 = 45$ кН·см, $M_2 = 4500$ кг·мм и указать какой из них больше

Задание 2

Составить уравнение главного момента для точки А



Задание 1 Для сравнения, приведем значение двух моментов к общей единице измерения Н·м (при этом 1 кг=10Н, 1см=1/100м, 1 мм=1/1000м)

Тогда $M_1 = 45$ кН·см = $45 \cdot 1000 \text{ Н} \cdot 1/100 \text{ м} = 450$ Н·м

$M_2 = 4500$ кг·мм = $4500 \cdot 10 \text{ Н} \cdot 1/1000 \text{ м} = 4500$ Н·м

Ответ: большим является момент пары M_1 ($M_1 > M_2$)

Задание 2

Главный момент для точки А (алгебраическая сумма моментов всех сил относительно точки А

$\sum \pm M_A(F)$ и пар сил $\sum \pm M$):

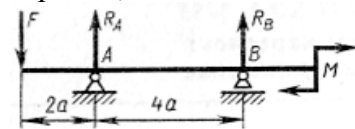
$M_A = -M_A(R_B) + M_A(F_y) + M_A(Q) + M$

раскрываем моменты сил

$M_A = -(R_B \cdot l_{AB}) + (F_y \cdot l_{AC}) + (Q \cdot l_{AK}) + M$

Тема 1.4. Плоская система произвольно расположенных сил

Найти неизвестную реакцию R_B из уравнения главного момента M_A для точки А, приравняв составленное уравнение M_A к нулю ($M_A = 0$). Известны сила F , момент пары M , плечо a



$F = 300$ Н, $M = 2600$ Н·м, $a = 2$ м

Составляем уравнение главного момента для точки А

$M_A = -M_A(F) \pm M_A(R_A) - M_A(R_B) + M$, раскрываем моменты сил $M_A = -F \cdot 2a \pm 0 - R_B \cdot 4a + M$

Приравниваем составленное уравнение к нулю ($M_A = 0$), тогда $-F \cdot 2a - R_B \cdot 4a + M = 0$, из этого равенства находим $R_B = (-F \cdot 2a + M) / 4a = (-300 \cdot 2 \cdot 2 + 2600) / (4 \cdot 2) = 100$ Н

Тема 3 Центр тяжести

Определить координату X_c центра тяжести S площади таврового сечения (размеры в сантиметрах)

1 Ставим оси x и y

2 Разделяем пластину на простые фигуры: прямоугольник - №1, прямоугольник - №2

3 Определяем площади простых фигур

$+A_1 = +b \cdot h = +2 \cdot 12 = +24 \text{ см}^2$,

	$+A_2 = +1 \cdot c = +8 \cdot 2 = +16 \text{ см}^2$ <p>Если есть вырезаемые фигуры (отверстия), то площадь принимаем со знаком « - » (минус);</p> <p>4 Определяем координаты центра тяжести простых фигур и отмечаем полученные точки на схеме пластины</p> <p>первая фигура - C1 ($x_1 = 1 \text{ см}$, $y_1 = 0 \text{ см}$); вторая - C2 ($x_2 = 6 \text{ см}$, $y_2 = 0 \text{ см}$);</p> <p>5 Определяем координаты центра тяжести пластины по формулам:</p> $x_c = \frac{\sum x_i \cdot A_i}{\sum A_i} = \frac{x_1 \cdot A_1 + x_2 \cdot A_2}{A_1 + A_2} = \frac{1 \cdot 24 + 6 \cdot 16}{24 + 16} = 3 \text{ см}$ $y_c = \frac{\sum y_i \cdot A_i}{\sum A_i} = \frac{y_1 \cdot A_1 + y_2 \cdot A_2}{A_1 + A_2} = \frac{0 \cdot 24 + 0 \cdot 16}{24 + 16} = 0$
<p>Тема 1.7. Кинематика точки</p> <p>Задание 1 Определить вид движения точки и ее полное ускорение a, если известны касательное a_τ и центростремительное a_n ускорение</p>  <p>а) $a_\tau = 6 \text{ м/с}^2$, $a_n = 0 \text{ м/с}^2$ б) $a_\tau = -5 \text{ м/с}^2$, $a_n = 10 \text{ м/с}^2$</p> <p>Задание 2 Определить касательное ускорение a_τ при неравномерном движении точки</p> $s = t + 0,3 \cdot t^2$ $s = 4,9 \cdot t^2$ <p>Задание 3 Определить высоту вертикального перемещения точки s, если известно, что ее движение равноускоренное и известны $a_\tau = g = 9,81 \text{ м/с}^2$, время перемещения t и начальная скорость v_0</p> $t = 5 \text{ сек}$, $v_0 = 0,5 \text{ м/с}$	<p>1 пункт а)</p> <p>При $a_\tau = 6 \text{ м/с}^2 > 0$ движение равноускоренное, при $a_n = 0 \text{ м/с}^2$ движение прямолинейное</p> $a = \sqrt{a_\tau^2 + a_n^2} = \sqrt{6^2 + 0^2} = 6 \text{ Н}$ <p>пункт б)</p> <p>при $a_\tau = -5 \text{ м/с}^2 < 0$ движение равнозамедленное, $a_n = 10 \text{ м/с}^2$ движение криволинейное</p> $a = \sqrt{a_\tau^2 + a_n^2} = \sqrt{(-5)^2 + 10^2} = 11,18 \text{ Н}$ <p>2 $a_\tau = s''$ $s' = 1 + 0,6 \cdot t$, $s'' = 0,6 \text{ м/с}^2$ $s' = 9,8 \cdot t$, $s'' = 9,8 \text{ м/с}^2$</p> <p>3 $s = ?$, $a_\tau = g = 9,81 \text{ м/с}^2$, $t = 5 \text{ сек}$, $v_0 = 0,5 \text{ м/с}$</p> $S = v_0 t + a_\tau t^2 / 2 = 0,5 \cdot 5 + 9,81 \cdot 5^2 / 2 = 127 \text{ м}$
<p>Тема 1.8. Простейшие движения твёрдого тела</p> <p>Задание 1 Определить передаточное число $u_{зп}$ закрытой передачи (рисунок 1), для которой заданы числа зубьев $Z_1 = 20$ и $Z_2 = 60$ косозубых колес</p> <p>Задание 2 Определить передаточное число $u_{зп}$ редуктора (закрытой) и $u_{оп}$ открытой передачи, а также $u_{общ}$ общее передаточное число привода машины (рисунок 4), если заданы частота вращения вала электродвигателя $n_{дв} = 1500 \text{ об/мин}$ и вала исполнительного механизма $n_{мех} = 150 \text{ об/мин}$.</p> <p>Указания: $u_{зп}$ выбрать стандартным из ряда чисел 2,0; 2,5; 3,15; 4,0.</p>	<p>Задание 1</p> <p>Передаточное число закрытой передачи</p> $u_{зп} = Z_2 / Z_1 = 60 / 20 = 3$ <p>Задание 2</p> <p>общее передаточное число привода машины</p> $u_{общ} = n_{дв} / n_{мех} = 1500 / 150 = 10$ <p>Передаточное число закрытой передачи</p> $u_{зп} \text{ назначаем стандартным } u_{зп} = 4,0$ <p>Передаточное число открытой передачи</p> $u_{оп} = u_{общ} / u_{зп} = 10 / 4,0 = 2,5$ <p>$u_{оп}$ не превышает 7.</p>

иоп не должно превышать 7

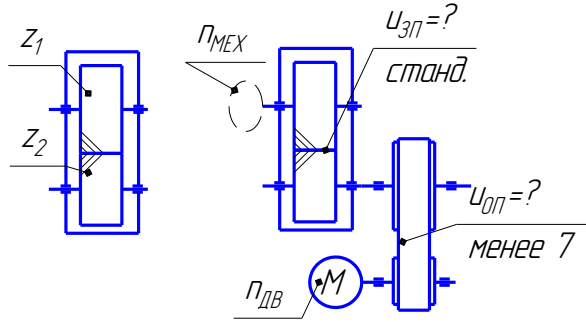


рисунок 1

рисунок 2

Тема 1.10. Движение материальной точки.

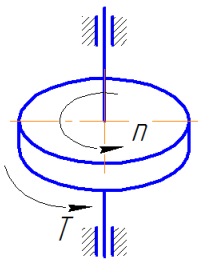
Метод кинестатики



Задание 1 Груз весом G , подвешенный на нити, поднимается вверх. Реакция нити R . Дано $G = 400$ Н, $R = 480$ Н

Запишите формулу динамики тела и определите ускорение a груза

Задание 2



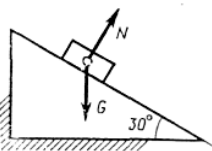
Диск вращается равномерно вокруг своей оси с частотой n , под действием вращающего момента T .

Дано $n = 480$ об/мин ($\omega = 2\pi n/60$), $T = 5,5$ Н·м

Запишите формулу

динамики тела и определите развиваемую мощность P

Задание 3



Груз опускается по гладкой плоскости под действием собственного веса. Дано $t = 12$ Н, $v_0 = 0$

Запишите формулу

динамики тела и определите скорость v ,

которую тело приобретет через время t .

Тема 1.11. Трение. Работа и мощность

Задание Определить мощности P на валах приводов.

Схема сборки привода № 1

двигатель [вал №I] – муфта – [вал №II] закрытая передача [вал №III] – открытая передача – [вал №IV] рабочая машина

Схема сборки привода № 2

двигатель [вал №I] – открытая передача – [вал №II] закрытая передача [вал №III] – муфта – [вал №IV] рабочая машина

правило

[вал A] – передача (муфта) и подшипник - [вал

Задание 1

$$m \cdot \vec{a} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n = \sum \vec{F}_i$$

$$m = G/g$$

$$\text{тогда } a = \frac{R - G}{m} = \frac{480 - 400}{400/10} = 2 \text{ м/с}^2$$

Задание 2

Угловая скорость

$$\omega = 2\pi n/60 = 2 \cdot 3,14 \cdot 480/60 = 50 \text{ рад/с}$$

$$P = T \cdot \omega = 5,5 \cdot 50 = 225 \text{ Вт}$$

Задание 3

$$m \cdot \vec{v}_{\text{конеч}} - m \cdot \vec{v}_{\text{начал}} = (\vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n) \cdot t$$

$$m \cdot v_0 = G_x$$

$$\text{Где } m = G/g$$

$$G_x = G \cdot \sin(30^\circ)$$

Тогда

$$v = G \cdot \sin(30^\circ) \cdot g / G = 0,5 \cdot 10 = 5 \text{ м/с}$$

Мощность на валу №I двигателя

$$P_I = P_{ДВ}$$

Мощность на валу №II быстроходного вала

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_M \cdot \eta_{ПК} \text{ (Схема №1)}$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{ПК} \text{ (Схема №2)}$$

Мощность на валу №III тихоходного вала

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{ПК} \text{ (Схема №1)}$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{зп} \cdot \eta_{ПК} \text{ (Схема №2)}$$

Мощность на валу №IV рабочего механизма

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{ПС} \text{ (Схема №1)}$$

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_M \cdot \eta_{ПС} \text{ (Схема №2)}$$

В приводе все передачи (открытая и закрытая)

и узлы (подшипники качения и скольжения,

В)
 [мощность P_B на валу В] = - [мощность P_A на валу А] КПД передачи (муфта) · КПД подшипника
 где $\eta_{зп} = 0,96$ - КПД закрытой передачи,
 $\eta_{оп} = 0,94$ - КПД открытой передачи,
 $\eta_M = 0,98$ - КПД муфты,
 $\eta_{пк} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения (в редукторе две пары подшипников качения - на быстроходном и тихоходном валу)
 $\eta_{пс} = 0,98$ - КПД пары подшипников скольжения (установлены на приводном валу рабочего механизма)
 Задание 2 определить общий КПД привода

муфта) соединены последовательно. При последовательном соединении элементов коэффициент полезного действия определяют по уравнению:

$$\eta_{общ} = \eta_{зп} \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_M \cdot \eta_{пк}^2 \cdot \eta_{пс}$$

Раздел 2. Сопротивление материалов

Тема 2.1. Основные положения.

Задание 1 Какие внутренние силовые факторы возникают в сечении каждого из брусьев, нагруженных, как показано на рисунке 1, а-е?

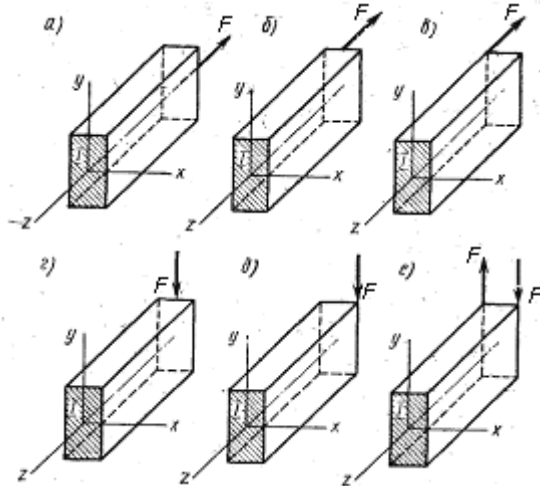
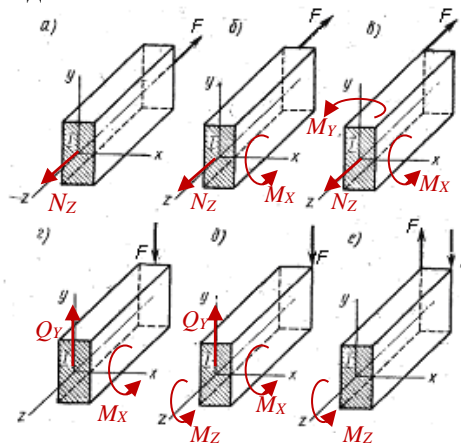


Рисунок 1

Задание 2 С какими внутренними силовыми факторами связано возникновение в поперечном сечении бруса нормальных σ напряжений и с какими – касательных напряжений τ ?

Задание 1



Задание 2С возникновением нормальных σ напряжений связаны внутренние силовые факторы –

- 1) M_z продольная сила
 - 2) M_x изгибающий момент относительно оси X
 - 3) M_y изгибающий момент относительно оси Y
- С возникновением касательных напряжений τ связаны внутренние силовые факторы –
- 1) Q_y и Q_x поперечная сила
 - 2) M_z крутящий момент относительно оси Z

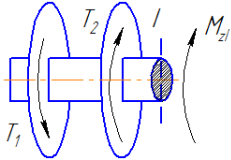
Тема 2.2. Растяжение и сжатие

Задан ступенчатый стержень, нагруженный силами $F_1=60$ кН и $F_2=80$ кН. Требуется:
 а) построить эпюру продольных сил N_z ;
 б) определить максимальное значение продольной силы (по абсолютному значению)
 в) построить эпюру нормальных напряжений σ_z , при $A=400$ мм²;
 г) определить максимальное значение нормального напряжения σ_{max} (по абсолютному значению)

а) построить эпюру продольных сил N_z ;
 Делим брус на три участка (рисунок). Для определения продольной силы N_z на каждом участке с использованием метода РОЗУ (разрезать, отбросить, заменить, уравновесить) ставим сечения а-а, б-б, с-с и определяем в каждом из них значения продольной силы N_z , как алгебраическую сумму всех сил действующих по правую сторону от сечения:
 Первый участок $N_I = -F_1 = \dots$ кН; второй участок $N_{II} = -F_1 + F_2 = \dots$ кН;
 третий участок $N_{III} = \dots$ кН
 По значениям строим эпюру продольных сил .
 б) определить максимальное значение продольной силы (по абсолютному значению)
 $N_{MAX} = N_I = \dots$ кН

<p>Пример эпюр</p>	<p>в) построить эпюру нормальных напряжений σ_z при $A=400 \text{ мм}^2$; Определяем значения нормальных напряжений на каждом участке, как отношение продольной силы к площади поперечного сечения соответствующего участка: Первый участок $\sigma_{zI} = N_I / (2A) = \dots \text{ МПа}$ второй участок $\sigma_{zII} = N_{II} / (A) = \dots \text{ МПа}$ третий участок $\sigma_{zIII} = \dots \text{ МПа}$ По значениям строим эпюру нормальных напряжений. г) определить максимальное значение нормального напряжения $\sigma_{\max} = \dots \text{ МПа}$</p>
<p>Тема 2.3. Практические расчёты на срез и смятие</p> <p>Быстроходный и тихоходный валы редуктора выполняют ступенчатыми. Шпонки устанавливают на первой и третьей ступени. Высоту h и ширину b шпонки выбирают стандартной (ГОСТ 23360—78) в зависимости от диаметра ступени.</p> <p>Длину шпонки назначают из условия прочности материала шпонки на смятие $(2 \cdot T / d \cdot h \cdot l) < [\sigma]_{\text{см}}$, откуда $l = 2 \cdot T / (d \cdot [\sigma]_{\text{см}} \cdot h)$ где $[\sigma]_{\text{см}} = 100 \text{ МПа}$</p> <p>Задание определить высоту h, ширину b и длину шпонок l_1^B для первой ступени быстроходного вала и l_1^T и l_3^T для первой и третьей ступени тихоходного вала.</p> <p>Быстроходный вал: $T_{II} = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $d_1^B = 22 \text{ мм}$ Тихоходный вал: $T_{III} = 90 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $d_1^T = 32 \text{ мм}$, Тихоходный вал: $T_{III} = 90 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $d_3^T = 52 \text{ мм}$</p>	<p>Результаты выполнения задания</p> <p>Быстроходный вал: $T_{II} = 50 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $d_1^B = 22 \text{ мм}$, $b = \dots \text{ мм}$, $h = \dots \text{ мм}$, $l_1^B = \dots$ Тихоходный вал: $T_{III} = 90 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $d_1^T = 32 \text{ мм}$, $b = \dots \text{ мм}$, $h = \dots \text{ мм}$, $l_1^T = \dots$ Тихоходный вал: $T_{III} = 90 \text{ Н}$</p>
<p>Тема 2.4. Геометрические характеристики плоских сечений</p> <p>Творческое задание</p> <p>1 Определить момент инерции и момент сопротивления для сечения прямоугольной формы размером $b \times h$ для оси X;</p> <p>2 Определить нормальное напряжение σ_{\max} при изгибе, если известен наибольший изгибающий момент $M_{x\max}$ ($\text{Н} \cdot \text{м}$).</p> <p>Данные варианта $b=0,01 \text{ м}$, $h=0,05 \text{ м}$, $M_{x\max}=100 \text{ Нм}$</p>	<p>1 Моменты сопротивления для площади прямоугольной формы шириной b и высотой h для главных осей X и Y (осей симметрии) равны $W_x = b \cdot h^2 / 6 = 10 \cdot 50^2 / 6 = 4167 \text{ мм}^3$</p> <p>2 Наибольшее механическое напряжение $\sigma_{\max} = M_{x\max} / W_x = 100 \text{ Н} \cdot 1000 \text{ мм} / 4167 \text{ мм}^3 = 24 \text{ Н/мм}^2$</p>
<p>Тема 2.5. Кручение</p>	<p>1 Проектный расчет вала на жесткость –</p>

1 Определить необходимый диаметр вала для примера, показанного на рисунке, на основании условия жесткости, если заданы T_1 и T_2 , $[\varphi_0] = 0,001 \text{ рад/м}$, $G = 0,8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$;
 2 Определить касательное напряжение τ_{max} при для диаметра, найденного в п.1.
 Данные по варианту (согласно поделенной цифре по журналу), $T_1 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $T_2 = 250 \text{ Н}\cdot\text{м}$



рисунок

определение диаметра вала (в мм)

$$d = \sqrt[4]{\frac{|M_z| \cdot 32}{\pi \cdot G \cdot [\varphi_0]}}$$

где - $M_{zI} = -T_1 + T_2$

2 Наибольшее касательное напряжение определяют по формуле $\tau_{\text{max}} = M_z / W_p$ где W_p - полярный момент сопротивления для вала круглого поперечного сечения

$$W_p = \frac{I_p \cdot 2}{d} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

Тема 2.6. Изгиб

Задание 1

Определить значения поперечной силы и изгибающего момента в сечении I согласно рисунка 1 и , если

рисунок 1: $F = 2 \text{ кН}$, $z = 2,5 \text{ м}$

рисунок 2: $q = 2 \text{ кН/м}$, $z_1 = 1,5 \text{ м}$

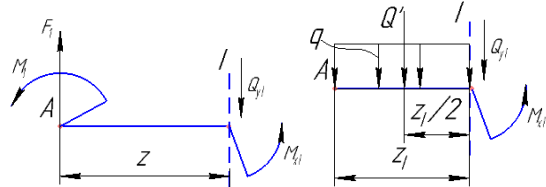


Рисунок 1

Рисунок 2

Вывод (записать и выбрать в скобках правильный ответ)

Применяя метод РОЗУ для балки, к которой приложена сосредоточенная сила и и изгибающий момент, выяснили, что

1) Уравнение поперечной силы $Q_{yI} \pm F_1 = -F_1$ - это (линейное уравнение / уравнение, не зависящее от переменной z)

2) Уравнение изгибающего момента $M_{xI} = (-F \cdot z_1) + (-M_1)$ - это (линейное уравнение / уравнение, не зависящее от переменной z)

Применяя метод РОЗУ для балки, к которой приложена равномерно-распределенная нагрузка, выяснили, что

3) Уравнение поперечной силы $Q_{yI} = -q \cdot z_1$ - это (уравнение параболы / линейное уравнение)

4) Уравнение изгибающего момента $M_{xI} = -q \cdot (z_1)^2 / 2$ - это (уравнение параболы / линейное уравнение)

Задание 2

Определить значения поперечной силы и изгибающего момента

1) для рисунка 3, в точке В слева и справа, если

$F_1 = 100 \text{ Н}$, $F_2 = 200 \text{ Н}$, $F_3 = 300 \text{ Н}$, $M_1 = 100 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $M_2 = 200 \text{ Н}\cdot\text{м}$, $l_1 = 1 \text{ м}$, $l_2 = 2 \text{ м}$

Задание 1

Рисунок 1

Уравнение поперечной силы

$Q_{yI} \pm F_1 = -F_1$ - это уравнение независящее от переменной z

Уравнение изгибающего момента $M_{xI} = (-F \cdot z_1) + (-M_1)$ - это линейное уравнение

Рисунок 2

Применяя метод РОЗУ для балки, к которой приложена равномерно-распределенная нагрузка, выяснили, что

Уравнение поперечной силы

$Q_{yI} = -q \cdot z_1$ - это линейное уравнение

Уравнение изгибающего момента $M_{xI} = -q \cdot (z_1)^2 / 2$ - это уравнение параболы

Задание 2

1) Значения поперечной силы и изгибающего момента в точке В

$$Q_{yB}^{ЛЕВ} = \pm F_1 \pm F_2 = -F_1 + F_2 =$$

$$M_{xB}^{ЛЕВ} = (\pm F_1 \cdot (l_1 + l_2)) + (\pm F_2 \cdot l_2) +$$

$$+ (\pm M_1) = (-F_1 \cdot (l_1 + l_2)) +$$

$$+ (+F_2 \cdot l_2) + (-M_1) =$$

$$Q_{yB}^{ПРАВ} = \pm F_1 \pm F_2 \pm F_3 = \dots$$

$$M_{xB}^{ПРАВ} = (\pm F_1 \cdot (l_1 + l_2)) + (\pm F_2 \cdot l_2) + (\pm M_1) + (\pm M_2) = \dots$$

2) На рисунке 2 значения поперечной силы и изгибающего момента в точках

$$Q_{yA}^{ЛЕВ} = \pm Q' = -Q' = -q \cdot l$$

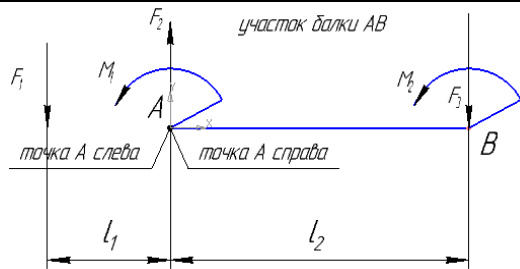
$$M_{xA}^{ЛЕВ} = (\pm Q' \cdot l_1) = -Q' \cdot l_1 = -(q \cdot l) \cdot l_1$$

$$Q_{yA}^{ПРАВ} = \pm Q' = -Q' = -q \cdot l, \text{ для рисунка 2}$$

$$Q_{yA}^{ПРАВ} = Q_{yA}^{ЛЕВ}$$

$$M_{xA}^{ПРАВ} = (\pm Q' \cdot l_1) = -Q' \cdot l_1 = -(q \cdot l) \cdot l_1, \text{ для рисунка 2}$$

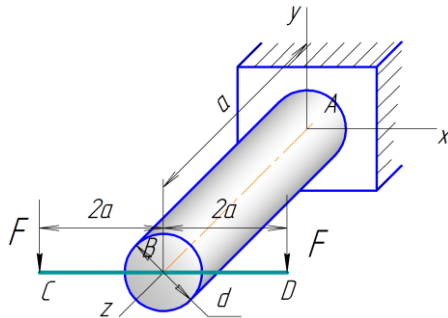
$$2) M_{xA}^{ПРАВ} = M_{xA}^{ЛЕВ}$$



2) для рисунка 4 в точке В слева и справа, если $q=2 \text{ кН/м}$, $l=1,5 \text{ м}$, $l_1=2,5 \text{ м}$

Тема 2.7. Гипотезы прочности и их применение

Брус нагружен двумя силами F в точках С и D



Вопрос 1 Каким деформациям подвержен брус?

Вопрос 2 Составить уравнения изгибающих моментов M_x , M_y и крутящего момента M_z

Вопрос 3 Уменьшится эквивалентное напряжение по третьей гипотезе прочности, если удалить одну из сил F , приложенной в точке D?

Вопрос 1 - изгиб и кручение

Вопрос 2 $M_x = 2 \cdot F \cdot a$, $M_y = 0$, $M_z = + F \cdot 2a - F \cdot 2a = 0$

Вопрос 3 Нет, увеличиться, так как $M_x = 2 \cdot F \cdot a$, $M_y = 0$, $M_z = -F \cdot 2a$,

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 3M_z^2/4}}{W_x} = \frac{\sqrt{(2Fa)^2 + 0^2 + 3(-F2a)^2/4}}{(\pi d^3/32)} = \frac{\sqrt{7} \cdot Fa}{(\pi d^3/32)}$$

Раздел 3 Детали машин

Тема 3.2. Общие сведения о передачах

Задание. На основании формулы передаточного числа

$$u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2 = T_2 / (T_1 \cdot \eta),$$

Дать правильный ответ:

Передаточное число передачи $u_{1-2} = 3$. Какой вал — ведущий или ведомый — вращается с большей угловой скоростью? Как называется такая передача?

Передаточное число передачи $u_{1-2} = 1/3$. Какой вал — ведущий или ведомый — вращается с большей угловой скоростью? Как называется такая передача?

Частота вращения ведущего вала передачи $n = 1000 \text{ об/мин}$, передаточное число $u_{1-2} = 4$. Определить частоту вращения n_2 ведомого вала передачи.

Частота вращения ведомого вала передачи $n_2 = 500 \text{ об/мин}$, передаточное число $u_{1-2} = 2$.

Определить частоту вращения n_1 ведущего вала передачи.

Частота вращения ведущего вала передачи $n_1 = 1200 \text{ об/мин}$, частота вращения ведомого вала передачи $n_2 = 400 \text{ об/мин}$. На каком валу передачи вращающий момент больше? Во

1) Передаточное число передачи

$u_{1-2} = 3 = \omega_1 / \omega_2$, значит ведущий вращается с большей угловой скоростью. передача называется силовой

2) Передаточное число передачи

$u_{1-2} = 1/3 = \omega_1 / \omega_2$ значит ведомый вал вращается с большей угловой скоростью. Передача называется кинематической

3) $n_1 = 1000 \text{ об/мин}$, передаточное число $u_{1-2} = 4$. Знаем $u = n_1 / n_2 = 4$, откуда частота вращения n_2 ведомого вала передачи $n_2 = n_1 / u = 1000 / 4 = 250 \text{ об/мин}$

4) $n_2 = 500 \text{ об/мин}$, передаточное число $u_{1-2} = 2$. Знаем $u = n_1 / n_2 = 2$, откуда частота вращения n_1 ведомого вала передачи $n_1 = n_2 \cdot u = 500 \cdot 2 = 1000 \text{ об/мин}$

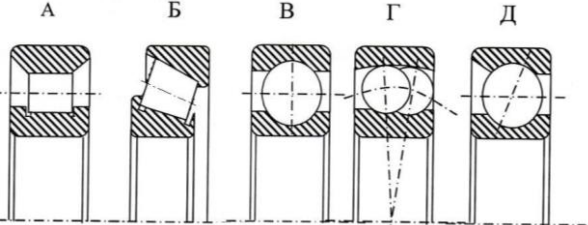
5) $n_1 = 1200 \text{ об/мин}$, $n_2 = 400 \text{ об/мин}$.

Знаем $u = n_1 / n_2 = T_2 / T_1$

$u = n_1 / n_2 = 1200 / 400 = 3$, откуда

$u = T_2 / T_1 = 3$, значит вращающий момент больше на ведомом валу в 3 раза

б) в машинах силовые передачи применяются целью повышения вращающего момента (силы вращения). Пример, редукторы приводов машин. В машинах кинематические передачи применяются с целью повышения угловой скорости. Пример,

<p>сколько раз? С какой целью в машинах применяются силовые передачи? Приведите пример. С какой целью в машинах применяются кинематические передачи? Приведите пример.</p>	<p>вариаторы приводов машин.</p>
<p>Тема 3.6. Подшипники Указать правильный рисунок подшипника качения 1) Шариковый радиальный 2) Шариковый двухрядный сферический 3) Роликовый радиальный 4) Шариковый радиально упорный 5) Роликовый конический</p> 	<p>Шариковый радиальный - В Шариковый двухрядный сферический - Г Роликовый радиальный - А Шариковый радиально упорный - Д Роликовый конический - Б</p>
<p>Тема 3.7. Соединения деталей машин Задание № 1. Определить количество призонных болтов при монтаже судового ДВС. Эксплуатационные нагрузки $F_{\text{Э}} = 320$ кН сила трения от затяжки фундаментных болтов $F_{\text{ТР}} = 450$ кН и диаметр призонного болта $d = 18$ мм. Также известно, что из общего количества призонных болтов, только половина из них будет подвержена срезу. Для обеспечения неподвижности оборудования необходимо, чтобы $2F_{\text{Э}} \leq F_{\text{СР}} + F_{\text{ТР}}$</p>	<p>сила сопротивления призонных болтов срезу $F_{\text{СР}} = 0,5 \cdot [\tau] \cdot A \cdot n$, Где A – площадь поперечного сечения болта, $A = 0,25 \cdot \pi \cdot d^2 = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 18^2 = 254 \text{ мм}^2$ n - число призонных болтов, $[\tau] = 230$ МПа – допустимое напряжение на срез для стали 45 Запишем общее равенство $F_{\text{СР}} = 0,5 \cdot [\tau] \cdot A \cdot n = 2F_{\text{Э}} - F_{\text{ТР}}$ Откуда, число призонных болтов: $n = (2F_{\text{Э}} - F_{\text{ТР}}) / (0,5 \cdot [\tau] \cdot A) = (2 \cdot 320000 - 450000) / (0,5 \cdot 230 \cdot 254) = 6,5$, принимаем 7 болтов</p>
<p>Раздел 4. Общие законы статики и динамики жидкостей и газов. Основные законы термодинамики</p>	
<p>Тема 4.1. Основные понятия и определения гидростатики Задание. Перевести единицы измерения давлений: а) 2 атм. в м. вод.ст. б) 760 мм.рт. ст. в бар в) 3 бар в тех. атм. г) 50 м. вод.ст. в бар д) 240 кПа в тех. атм. е) 5 бар в м. вод.ст.</p>	<p>Задание. Давление A перевести в давление B Одну единицу давления A (обозначим $A1$) и давления B (обозначим $B1$) назначают из равенства $1 \text{ бар (бара)} = 1 \cdot 10^5 \text{ Па} = 1,02 \text{ атм.} = 1,02 \text{ кг/см}^2 = 750 \text{ мм.рт.ст.} = 10200 \text{ мм.вод.ст.}$ Тогда, искомое давление B находят из пропорции $A/A1 = B/B1$ Откуда $B = B1 \cdot (A/A1)$ Например Перевести единицы измерения давлений 4 атм. в мм. рт.ст.. 4 тех. атм. - это A мм. рт.ст. - это B 1 атм. (это $A1$) = 735 мм.рт.ст (это $B1$) тогда $B = 735 \cdot (4/1) = 2940 \text{ мм.рт. ст.}$</p>

Критерии оценивания творческого задания

Обучающиеся приводят решение на творческое задание в письменном виде в тетради или на подписанной бумаге. Учитывается представление лекционного материала, и информации из справочной и учебной литературы, правильность решения и аккуратность оформления.

Оценка «5» Творческое задание выполнено в полном объеме с соблюдением необходимой последовательности. Учащийся работал полностью самостоятельно:

применял лекционный материал, учебники, справочники; грамотно, с пояснениями и аккуратно привел решение и ответ.

Оценка «4» Творческое задание выполнено в полном объеме с незначительным отклонением от необходимой последовательности. Учащийся применял рекомендуемый преподавателем лекционный материал. Лаконично привел решение и ответ. Допускал в результатах решения ответ без единиц измерения.

Оценка «3» Творческое задание выполнено с отклонением от необходимой последовательности, либо не по индивидуальным данным. Учащийся испытывал затруднение в применении лекционного материала или учебника. Дал ответ крайне лаконично, без пояснения решения и ответа. Допускал в результатах решения неточности, ответы без единиц измерения, не аккуратность при оформлении.

Оценка «2» Творческое задание выполнено не в полном объеме. Учащийся не применял лекционный материал. Отсутствуют ясные ответы в решении. Творческое задание оформлено крайне не аккуратно. Игнорированы консультация и помощь со стороны преподавателя либо успевающих учащихся.

Расчетно-графическая работа

Обучающиеся выполняют расчетно-графическую работу (РГР) на практических занятиях под руководством преподавателя и в часы, отведенные для консультаций.

Выполненные РГР оформляются в соответствии с требованиями, изложенными в практикуме и сдаются на проверку преподавателю.

Расчетно-графическая работа «Расчёт на прочность при растяжении и сжатии»

Критерии оценивания

Оценивание расчетного задания осуществляется по системе «зачтено» и «не зачтено».

В процессе оценивания учитываются отдельные критерии и их «весомость».

Критериями оценки	Весомость в %
– выполнение всех пунктов задания	до 30%
– проведение расчетов в соответствии с изложенной методикой	до 30%
– получение корректных результатов расчета	до 20%
– качественное оформление расчётной и графической частей	до 20%

Оценка «зачтено» выставляется, если набрано 75%.

Дифференцированный зачет

Критерии оценивания ответов на вопросы

Допуском к зачету является:

- выполнены все задания расчетно-графической работы и задачи практических занятий;
- имеются положительные оценки по контрольным опросам и творческим заданиям;

На диф.зачете учащийся дает письменный ответ на два вопроса (записывает на листах писчей бумаги формата А4 с мокрой печатью судомеханического техникума). Время на ответ – 60 минут.

При правильном и полном ответе на вопрос – оценка «отлично»;

При правильном и неполном ответе на вопрос – оценка «хорошо»;

При фрагментарно правильном и неполном ответе на вопрос – оценка «удовлетворительно»

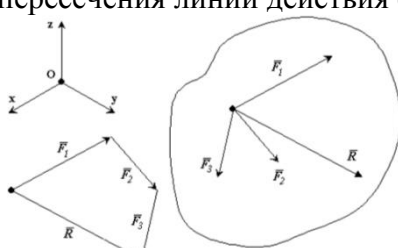
При неправильном ответе на вопрос – оценка «неудовлетворительно»

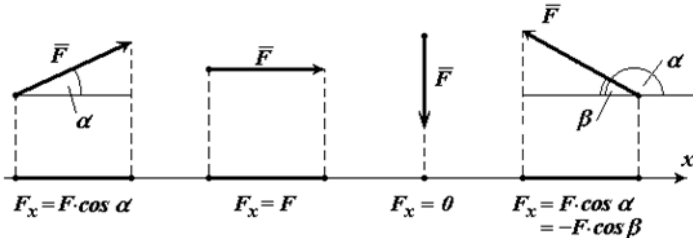
Полнота и правильность ответа на вопрос состоит в применении общепринятой терминологии, формул, графиков и т.п.

В конце работы студент дату и подпись. Преподаватель ставит оценку и подпись.

Вопросы дифференцированного зачета

Вопросы	Ответы
Статика: основные понятия, аксиомы	<p>Механика – учебная дисциплина, в которой изучают общие законы равновесия и механического движения материальных тел</p> <p>механическое движение - происходящие с течением времени изменение положения материальных тел относительно друг друга, а также деформация материального тела.</p> <p>Статика - изучаются правила сложения сил и условия равновесия твёрдых тел.</p> <p>материальная точка - материальное тело размерами которого можно пренебречь в условиях данной задачи.</p> <p>абсолютно твердое тело - тело, расстояние между любыми двумя точками которого всегда остается неизменным.</p> <p>Силы - мера механического действия на данное тело со стороны других тел, характеризующая величину и направления этого действия.</p> <p>Характеристика силы - точка приложения, направление, численное значение.</p> <p>Единицы измерения сила в системе СИ - Н, кН, мН.</p> <p>Совокупность двух и более сил это система сил или силовая схема</p> <p>Две системы сил эквивалентны, если они оказывают одинаковое механическое действие на одно и то же свободное твердое тело, взятые порознь.</p> <p>Равнодействующая сила - одна сила, эквивалентная данной системе сил.</p> <p>Уравновешивающая сила – это сила, которая, будучи присоединена к некоторой системе сил, действующих на тело, приводит систему к равновесию.</p> <p>Аксиома 1 модуль равнодействующей системы двух сходящихся сил – это диагональ их параллелограмма или $F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \alpha}$</p> <p>Аксиома 2. Всякую силу приложенную в какой либо точке абсолютно твердого тела, можно не изменяя ее действие переносить в любую другую точку на этой линии.</p> <p>Аксиома 3 К рассматриваемому телу или точке вместо контактирующих тел ставят силы противодействия.</p> <p>Связью - тело, которое ограничивает движение рассматриваемого тела.</p> <p>Реакции связи – сила противодействия, с которой связь действует на тело, препятствуя его перемещению в том или ином направлении.</p> <p>Законы И. Ньютона</p> <p>1 Тело находится в относительном равновесии, если геометрическая сумма всех сил равна нулю.</p>

	<p>2 Сила инерции тела, движущегося с ускорением равна произведению массы тела на ускорение. Сила инерции направлена противоположно вектору ускорения.</p> <p>3 Сила действия равна силе противодействия как в статике, так и в динамике.</p>
<p>Связи и реакции связей</p>	<p>Свободным твердым телом называется тело, имеющее возможность получить любое движение из данного положения, для чего необходимо приложить соответствующую силу.</p> <p>При решении большинства задач механики приходится иметь дело с телами несвободными, т.е. лишенными возможности перемещаться в направлении действия приложенных к ним активных сил. Тела, ограничивающие движение рассматриваемого тела, называются связями. Сила, с которой связь действует на тело, препятствуя его перемещению в том или ином направлении называется силой реакции (противодействия) этой связи или просто реакцией связи.</p> <p>Аксиома о связях</p> <p>Эффект от действия связей такой же, как от действия определенных, дополнительных сил, которые могут быть приложены к свободному телу вместо связей.</p> <p>Аксиому о связях называют также принципом освобождения от связей. Согласно этой аксиоме, не изменяя равновесия тела, каждую связь можно отбросить, заменив ее реакцией связи.</p> <p>Силы, которые могут сообщать свободному телу движение, называются активными силами. Приложив к телу, кроме активных сил, реакции связей, можно рассматривать тело как свободное. Активные силы и силы реакции называются внешними силами.</p>
<p>Плоская система сходящихся сил: определение равнодействующей, условие равновесия в геометрической форме</p>	<p>Система сил называется плоской, если линии действия всех сил расположены в дух координатных осей (плоскости).</p> <p>Система сил называется сходящейся, если линии действия всех сил пересекаются в одной точке.</p> <p>Равнодействующая системы сходящихся сил равна векторной сумме слагаемых сил и определяется замыкающей стороной силового многоугольника, построенного на слагаемых силах как на составляющих. Точка приложения равнодействующей силы совпадает с точкой пересечения линий действия сил.</p> $\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_3 = \sum_i \vec{F}_i$  <p>Рисунок 1 - Система сходящихся сил</p> <p>Условия равновесия системы сходящихся сил в векторной форме</p> <p>Для равновесия сходящейся системы сил, приложенных к твердому телу, необходимо и достаточно, чтобы равнодействующая сила была равна нулю, то есть $\vec{R} = 0$</p>
<p>Плоская система сходящихся сил: проекция силы на ось, условие равновесия в</p>	<p>Для аналитического составления уравнений равновесия, нужно знать проекцию силы на оси и момент силы</p> <p>Значение проекции силы на ось X, при заданном угле наклона α к данной оси определяется как прилежащий катет $F_x = F \cdot \cos(\alpha)$</p> <p>Значение проекции силы на ось Y, при заданном угле наклона α к оси X,</p>

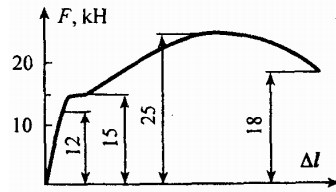
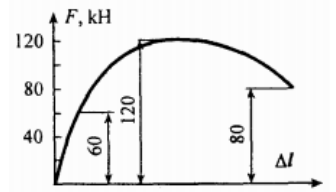
<p>аналитической форме</p>	<p>определяется как противолежащий катет $F_Y = F \cdot \sin(\alpha)$</p> <p>Также, проекция силы на ось – это длина отрезка оси, между точками, полученными при опускании на данную ось перпендикуляров из начала и конца вектора силы.</p> <p>Величина силы по её проекциям на оси координат определяется по формуле Пифагора $F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$</p> <p>Фактором, стремящимся поступательно сдвинуть точку (или тело) вследствие действия системы сил является равнодействующая сила F_{Σ}. Чтобы не было движения необходимо $F_{\Sigma} = 0$, а с учетом формулы Пифагора $F_{\Sigma X} = \pm F_{1X} \pm F_{2X} \pm \dots = 0$, $F_{\Sigma Y} = \pm F_{1Y} \pm F_{2Y} \pm \dots = 0$</p> <p>Проекция вектора считается положительной (+), если направление ее совпадает с положительным направлением оси, и отрицательной (-), если проекция направлена в противоположную сторону (см. рис. 1).</p>  <p>Рисунок 1 - Проекция вектора на ось</p>
<p>Пара сил и момент силы относительно точки. Главный момент для точки</p>	<p>Фактором, стремящимся вращать тело является пара сил или сила с осью. Мера вращения определяется моментом M.</p> <p>Момент силы F относительно некоторой точки «О» на расстоянии h, равен $M_O(F) = F \cdot h$</p> <p>Систему двух равных по модулю и противоположных по направлению параллельных сил называют парой, для которой момент равен $M = F \cdot a$</p> <p>Единица измерения момента Ньютон·метр или Н·м</p> <p>Одновременное действие пар и сил заменяет главный вектор $F_{Гл}$ и главный момент $M_{Гл}$</p> <p>главный вектор $F_{Гл}^2 = F_{ГлX}^2 + F_{ГлY}^2$</p> <p>главный момент $M_{Гл} = \Sigma \pm M_O(F_i) + \Sigma \pm M$</p>
<p>Плоская система произвольно расположенных сил: классификация нагрузок и виды опор балки</p>	<p>Система сил называется произвольной, если силовая схема содержит две и более сходящихся системы сил.</p> <p>Формы уравнений равновесия,</p> <p>1) Аналитическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил $F_{Гл} = 0$ или $F_{Гл} = \pm F_{1X} \pm F_{2X} \pm \dots = 0$, $F_{\Sigma Y} = \pm F_{1Y} \pm F_{2Y} \pm \dots = 0$</p> <p>2) Аналитическое условие равновесия плоской системы произвольных сил $F_{Гл} = 0$ и $M_{Гл} = 0$ или $F_{ГлX} = \pm F_{1X} \pm F_{2X} \pm \dots = 0$, $F_{ГлY} = \pm F_{1Y} \pm F_{2Y} \pm \dots = 0$</p> <p>$M_{Гл} = \Sigma \pm M_O(F_i) + \Sigma \pm M = 0$</p>
<p>Пространственная система сил: формы уравнений равновесия</p>	<p>Система сил называется пространственной, если линии действия всех сил расположены в трех координатных осях (пространстве).</p> <p>Формы уравнений равновесия</p> <p>Аналитическое условие равновесия пространственной системы сходящихся сил</p> <p>$F_{Гл} = 0$ или $F_{Гл} = \pm F_{1X} \pm F_{2X} \pm \dots = 0$, $F_{\Sigma Y} = \pm F_{1Y} \pm F_{2Y} \pm \dots = 0$, $F_{\Sigma Z} = \pm F_{1Z} \pm F_{2Z} \pm \dots = 0$</p> <p>4) Аналитическое условие равновесия пространственной системы произвольных сил</p> <p>$F_{Гл} = 0$ и $M_{Гл} = 0$ или $F_{ГлX} = \pm F_{1X} \pm F_{2X} \pm \dots = 0$, $F_{ГлY} = \pm F_{1Y} \pm F_{2Y} \pm \dots = 0$, $F_{\Sigma Z} = \pm F_{1Z} \pm F_{2Z} \pm \dots = 0$</p> <p>$M_{ГлX} = \Sigma \pm M_X(F_i) + \Sigma \pm M_X = 0$, $M_{ГлY} = \Sigma \pm M_Y(F_i) + \Sigma \pm M_Y = 0$, $M_{ГлZ} = \Sigma \pm M_Z(F_i) + \Sigma \pm M_Z = 0$</p>

	<p>Сущность правила выбора знака для проекции силы в уравнениях равновесия $F_{ГЛ}$:</p> <p>Знак «+», если вектор силы образует острый угол с положительным направлением оси; знак «-» то же с отрицательным направлением</p>
<p>Центр тяжести: определение и примеры тонких пластин в форме простых геометрических фигур</p>	<p>Центром параллельных сил называют точку, в которой приложена равнодействующая всех сил системы</p> <p>Центр тяжести тела – это центр параллельных сил тяжести всех частиц тела</p> <p>Для нахождения центра тяжести объемного тела необходимо его упростить до тонкой пластины, форма которой соответствует поперечному сечению тела.</p> <p>Центры тяжести простых фигур</p> <p>Прямоугольник (Центр тяжести на пересечении диагоналей), Треугольник (Центр тяжести на пересечении медиан), Круговой сектор (Центр тяжести на на оси симметрии на расстоянии l)</p>  <p>Площади</p> <p>$A = a \cdot b$ - прямоугольника</p> <p>$A = a \cdot h / 2$ (a-длина стороны, h-высота) - треугольника</p> <p>$A = \alpha \cdot R^2 / 2$ (α-в радианах) – кругового сектора</p>
<p>Центр тяжести: определение координат для тонких составных пластин</p>	<p>Три способа определения координат центров тяжести форм сечений - симметрия, разбиение, дополнение (вычитание)</p> <p>Разбиение и дополнение предполагает деление сечения на простые фигуры, центры тяжести которых просто определяются -прямоугольник, круговой сектор, треугольник</p> <p>Формула для определения координат центра тяжести сечения при разбиении (дополнении), разделенного на простые площади $+S_1$ и $-S_2$</p> $x_c = \frac{\sum x_i \cdot (\pm S_i)}{\sum \pm S_i} = \frac{x_1 \cdot S_1 + x_2 \cdot (-S_2)}{S_1 + (-S_2)}$ $y_c = \frac{\sum y_i \cdot (\pm S_i)}{\sum \pm S_i} = \frac{y_1 \cdot S_1 + y_2 \cdot (-S_2)}{S_1 + (-S_2)}$
<p>Трение скольжения и трение качения: причины, расчетные формулы, закономерности</p>	<p>Полная реакция R шероховатой поверхности зависит от нормальной реакции N и силы трения покоя $F_{тр}$</p> <p>Утверждения закона Кулона (законы трения)?</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Сила трения скольжения не зависит от площади соприкосновения трущихся поверхностей; 2) Предельная сила трения скольжения пропорциональна нормальной реакции $\bar{F}_{max} = f \cdot \bar{N}$ <p>Коэффициент трения покоя определяют по формуле $\text{tg}(\alpha) = F_{тр} / N$</p> <p>Трение качения - сопротивление, возникающее при перекатывании одного тела по поверхности другого.</p> <p>Момент трения равен $M_{тр} = k \cdot N$</p>

	<p>Единица измерения коэффициент трения качения k – метр</p> <p>Условие перекатывания цилиндра по шероховатой поверхности $(k/r) < f$ (коэффициент трения качения k меньше радиуса цилиндра r)</p> <p>Для цилиндров радиусом r из твердых материалов коэффициент трения качения равен $k = r \cdot \text{tg}(\alpha)$</p>
<p>Кинематика точки: основные понятия, разновидности движений в зависимости от ускорения.</p>	<p>Кинематика – раздел механики, в котором изучают движение точек и тел без учета действующих сил</p> <p>Характеристики движения – Путь S, время t, скорость v, ускорение a_n, a_τ</p> <p>Путь в метрах или морских милях (1852 м)</p> <p>Скорость – м/с или узлах (1 миль/ч)</p> <p>Движение с ускорением a, это когда скорость v меняет значение через равный промежуток времени t;</p> <p>Центростремительное ускорение $a_n = v^2/r$ меняет вектор скорости по направлению</p> <p>Касательное ускорение a_τ меняет вектор скорости по величине $v = v_0 \pm a_\tau \cdot t$</p> <p>При движении с ускорением (равнозамедленном или равноускоренным) путь S, пройденный точкой за время t определяют по уравнению $s = v_0 \cdot t \pm a_\tau \cdot t^2 / 2$.</p> <p>При движении точки прямолинейно $a_n = 0$; при движении точки криволинейно $a_n > 0$</p>
<p>Кинематика тела: простейшие движения. Связь форму кинематики точки и тела</p>	<p>Тело – это совокупность связанных материальных точек, на различном расстоянии друг от друга. Простейшие движения твердого тела:</p> <p>Поступательное движение – это прямолинейное движение всех точек тела.</p> <p>Вращательное движение – это криволинейное движение всех точек тела.</p> <p>Вращательное движение наиболее распространено в механических передачах.</p> <p>Комбинированное (плоскопараллельное) – одновременно поступательное и вращательное движение.</p> <p>Передаточное число механической передачи, состоящей из двух колес, вращающихся с угловыми скоростями ω_1 и ω_2, определяется по уравнению $u = \omega_1 / \omega_2$</p> <p>Передаточное число механической передачи состоящей из двух вращающихся колес с диаметрами d_1 и d_2 и числами зубьев z_1 и z_2, определяется по уравнению $u = d_2 / d_1 = z_2 / z_1$</p> <p>Общее передаточное число механизма, состоящего из двух и более механических передач, передаточные числа которых равны u_1, u_2 и т.д., равно $u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2$</p>
<p>Кинематика тела: сложное движение точки и плоскопараллельное движение тела</p>	<p>Сложным движением точки называют такое ее движение, когда ее абсолютная скорость движения складывается из относительной и переносной скоростей;</p> <p>Например, человек переплывает реку. Движение человека по реке является относительным, движение реки по каналу, а движение человека относительно канала (берега) является абсолютным</p> <p>Если все точки тела, совершая сложное движение, остаются в одной и той же пространственной плоскости, то такое движение тела называется плоскопараллельным.</p> <p>Точку для тела, двигающегося плоскопараллельно, называют мгновенным центром скоростей, когда абсолютная скорость этой точки равняется нулю;</p> <p>Положение мгновенного центра скоростей можно определить по значению абсолютной скорости точки тела и угловой скорости тела;</p> <p>Абсолютную скорость точки тела, находящегося в плоскопараллельном движении, можно определить сложив скорости поступательного и</p>

	вращательного движений.
Динамика: основные понятия, аксиомы, задачи, принцип Даламбера	<p>В динамике изучаются зависимости между движением механических тел и действующими на них силами.</p> <p>Зависимость между силой тяжести тела G и его массой m: $m=G/g$</p> <p>Массой материальной точки называют меру инертности материальной точки</p> <p>Согласно второму закону И. Ньютона, сила инерции тела, движущегося с ускорением равна произведению массы тела на ускорение. Сила инерции направлена противоположно вектору ускорения. Следовательно создавая нужное ускорение, можно воздействовать на тело силой инерции во много раз превышающей силу тяжести. Например, молоток можно насадить на рукоятку, если рукоятку резко ударить о твердую поверхность, то есть мгновенно остановить с ускорением, превышающем ускорение свободного падения.</p>
Динамика точки и тела: работа, мощность, КПД, общие теоремы	<p>Работа A постоянной силы F, наклоненной к прямолинейному участку пути под углом α, равна $A=F \cdot S \cdot \cos(\alpha)$</p> <p>Единица измерения работа в международной системе (СИ) - Дж (джоуль)</p> <p>Единица измерения работа в технической системе (МКГСС) - кгс·м (килограмм-сила на метр)</p> <p>Мощность – это количество работы A, затраченное в единицу времени t</p> <p>Формулу полезной мощности при поступательном движении тела $P=A/t= F \cdot S/t=F \cdot v$</p> <p>Единица измерения работа в международной системе (СИ) - Вт (ватт)</p> <p>Единица измерения работа в технической системе - л.с. (лошадиная сила), 1 л.с.=0,736 кВт</p> <p>Если на тело действуют несколько сил, то можно найти их общую работу $A=(\pm F_1 \pm F_2) \cdot S$</p> <p>Если $F_1=-F_2$, то тело движется под действием уравновешенной системы сил. Работа этих сил $A=(F_1-F_2) \cdot S=0$</p> <p>Также сила может при движении не переместиться по линии своего действия, тогда путь равен нулю, а работа $A=0$. Например, вагонетка весом G катится равномерно по горизонтальным рельсам и проходит расстояние S. Работа силы тяжести равна $A=G \cdot h=5 \cdot 0=0$</p> <p>Механический коэффициент полезного действия – это отношение полезной работы ($A=F \cdot S= A_{\text{общ}}-A'$) к общей $A_{\text{общ}}$, $\eta=A/A_{\text{общ}}$;</p> <p>Где A' - работа потерь</p> <p>Аналогично можно использовать показатель мощности для определения КПД, $\eta=P/P_{\text{общ}}$</p> <p>вращающий момент T - произведение окружной F_t силы на радиус окружности R ($T=F_t \cdot R$)</p> <p>Работа при вращательном движении тела вычисляется $A=F_t \cdot S=A=F_t \cdot \varphi \cdot R=T \cdot \varphi$</p> <p>мощность при вращательном движении тела вычисляется $P=A/t= T \cdot \varphi / t=T \cdot \omega$</p> <p>При передачи мощности P от колеса 1 колесу 2, вращающихся с угловыми скоростями ω_1 и ω_2, получаем передаточное число $u=\omega_1 / \omega_2 = (P/T_1)/(P/T_2)=T_2/T_1$, это для идеальной механической передачи.</p> <p>Для реальной механической передачи $P_2 < P_1$ потому что есть потери в зацеплении колес, а значит КПД $\eta=P_2/P_1$, следовательно передаточное число $u=\omega_1 / \omega_2 = (P_1/T_1)/(P_2/T_2)= (P_1/T_1)/(P_1 \cdot \eta/T_2)=T_2/(T_1 \cdot \eta)$.</p> <p>Следовательно, передаточное число реальной передачи обратно пропорционально КПД и при равных T_1 и T_2 должен быть больше, чем для идеальной.</p> <p>Импульс силы F в течении времени t, равен $F \cdot t$. В Международной</p>

	<p>системе (СИ) единица измерения импульса Н·с Количество движения равно mv. В Международной системе (СИ) единица измерения количества движения Н·м/с Формула закона количества движения $mv - mv_0 = (\pm F_1 \pm F_2 \pm \dots) \cdot t$ кинетической энергии материальной точки $\frac{mv^2}{2}$ Единица измерения кинетической энергии материальной точки в Международной системе (СИ) Дж Теорема об изменении кинетической энергии при поступательном движении тела $\frac{m \cdot v^2}{2} - \frac{m \cdot v_0^2}{2} = (\pm F_1 \pm F_2 + \dots) \cdot S$ Уравнение, выражающее основной закон динамики поступательно движущегося тела $a = \pm F_1 \pm F_2 \pm \dots$ (так как при поступательном движении тело движется как одна материальная точка) Уравнение основного закона динамики вращающегося тела $I \cdot \varepsilon = \pm T_1 \pm T_2 \pm \dots$ где I - момент инерции тела Для сплошного диска относительно его центральной $I = m \cdot R^2 \cdot 0,5$ Для полого диска (трубы) относительно его центральной $I = m \cdot R^2$ Величина кинетической энергии вращающегося тела аналогична кинетической энергии тела при поступательном движении ($E_k = m \cdot v^2 / 2$) записывается так $E_k = I \cdot \omega^2 / 2$</p>
<p>Сопротивление материалов: основные задачи, деформации, разновидности деформаций бруса, гипотезы и допущения</p>	<p>Задачи сопротивления материалов - проверочные, проектные и эксплуатационный расчеты элементов конструкций, а также их расчет на прочность, жесткость и устойчивость. Допущения, принимаемые в сопротивлении материалов 1) принцип начальных размеров, линейности деформаций, суперпозиции; 2) принцип однородности, сплошности и одинаковости механических свойств материала Прочность – сопротивляемость детали пластической деформации либо разрушению. Жесткость – сопротивляемость изменению формы и размеров. Устойчивость – способность продольной оси детали оставаться прямолинейной. Деформацией детали – это изменение формы и размеров детали Физическая сущность процесса деформации материала - изменение силового взаимодействия между атомами кристаллической решетки Этапы деформации материала: 1) упругая (формы и размеры детали восстанавливаются после снятия нагрузки) 2) пластическая (формы и размеры детали не восстанавливаются после снятия нагрузки)</p>
<p>Сопротивление материалов: метод сечений (метод РОЗУ), механические напряжения,</p>	<p>Внутренние силовые факторы - Это внутренние силы упругости возникающие в поперечном сечении бруса, равные сумме внешних сил и моментов, действующих на рассматриваемый участок бруса. Всего шесть внутренних силовых факторов - продольная сила N_z поперечная сила Q_y, Q_x и изгибающий момент M_x, M_y, и крутящий момент M_z Цель применения метода сечений (метода РОЗУ) - в произвольном участке бруса определить вид деформации, в зависимости от найденной величины внутренних силовых факторов. Полного механическое напряжение в данной точке поперечного сечения бруса равно отношению величины внутренних сил упругости к величине площади рассматриваемого сечения. Возникновение в поперечном сечении бруса нормальных σ напряжений связаносвнутренними силовыми факторами - продольная сила N_z и изгибающий момент M_x или M_y</p>

	<p>Возникновение в поперечном сечении бруса касательных τ напряжений связано с внутренними силовыми факторами - поперечная сила Q_y или Q_x и крутящий момент M_z</p>
<p>Сопротивление материалов: испытания материалов, закон Гука, предельные, допустимые напряжения</p>	<p>В ходе испытаний металлических образцов на растяжение (сжатие) выявляют:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) закон Гука (значение предела пропорциональности $\sigma_{пц}$ - крайнее напряжение, при котором сохраняется линейность деформации, т.е. упругая деформация) 2) вид материала (значение или наличие предела текучести σ_T) 3) предельное напряжение $\sigma_{пред}$ (появление «шейки» на образце или разрушение) <p>В результате испытаний металлических образцов на растяжение (сжатие) устанавливают</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) модуль продольной упругости E материала (согласно закону Гука $E = \sigma_{пц} / \epsilon$) 2) предельное напряжение $\sigma_{пред}$. Если металл пластичный или хрупкопластичный, то есть площадка текучести на графике растяжения и значение σ_T, поэтому $\sigma_{пред} = \sigma_T$. Если металл хрупкий, то площадки текучести на графике растяжения нет, поэтому $\sigma_{пред} = \sigma_B$ (временное сопротивление – напряжение, при котором происходит разрыв) 3) допускаемое напряжение $[\sigma] = \sigma_{пред} / [n]$ <p>Где $[n]$ - коэффициента запаса прочности от 1,5 до 4,0</p> <p>В итоге</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) модуль продольной упругости <p>E материала как физическая параметр характеризует жесткость данного материала при упругой деформации</p> <ol style="list-style-type: none"> 2) На основании формулы Гука $\sigma_{пц} = E \cdot \epsilon$ определяют удлинение $\Delta l = \epsilon \cdot l$ (укорочение) участка бруса, если брус деформируется упруго и расчетные напряжения $\sigma = N/A \leq \sigma_{пц}$, тогда $\Delta l = \epsilon \cdot l = (\sigma / E) \cdot l = (N \cdot l) / (E \cdot A)$ 3) фактический коэффициент запаса прочности равен отношению предельного напряжения к наибольшему расчетному $n = \sigma_{пред} / \sigma$ <p>График растяжения пластичного и хрупкопластичного образцов</p>  <p>График растяжения хрупкого металла (стержня изготовленного из стали Ст3, Ст6 и диаметром поперечного сечения 8 мм), где F – растягивающее усилие, Δl – удлинение образца</p>  <p>График растяжения хрупкого металла (стержня изготовленного из стали 40X, Р6М5, чугуна СЧ15 и диаметром поперечного сечения 8 мм), где F – растягивающее усилие, Δl – удлинение образца</p>
<p>Деформация растяжения и сжатия: внутренний силовой фактор</p>	<p>Чтобы прямой брус работал только на растяжение (сжатие), нужно приложить к брус силы, направленные вдоль его продольной оси. При этом возникает продольная и поперечная деформации. Продольная деформации бруса ϵ при растяжении (сжатии) равна отношению абсолютного изменения длины бруса Δl к его первоначальной</p>

<p>(ВСФ), напряжения, продольная и поперечная деформация</p>	<p>длине l_0 Поперечная деформация бруса ε' при растяжении (сжатии) равна отношению абсолютного изменения размеров поперечного сечения Δa к первоначальному размеру a_0 Продольная и поперечные деформации при растяжении связаны коэффициентом Пуассона $\mu = \varepsilon' / \varepsilon$ В произвольном участке бруса определить величины внутренних силовых факторов можно с помощью метода сечений (Р – разрезать, О – отбросить часть, З – заменить отброшенную часть на продольную силу N, У – уравновесить N внешними силами $\pm F_1 \pm F_2 \pm \dots$). В результате применения метода РОЗУ для любого поперечного сечения бруса получаем $N = \pm F_1 \pm F_2 \pm \dots$</p>
<p>Деформация растяжения и сжатия: примеры построения эпюр, разновидности расчетов</p>	<p>График, показывающий характер изменения величины продольной силы N по длине балки называют эпюрой продольных сил Нормальное напряжение σ в поперечном сечении бруса при растяжении (сжатии) - это отношение величины внутренних сил упругости (продольной силы N) к величине площади рассматриваемого сечения A и определяется так $\sigma = N/A$ Эпюрой нормальных напряжений при растяжении (сжатии) называют график, показывающий характер изменения величины нормального напряжения по длине балки.</p>  <p>Условие прочности бруса при растяжении записывается так $\sigma \leq [\sigma]$, где σ - расчетное напряжение σ так Условие прочности бруса при растяжении для фактического коэффициента запаса прочности, записывается так $n \geq [n]$ Разновидности расчетов 1) Проверочный расчет бруса при растяжении (сжатии) $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$ или $n \geq [n]$ 2) Проектный расчет бруса при растяжении (сжатии) – находим A из $\sigma = N/A$, заменив это значение в условии $\sigma \leq [\sigma]$, тогда $A \geq N / [\sigma]$ 3) Эксплуатационный расчет. Находим N из $\sigma = N/A$, заменив значение $\sigma \leq [\sigma]$, тогда $[N] / A \leq [\sigma]$ откуда $[N] \geq A \cdot [\sigma]$</p>
<p>Деформация сдвиг: ВСФ, закон Гука, примеры</p>	<p>При деформации сдвига внутренним силовым фактором является - поперечная сила Q_y При деформации сдвига продольные слои бруса смещаются в плоскости поперечного сечения балки.</p>

<p>практических расчетов на срез и смятие</p>	<p>Напряжение (нагруженность) материала при сдвиге определяется</p> $\tau = \frac{Q_y}{A}$ <p>касательным напряжением</p> <p>Единицы измерения величин τ, Q_y и A в формуле касательного напряжения: $\tau - [МПа]$, $Q_y - [Н]$, $A - [мм^2]$</p> <p>Закон Гука при сдвиге $\tau = \gamma \cdot G$</p> <p>Величиной γ характеризуют угол сдвига (деформации сдвига)</p> <p>Величину G в формуле Гука для деформации сдвига называют: модуль упругости второго рода (модуль сдвига). Физический смысл модуля сдвига G - характеризует сопротивляемость (жесткость) материала при сдвиге.</p> <p>Если силы, сдвигающие слои материала расположены на близком расстоянии друг к другу, то результатом разрушения при сдвиге является - срез.</p> <p>Если силы, сдвигающие слои материала расположены на одной линии друг к другу, то результатом разрушения при сдвиге является - смятие (пластическая деформация сжатия контактирующих поверхностей)</p> <p>Детали машин и соединения, которые рассчитывают на срез сварочный шов в сварном соединении. Детали машин и соединения, которые рассчитывают на срез и смятие - шпоночные и заклепочные соединения</p> <p>Образующая линия наиболее уязвимого сечения в поперечном сечении сварочного шва является высотой прямоугольного треугольника</p> <p>Связь между допустимым касательным $[\tau]$ и допустимым нормальным $[\sigma]$ напряжениями такова $[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma]$.</p> <p>Условие прочности деталей и соединений на срез $\tau \leq [\tau]$</p> <p>Условие прочности деталей и соединений на смятие: $\sigma \leq [\sigma]$</p> <p>Формула Гука для деформации сдвига является исходной в теории проектирования пружин.</p> <p>За площадку A среза при проектном расчете заклепочного соединения принимают поперечное сечение заклепки</p> <p>За площадку смятия при проектном расчете заклепочного соединения принимают наибольшее продольное сечение заклепки</p>
<p>Геометрические характеристики для плоских простых и сложных сечений: A, S, I, W.</p>	<p>К величинам ГХС для поперечного сечения балки относят:</p> <p>A – площадь поперечного сечения балки [длина²],</p> <p>S – статический момент поперечного сечения балки [длина³],</p> <p>I – момент инерции поперечного сечения балки [длина⁴],</p> <p>W – момент сопротивления поперечного сечения балки [длина³];</p> <p>Как при простых видах движений тел (поступательное и вращательное), так и при различных деформациях балки, ее поперечные сечения также могут совершать:</p> <ul style="list-style-type: none"> - Поступательное движение (при растяжении, сжатии и сдвиге) - вращательное движение (при кручении и изгибе) <p>Каждому виду движений поперечного сечения соответствует два показателя ГХС или геометрической инертности («тяжести движения»):</p> <ol style="list-style-type: none"> 1) Площадь A – при растяжении, сжатии и сдвиге 2) Момент инерции I – кручении и изгибе <p>Вращательное движение поперечного сечения возможно вокруг трех осей X, Y, Z. Поэтому различают три момента инерции: для оси X (I_X), Y (I_Y) и Z (I_Z), но вместо Z в индексе ставят букву P (в значении – полярный)</p> <p>Следовательно, величину I_P называют полярным моментом инерции, а в величины I_X и I_Y называют осевыми моментами инерции для осей X и Y</p> <p>Связь между осевыми (I_X и I_Y) и полярным (I_P) моментами инерции $I_X + I_Y = I_P$</p>

Для поперечного сечения рассматривают три вида осей: Центральную, нецентральную и главную

Ось называют центральной когда она проходит через центр тяжести площади сечения; ось называют нецентральной когда она не проходит через центр тяжести площади сечения.

Ось многофигурной площади называют главной, когда для нее момент инерции максимален (например $I_x = I_{max}$ или $I_y = I_{max}$) или минимален (например $I_x = I_{min}$ или $I_y = I_{min}$);

Момент инерции для нецентральной $I_{нецентр}$ и для центральной $I_{центр}$ связаны между собой формулой Гюйгенса-Штейнера $I_{нецентр} = I_{центр} + l^2 \cdot A$ где l – кратчайшее расстояние между центральной и нецентральными осями

A – площадь простой фигуры (вместо массы m , как меры инертности)

Для многофигурного сечения, состоящего из двух, трех и более простых фигур № I, II, III... момент инерции определяют для главной оси, которая будет являться нецентральной по отношению ко всем простым фигурам, из которых состоит многофигурное сечение. Поэтому запишем момент

инерции для главной осимногофигурного сечения $I_{нецентр} = I_{нецентр}^I + I_{нецентр}^{II} + I_{нецентр}^{III} + \dots$

Осевой момент инерции для площади круга относительно любой

центральной (центральной) оси равен:
$$I_x = I_y = \frac{\pi \cdot d^4}{64};$$

Осевые моменты инерции для сечения прямоугольной формы с шириной b

и высотой h для главных осей (осей симметрии)
$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad \text{и} \quad I_y = \frac{h \cdot b^3}{12}$$

Осевые моменты инерции I_x и I_y для двутавра с размерами полки b и высотой h для главных центральных осей (осей симметрии) берут из справочных таблиц для данного профиля.

Величина W (момент сопротивления) геометрический показатель сопротивляемости площади поперечного сечения балки наибольшему механическому напряжению, например для касательного напряжения $\tau_{max} = M_z / W_p$ (при деформации кручения) и для нормального напряжения $\sigma_{max} = M_{xmax} / W_x$ (при изгибе)

Формула для определения момента сопротивления
$$W = \frac{I}{\rho_{max}}$$

где ρ_{max} – наибольшее расстояние от крайней точки поперечного сечения до его центра тяжести. Для окружности $\rho_{max} = d/2$ (для осей X и Y), прямоугольника $\rho_{max} = h/2$ (для оси X) или $\rho_{max} = b/2$ (для оси Y)

Величину W_p называют полярный момент сопротивления

Величины W_x и W_y называют момент сопротивления для осей X и Y (или кратко осевой момент сопротивления)

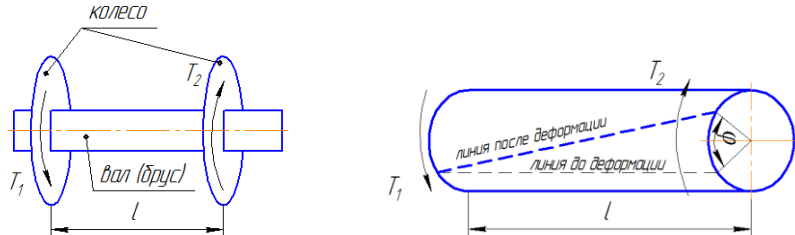
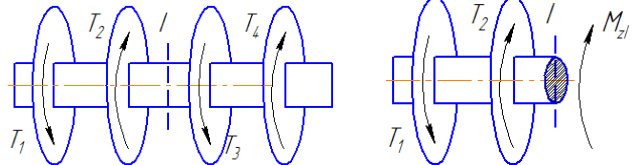
Моменты сопротивления для площади прямоугольной формы шириной b

и высотой h для главных осей (осей симметрии) равны
$$W_x = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad \text{и}$$

$$W_y = \frac{h \cdot b^2}{6}$$

Полярный момент сопротивления для площади круга диаметром d для

главных осей (осей симметрии)
$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

	<p>Моменты сопротивления W_x и W_y для двутавра с размерами полки b и высотой h для главных осей (осей симметрии) берут из справочных таблиц для данного профиля</p>
<p>Деформация кручения: внутренний силовой фактор (ВСФ), напряжения, разновидности расчетов на прочность и жесткость</p>	<p>К брусу, чтобы он работал только на кручение необходимо приложить только вращающие моменты T_1 и T_2 (рисунок 2), а внутренним силовым фактором является только крутящий момент M_z.</p> <p>Брус при кручении называют валом. Прикладывание вращающего момента к валу можно реализовать с помощью колеса или иной детали вращения. Деформацией вала при кручении является скручивание участка l бруса между заданными вращающими моментами, при этом одно поперечное сечения вала закручивается относительно другого на угол φ (рисунок 3)</p>  <p>Рисунок 2</p> <p>Рисунок 3</p>  <p>Рисунок 4</p> <p>Рисунок 5</p> <p>ВСФ при кручении. Рассмотрим вал нагруженный вращающими моментами T_1 и T_2, T_3 и T_4 (рисунок 4)</p> <p>Применим метод РОЗУ для нахождения ВСФ (крутящего момента M_z) в сечении I:</p> <p>Разрезаем вал в сечении I (рисунок 4)</p> <p>Отбрасываем все, что расположено по правую сторону от сечения I</p> <p>Заменяем отброшенную часть на внутренний силовой фактор - крутящий момент M_z (рисунок 5)</p> <p>Уравновешиваем крутящий момент M_z алгебраической суммой оставшихся вращающих моментов</p> <p>Вывод: в произвольном поперечном сечении крутящий момент M_z равен алгебраической сумме вращающих моментов T_1, T_2 и т.д., действующих на рассматриваемую (оставленную) часть вала, то есть</p> $M_z = \pm T_1 \pm T_2 \pm \dots = \sum \pm T_i$ <p>Правило знаков для уравнения крутящего момента M_z</p> <p>«+» - если вращающий момент T направлен по часовой стрелки (при взгляде на рассматриваемую часть вала со стороны отброшенной части) и «-», если T направлен против стрелки часов. Для данного примера $M_{zI} = -T_1 + T_2$</p> <p>Рисунок, на котором отражены значения крутящего момента для всей длины бруса называют эпюрой. Пример построения эпюры для вала с четырьмя шкивами показан на рисунке 6, б. Мощности на шкивах показаны буквами P_1, P_2, P_3 и P_4, направление действия вращающих моментов обозначено буквами T_1, T_2, T_3 и T_4. Сечениях, в которых применен метод РОЗУ, обозначены цифрами I, II, III. Крутящий момент в указанных сечениях равен: $M_{zI} = +T_3$; $M_{zII} = +T_3 + T_2$; $M_{zIII} = +T_3 + T_2 - T_1$.</p>

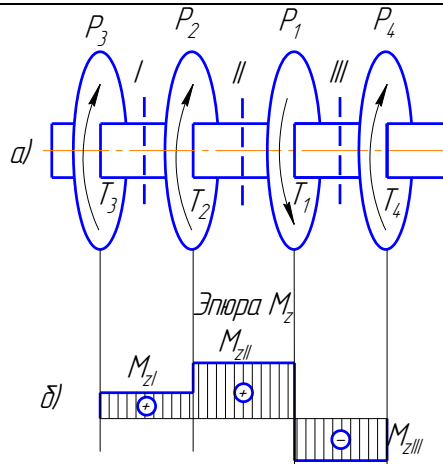


Рисунок 6 – Пример построения эпюры крутящих моментов

Значения крутящих моментов M_{zI} , M_{zII} , M_{zIII} не зависят от расположения сечения на участке, поэтому отображены прямыми отрезками на участках между шкивами.

Касательное напряжение возникает в плоскости поперечного сечения вала и для любой точки поперечного сечения определяется по формуле
 Напряжение = $ВСФ \cdot \text{радиус точки} / \text{момент инерции поперечного сечения}$

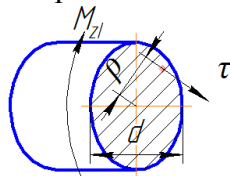


Рисунок 7 – Схема поперечного сечения вала

$$\tau = \frac{M_z \cdot \rho}{I_p}$$

Тогда касательные напряжения равны

Из данной формулы видно, что касательные напряжения τ прямо пропорциональны радиусу точки ρ , так как M_z и I_p величины постоянные для данного поперечного сечения. Следовательно, при кручении касательное напряжение τ меняется по линейному закону по всей высоте поперечного сечения.

Касательные напряжения максимальны в точках, наиболее отдаленных от

оси вала, то есть $\tau_{\max} = \frac{M_z \cdot \rho_{\max}}{I_p}$, при этом $\rho_{\max} = d/2$ (рисунок 6), тогда

$$\tau_{\max} = \frac{M_z \cdot d}{I_p \cdot 2}$$

Вывод: касательные напряжения максимальны в точках, наиболее отдаленных от оси вала, а равны нулю – в центре тяжести поперечного сечения (когда $\rho_{\max} = 0$)

Полярный момент сопротивления W_p характеризует сопротивляемость площади поперечного сечения балки наибольшему механическому напряжению τ_{\max} и равен $W_p = I_p / \rho_{\max}$

Полярный момент инерции для вала круглого поперечного сечения

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

Значит, полярный момент сопротивления W_p для вала круглого поперечного сечения при $\rho_{\max} = d/2$ равен

$$W_p = \frac{I_p \cdot 2}{d} = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$$

Тогда наибольшее касательное напряжение будет равно $\tau_{\max} = M_z / W_p$

В материале бруса не возникнет пластических деформаций при условии $\tau_{\max} \leq [\tau]$. Следовательно, данное неравенство является условием прочности для касательного напряжения.

Допустимая величина касательного напряжения $[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma]_P$ – для стали, $[\tau] = 1,2 \cdot [\sigma]_P$ – для чугуна. Тут $[\sigma]_P$ – допустимое нормальное напряжение при деформации растяжения.

Виды расчетов валов на прочность при кручении:

1. Проверочный (выполнение условия прочности $\tau_{\max} \leq [\tau]$)

$$\tau_{\max} = \frac{|M_z|}{W_p}$$

где

2. Проектный (определение требуемого диаметра d вала на основании условия прочности $\tau_{\max} \leq [\tau]$)

Требуемый диаметр d находят из неравенства $\tau_{\max} \leq [\tau]$,

где $\tau_{\max} = |M_z|/W_p = |M_z| \cdot 16 / (\pi \cdot d^3)$

$$d = \sqrt[3]{\frac{|M_z| \cdot 16}{\pi \cdot [\tau]}}$$

окончательно запишем

3. Определение допускаемого крутящего момента $|M_z|$

Из условия прочности $\tau_{\max} \leq [\tau]$, где $\tau_{\max} = |M_z|/W_p$

Окончательно запишем $|M_z| = [\tau] \cdot W_p$

Величину упругой деформации при кручении φ (абсолютный угол закручивания) определяют на основании формулы Гука $\tau_{\max} = \gamma \cdot G$, где угол сдвига γ и угол закручивания φ связаны в равенстве $\Delta B = \gamma \cdot l = \varphi \cdot d/2$ (см. рисунок ниже), в котором ΔB длина дуги наружной поверхности бруса при кручении.

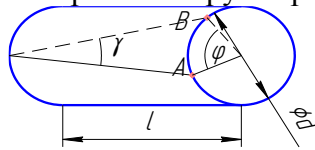


Рисунок 8 – Угол сдвига γ и закручивания φ при кручении вала

$$\tau_{\max} = \frac{M_z \cdot d}{I_p \cdot 2}$$

Знаем $\tau_{\max} = \gamma \cdot G$ и $\gamma \cdot l = \varphi \cdot d/2$, окончательно запишем

$$\varphi = \frac{M_z \cdot l}{G \cdot I_p}$$

где G – модуль упругости при сдвиге (для стали $G = 0,8 \cdot 10^4$ МПа)

Условия жесткости вала при кручении ведут по относительному углу закручивания $\varphi_0 \leq [\varphi_0]$, где φ_0 – относительный угол закручивания

$$\varphi_0 = \frac{\varphi}{l} = \frac{M_z}{G \cdot I_p}$$

$[\varphi_0]$ – допустимый угол закручивания, $[\varphi_0] =$ от 0,0035 до 0,0175 рад/м (0,20...1,0 градус/м)

Виды расчетов валов на жесткость при кручении:

1. Проверочный – сравнение относительного угла закручивания с

$$\varphi_0 = \frac{|M_z|}{G \cdot I_p} \leq [\varphi_0]$$

допустимым

2. Проектный – определение диаметра вала на основании условия

$$\varphi_0 = \frac{|M_z|}{G \cdot I_p}$$

жесткости $\varphi_0 \leq [\varphi_0]$, где I_p – полярный момент инерции равен

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \quad \text{и окончательно находим} \quad d = \sqrt[4]{\frac{|M_z| \cdot 32}{\pi \cdot G \cdot [\varphi_0]}}$$

Определение допускаемого крутящего момента из условия жесткости φ_0

$$\varphi_0 = \frac{|M_z|}{G \cdot I_p} \quad \leq [\varphi_0], \text{ где } \text{и окончательно запишем } |M_z| \leq I_p G \cdot [\varphi_0]$$

Деформация изгиб:
внутренний силовой фактор, напряжения, разновидности расчетов на прочность

Под изгибом понимается такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях бруса могут возникнуть два внутренних силовых фактора - изгибающий момент M_x , а также поперечная сила Q_y .

Если изгибающий момент в сечении балки является единственным силовым фактором то изгиб называют чистым (то есть $M_x \neq 0, Q_y = 0$).

Если в поперечных сечениях балки, наряду с изгибающими моментами, возникают также и поперечные силы, то изгиб называют поперечным (то есть $M_x \neq 0, Q_y \neq 0$).

Балка — это брус, внешне нагруженный изгибающими моментами и силами, перпендикулярными его продольной оси. Балка на рисунке 2 нагружена силой F равномерно-распределенной нагрузкой q , реакцией R_{Av} в опоре A и R_{Bv} в опоре B , а также сосредоточенной парой M . Рассмотрим применение метода РОЗУ в сечении I (на расстоянии z_1), рисунок 3.

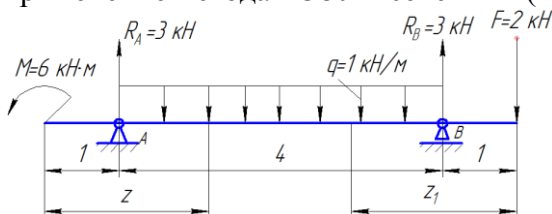


Рисунок 2— Балка с нугрузками

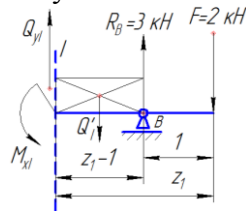


Рисунок 3— Оставленная часть балки на расстоянии z_1

Применяя метод РОЗУ в сечении I (на расстоянии z_1 на рисунке 3), выясняем, что изгибающий момент M_x в этом сечении балки численно равен алгебраической сумме моментов всех сил и пар, расположенных по одну сторону от выбранного поперечного сечения, то есть

$$M_x = [\text{сумма моментов сил } \Sigma(\pm F_i \cdot l_i)] + [\text{сумма моментов пар } \Sigma(\pm M_i)],$$

Правило знаков для моментов: «+» если деформация балки улыбкой или чашей (рисунок 4) и «-» если деформация балки печалью или зонтом (рисунок 5)

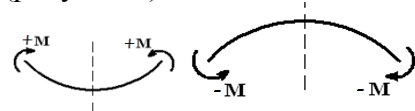


Рисунок 4

Рисунок 5

Тогда для нашего примера в сечении I , изгибающий момент равен ($Q'_1 = 3$ кН)

$$M_{xI} = \Sigma(\pm F_i \cdot Z_i) + \Sigma(\pm M_i) = (-Q'_1 \cdot (Z_1 - 1)/2) + (+R_{Bv} \cdot (Z_1 - 1)) + (-F \cdot Z_1) = (-3 \cdot (4 - 1)/2) + (+3 \cdot (4 - 1)) + (-2 \cdot 4) = -4,5 + 9 - 8 = -3,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$$

Применяя метод РОЗУ в сечении I (рисунок 3) выясняем, что поперечная сила $Q_{ув}$ в произвольном сечении балки численно равна алгебраической сумме проекций на поперечную ось y всех внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения, то есть

$$Q_Y = [\text{сумма всех вертикальных сил } \Sigma(\pm F_i)]$$

Правило знаков для сил в уравнении поперечной силы: «+» если балка вращается по часовой стрелке (рисунок 6) и «-» если балка вращается против часовой стрелке (рисунок 7)

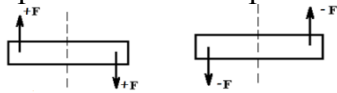


Рисунок 6 Рисунок 7

Тогда для нашего примера в сечении I, поперечная сила равна

$$Q_{YI} = \Sigma(\pm F_i) = \pm Q_1 \pm R_B \pm F = +Q_1 - R_A + F = +3 - 3 + 2 = 2 \text{ кН}$$

При изгибе возникает как сжатие слоев, так и растяжение. Согласно рисунку 7 слои сжаты выше нейтрального слоя, а растянуты ниже нейтрального слоя

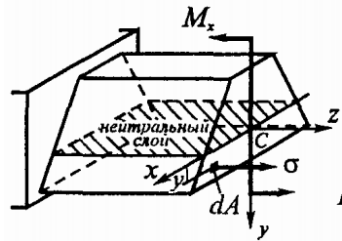


Рисунок 7 - Плоскость нейтрального слоя при изгибе

На рисунке 7, в поперечном сечении балки показаны:

M_x – изгибающий момент

z – продольная ось балки, x – поперечная ось балки

C – точка центра тяжести поперечного сечения

σ – нормальное напряжение в данной точке (или внутреннее давление в данной точке)

Распределение нормальных напряжений по высоте поперечного сечения балки определяется по равенству

$$\sigma = M_x \cdot y / I_x$$

где y – расстояние от нейтральной оси до какой-либо точки

I_x – момент инерции поперечного сечения для оси X

Вывод: нормальные напряжения по высоте поперечного сечения балки распределяются по линейному закону достигая максимума в точках, наиболее удаленных от нейтральной линии.

Для расчета балок на прочность необходимо знать, как изменяются поперечная сила и изгибающий момент по длине балки. С этой целью строятся их графики, называемые эпюрами поперечных сил Q_{yi} и изгибающих моментов M_x , на которых видны наибольшие значения изгибающего момента M_{max} и поперечной силы Q_{max} .

Условия прочности по нормальным напряжениям для хрупких материалов (для них применяют несимметричные поперечные сечения)

$$\begin{cases} \sigma_{max} = (M_{max} / I_x) y_p = M_{max} / W_p \leq [\sigma_p] \\ \sigma_{min} = (M_{max} / I_x) y_c = M_{max} / W_c \leq [\sigma_c] \end{cases}$$

где $W_p = I_x / y_p$ и $W_c = I_x / y_c$ – моменты сопротивления соответственно растянутых и сжатых волокон (моменты сопротивления это отношение осевого момента инерции I к расстоянию наиболее удаленных точек сечения от нейтральной линии растянутой части y_p и сжатой части y_c)

Осевой момент сопротивления измеряется в см^3 или мм^3 .

Расстояния y_c и y_p а также эпюра (график) распределения нормальных напряжений по высоте поперечного сечения показаны рисунке 9

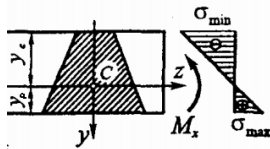


Рисунок 9 - Поперечное сечение балки и эпюра нормальных напряжений по высоте поперечного сечения балки

Как известно, хрупкие материалы (например, чугун) на сжатие работают значительно лучше, чем на растяжение (для чугуна $[\sigma_c] / [\sigma_p] = 3 \dots 5$). Поэтому для симметричных сечений материал в сжатой зоне будет значительно недогружен. Для несимметричных сечений (например, таврового, П-образного и т.п.) можно добиться одновременного выполнения условия прочности и на растяжение, и на сжатие, т.е. $\sigma_{\max} = [\sigma_p]$ и $\sigma_{\min} = [\sigma_c]$. В этом случае материал будет использоваться наиболее эффективно.

Условия прочности по нормальным напряжениям для пластичных материалов (для них применяют симметричные поперечные сечения: прямоугольник, окружность и двутавровый прокатный профиль)

$$\sigma_{\max} = (M_{\max} / I_x) y_{\max} = M_{\max} / W_x \leq [\sigma]$$

где $W_x = I_x / y_{\max}$ - моменты сопротивления поперечного сечения для оси x симметричного поперечного сечения.

Следствие: прочность балок из пластичных материалов обеспечена, если наибольшие по абсолютному значению нормальные напряжения σ_{\max} , возникающие в опасном сечении, не превышают допустимой величины $[\sigma]$.

Для балок из пластичных материалов допустимые напряжения на растяжение и сжатие одинаковы, поэтому рациональными будут являться поперечные сечения симметричны относительно нейтральной оси.

Значения I_x и W_x для прямоугольной и круглой формы поперечного сечения иллюстрируются на рисунке 10

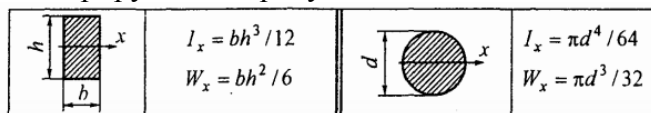


Рисунок 10 – Значения момента инерции I_x и момента сопротивления W_x для сечений простых форм

При изгибе также возникают касательные напряжения, которые определяют по формуле Журавского

$$\tau = Q \cdot S_x / (b \cdot I_x)$$

где

Q – поперечная сила в исследуем сечении

S_x – статический момент либо верхней или нижней части сечения по отношению к нейтральной оси

b – расстояние от центра тяжести верхней или нижней части сечения до нейтральной оси

I_x – момент инерции площадки поперечного сечения для оси X

Теория касательных напряжений была предложена Д.К. Журавским в 1855 году применительно к балкам прямоугольного сечения и исходит из следующих допущений: касательные напряжения в каждой точке поперечного сечения направлены параллельно поперечной силе Q_y и распределяются равномерно по ширине сечения балки, но по высоте поперечного сечения балки касательные напряжения распределяются по закону квадратной параболы (в точках верхней и нижней кромок сечения они равны нулю и достигают максимума в точках нейтрального слоя).

Для площадок простых форм (прямоугольника и окружности) эпюра касательных напряжений и значения наибольших касательных напряжений показаны на рисунке 12



Рисунок 12 - Эпюра касательных напряжений и значения наибольших касательных напряжений для сечения простых форм

Проверку прочности балки по касательным напряжениям выполняют по неравенству $\tau_{\max} = kQ_{\max} / A \leq [\tau]$

где k - коэффициент формы, равный: 3/2 - для прямоугольника, 4/3 - для круга

Такая проверка бывает необходима для коротких балок, нагруженных значительными поперечными силами.

При расчетах балок на прочность различают три вида задач

- первый вид задач – проверочный (определение максимальных нормальных напряжений и сравнение их с допустимыми) по условию

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

- второй вид задач – проектный (определение размера поперечного сечения либо подбор номера прокатного профиля) исходя из величины осевого момента сопротивления по условию

$$W_x = \frac{M_{x(\max)}}{[\sigma]} \leq W_{\text{ТАБЛ}}$$

- третий вид задач – определение допускаемого момента $[M]$ или нагрузки $[F]$ из формулы $[M] = [F] \cdot l \leq W_x \cdot [\sigma]$ где l – характерная длина балки

Гипотезы прочности: причины применения, разновидности

Гипотезы прочности

Известны два типа предельных состояний материала - хрупкое разрушение и текучесть

Гипотеза прочности – это теоретическое предположение о причине разрушения материала или возникновения в нем состояния текучести, позволяющая оценить прочность материала при любом напряженном состоянии, если из опыта известна его прочность при простом растяжении.

Классические гипотезы хрупкого разрушения - гипотезы наибольших нормальных напряжений σ_{\max} (Г.Галилей) и наибольших линейных деформаций ϵ_{\max} (Мариотт, 1684 г.)

Классические гипотезы пластичности (текучести) гипотезы наибольших касательных напряжений τ_{\max} (Кулон, 1773 г.) и удельной потенциальной энергии формоизменения u_{ϕ} (Губер, 1904 г.).

Эквивалентное напряжение $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ - это такое напряжение, которое следует создать в растянутом образце, чтобы его состояние было равноопасно с заданным напряженным состоянием. По смыслу это лишь некоторая условная величина, а не какое-либо реально возникающее напряжение. Его значение зависит не только от заданного напряженного состояния, но и от принятого критерия прочности

Формула эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ по пятой гипотезе прочности

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3 \cdot \tau_z^2}$$

Доказательство формулы эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ для бруса с

круглым поперечным сечением, подверженного деформации изгиба и кручения (по V гипотезе)

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{\left(\frac{M_{\text{СУМ}}}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{M_z}{W_p}\right)^2} = \sqrt{\frac{M_x^2 + M_y^2}{W_x^2} + 3\left(\frac{M_z}{W_p}\right)^2} =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{M_x}{W_x}\right)^2 + \left(\frac{M_y}{W_x}\right)^2 + 3\left(\frac{M_z}{2W_x}\right)^2} = \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 3M_z^2/4}}{W_x} = \frac{M_{\text{ЭКВ}}}{W_x}$$

Классические гипотезы для хрупких материалов - гипотеза Мора (О.Мор, 1882 г.)

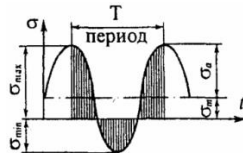
Формула эквивалентного напряжения $\sigma_{\text{ЭКВ}}$ по третьей гипотезе прочности

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_z^2 + 4 \cdot \tau_z^2}$$

Усталость материалов.
Пределы выносливости деталей: вал и зубчатое колесо

Накопление необратимых механических изменений в материале при приложении циклических нагрузок называют усталостью, а разрушение в результате постепенного развития трещины – усталостным разрушением. Свойство же материала противостоять усталостному разрушению называется выносливостью.

Циклом напряжений называют такую однократную их смену, в течение которой напряжения принимают все возможные значения, при этом конечное значение будет равно начальному.



Основными параметрами цикла являются

σ_{max} - максимальное значение напряжения (по абсолютной величине).

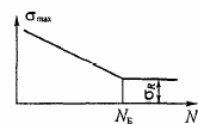
R_σ - коэффициент асимметрии цикла, $R_\sigma = \frac{\sigma_{\text{min}}}{\sigma_{\text{max}}}$

σ_m - среднее значение напряжения в цикле, $\sigma_m = \frac{(\sigma_{\text{max}} + \sigma_{\text{min}})}{2}$

σ_a - амплитудное значение напряжений, $\sigma_a = \frac{(\sigma_{\text{max}} - \sigma_{\text{min}})}{2}$

База испытаний - это количество циклов N_B нагрузок, которым подвергают образец при его испытаниях на усталость. При этом в образце не должно произойти усталостного разрушения, а значение максимального напряжения, возникающего в образце называют пределом выносливости $\sigma_R(\tau_R)$.

Для сталей база испытаний равна $10 \cdot 10^6$ циклов, а для цветных металлов – от 50 до $100 \cdot 10^6$ циклов



Характерные циклы, которые реализуются в испытательных машинах

- Симметричный, для которого $\sigma_{\text{max}} = -\sigma_{\text{min}}$ и $R_\sigma = -1$

- Пульсационный, для которого $\sigma_{\text{min}} = 0$ и $R_\sigma = 0$

Пределом выносливости $\sigma_R(\tau_R)$ называют наибольшее напряжение цикла, которое образец может выдержать, не разрушаясь при его испытаниях на усталость. В обозначении предела выносливости $\sigma_R(\tau_R)$ индекс R

соответствует коэффициенту асимметрии цикла. Например, предел выносливости по нормальным напряжениям для симметричного цикла принимает вид σ_{-1} , для пульсационного σ_0 .
Наиболее существенное влияние на величину предела выносливости деталей машин оказывают факторы

1) абсолютные размеры поперечного сечения (масштабный фактор)

$$K_{d\sigma} = \sigma_{-1d} / \sigma_{-1};$$

2) концентрация напряжений $K_{\sigma} = \sigma_{-1} / \sigma_{-1K};$

3) качество обработки поверхности $K_F = \sigma_{-1F} / \sigma_{-1};$

4) поверхностное упрочнение $K_v = \sigma_{-1v} / \sigma_{-1};$

5) асимметрия цикла (коэффициенты чувствительности ψ_{σ} и ψ_{τ});

6) эксплуатационные факторы (коррозия, температура и др.).

Для повышения усталостной прочности деталей применяются металлургические (современные технологии выплавки стали), конструктивные (проектирование деталей с рациональными формами) и технологические (повышение качества и механических свойств поверхности детали) мероприятия.

Предел выносливости детали при симметричном цикле определяется по формулам

при действии нормальных напряжений

$$\sigma_{-1d} = \sigma_{-1} / K, \quad K = (K_{\sigma} / K_{d\sigma} + 1 / K_F - 1) / K_v;$$

при действии касательных напряжений

$$\tau_{-1d} = \tau_{-1} / K, \quad K = (K_{\tau} / K_{d\tau} + 1 / K_F - 1) K_v,$$

где K - коэффициент снижения предела выносливости

Запас усталостной прочности детали при простых видах деформации определяется по формулам, предложенным в 1940-х годах С.В. Серенсенем и Р.С. Кинасошвили:

при растяжении-сжатии и изгибе

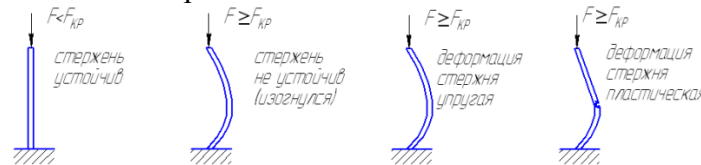
$$n_{\sigma} = \sigma_{-1} / (K\sigma_a + \psi_{\sigma}\sigma_m);$$

при кручении

$$n_{\tau} = \tau_{-1} / (K\tau_a + \psi_{\tau}\tau_m).$$

Устойчивость сжатых стержней: определение, критическая сила, гибкость, классификация стержней

Устойчивость – это способность стержня не изгибаться при действии на него сжимающей силы. Сила, при которой стержень начнет изгибаться называется критической $F_{кр}$.



При потере стержнем устойчивости деформация может быть: 1 упругой; 2 пластической; 3 разрушение

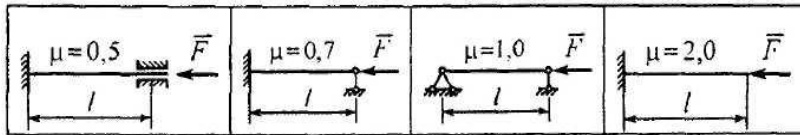
В случае упругой деформации критическую силу считают по формуле Эйлера

$$F_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{MIN}}{(\mu \cdot l)^2}$$

где $\pi=3,14$ рад

E – модуль продольной упругости материала, МПа

μ – коэффициент способа закрепления концов стержня



I_{MIN} – момент инерции формы поперечного сечения стержня (минимальный из I_X или I_Y), мм⁴

l – длина стержня, мм

В случае пластической деформации стержня критическую силу считают по формуле Ясинского $F_{кр} = A \cdot (a - b \cdot \lambda + c \cdot \lambda^2)$

где A – площадь поперечного сечения стержня, мм²

a, b, c – характерные коэффициенты, МПа

λ – гибкость стержня, безразмерная

Фактическую гибкость определяют по формуле

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{MIN}}$$

где i_{MIN} – радиус инерции поперечного сечения стержня (если форму поперечного сечения заменить окружностью), мм

$$i_{MIN} = \sqrt{\frac{I_{MIN}}{A}}$$

Для выяснения принадлежности стержня к какой-либо категории, необходимо сравнить фактическую гибкость λ с первой λ_1 или второй λ_2 предельной гибкостью.

$$\lambda_1 = \pi \cdot \sqrt{\frac{E}{\sigma_{шц}}}$$

Если $\lambda \leq \lambda_1$ то стержень большой гибкости, где

Если $\lambda \geq \lambda_1$, но $\lambda \leq \lambda_2$ то стержень средней гибкости, где λ_2 берут из справочных таблиц

Если $\lambda \geq \lambda_2$ то стержень малой гибкости, тогда критическую силу считают из условия прочности материала на сжатие $F_{кр} = A \cdot \sigma_{ТС}$

где $\sigma_{ТС}$ – предел текучести материала при сжатии, МПа.

По параметру гибкости стержни делят на три категории

- 1 Стержни большой гибкости (припотери устойчивости деформация упругая)
- 2 Стержни средней гибкости (припотери устойчивости деформация пластическая)
- 3 Стержни малой гибкости (устойчивость не теряют; разрушаются при сжатии)

Теория механизмов и машин: основные понятия, степень подвижности механизма

Кинематическая пара- соединение двух звеньев, допускающее их относительное движение;

Виды кинематических пар - низшие (соединение звеньев по поверхности), высшие (соединение звеньев по линии или точке)

Механизм - подвижное соединение деталей, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев зависит от движения ведущего звена.

Формуле для определения степени свободы плоского механизма $W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4$

где n – количество подвижных звеньев механизма, p_5 и p_4 – количество кинематических пар первого (низшего) и второго (высшего) класса

Чтобы выполнить структурный анализ механизма для его кинематического и силового исследования в кинематических цепях механизмов высшие кинематические пары заменяют низшими:

Структурный анализ механизма состоит в разбиении кинематической

	<p>цепи механизма на ведущие звенья и группы ведомых звеньев. Отличие ведущего звена от групп ведомых звеньев в том, что при соединении с неподвижной стойкой степень свободы группы ведомых звеньев - 1, а ведущего звена - 0</p> <p>Отличие кинематического анализа механизма от силового в том, что при кинематическом анализе характеристики определяют в последовательности от ведущего звена к группам ведомых звеньев, а при силовом наоборот;</p> <p>Синтез механизма состоит в присоединении к имеющейся кинематической цепи групп звеньев с числом свободы равным нулю.</p>
<p>Детали машин: деталь, сборочная единица, механизм и их классификация, машина</p>	<p>Деталь – обработанная ручным либо машинным способом материя, выполняющая заданные функции.</p> <p>Сборочная единица – неподвижное соединение двух и более деталей</p> <p>Изделие – деталь или сборочная единица, изготовленная согласно действующим стандартам или техническим условиям.</p> <p>Механизм – подвижное соединение двух и более деталей, каждое из которых выполняет закономерное движение. Механизм может быть: 1 энергетическим – преобразует какой-либо вид энергии в механическую работу и наоборот (электродвигатель, ДВС, генератор и т.п.); 2 передаточным – передает механическую энергию от источника к потребителю (передачи: зубчатая, червячная, ременная, цепная и т.п); 3 исполнительным – преобразует механическую энергию в полезную работу (гребной винт, лента конвейера, колесная ось автомобиля и т.п)</p> <p>Привод – соединение энергетического и передаточного механизма, служащее для создания необходимого и достаточного количества энергии для исполнительного механизма</p> <p>Машина – соединение привода с исполнительным механизмом. Машина преобразует какой либо вид энергии в полезную работу и предназначена для замены, ускорения либо усиления человеческого труда. Машины можно разделить на следующие виды: 1 Энергетические – преобразуют различные виды энергии в полезную работу. 2 Информационные – преобразуют различные виды электронной информации</p>
<p>Детали машин: надежность, срок службы, основы стандартизации и взаимозаменяемости</p>	<p>Надежность изделия - это его способность выполнять заданные функции, показатели которых будут сохранять требуемые значения в течение определенного промежутка времени.</p> <p>Календарный срок службы - промежуток времени, измеряемый в годах, в течение которого будет обеспечена надежная работа изделия.</p> <p>Рабочий срок службы - промежуток времени, измеряемый в часах, в течение которого будет обеспечена надежная работа изделия, при его безостановочной эксплуатации.</p> <p>Рабочий срок службы привода L_h определяем по уравнению</p> $L_h = 0,85 \cdot 365 \cdot L_r \cdot L_c \cdot t_c = \dots$ <p>где $L_r = \dots$ календарный срок службы (в годах) $L_c = \dots$ число рабочих смен предприятия (количество) $t_c = \dots$ продолжительность смены (часы)</p> <p>Значение рабочего срока службы L_h должно находиться в пределах от 5 до 30 тысяч часов</p>
<p>Механические передачи: классификация, кинематические и силовые характеристики</p>	<p>Как правило, угловая скорость вала исполнительного механизма должны быть значительно ниже, чем угловая скорость вала двигателя, а вращающий момент должен достаточно большим. Поэтому между ними необходимо расположить передаточный механизм, называемый механической передачей, которая будет понижать кинематическую характеристику (угловую или линейную скорость), а повышать силовую</p>

одноступенчатых и многоступенчатых передач

характеристику (вращающий момент или тяговое усилие).

Механической передачей называют механизм, состоящий из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому. Функции, выполняемые механическими передачами изменение кинематических и силовых характеристик, а также вида движения (с поступательного на вращательное наоборот)

Механические передачи классифицируются:

1 по взаимному расположению ведущего и ведомого валов в пространстве

- а) передачи между параллельными валами,
- б) между пересекающимися валами,
- в) между скрещивающимися валами;

2 по принципу осуществления передачи движения

- а) передачи трением,
- б) передачи зацеплением;

3 по способу контакта между ведущим и ведомым звеньями

- а) передачи с непосредственным касанием,
- в) передачи с гибкой связью.

В механической передаче звено, передающее энергию называют ведущим, а звено, принимающее энергию называют ведомым. Параметрам ведущего звена присваивают меньший числовой индекс (например 1), а ведомому больший (например 2).

Передаточное число u – это отношение угловой скорости вала ведущего звена ω_1 к угловой скорости вала ведомого ω_2 . Это же отношение справедливо, если заданы частоты вращения валов n_1 и n_2 . $u = \omega_1 / \omega_2 = n_1 / n_2$

Звенья механической передачи чаще всего совершают вращательное движение, поскольку при таком движении накопление энергии звеном не требует дополнительного пространства, в отличие от поступательно движущихся звеньев. Наибольшая линейная скорость точек вращающегося звена (колеса, шкива, звездочки) называется окружной v . Ее определяют по известным диаметру d и угловой скорости ω звена, по равенству $v = \omega \cdot d/2$

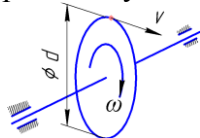


Рисунок 1 – Связь окружной и угловой скоростей

Мощность на валу определяют, если известны

- а) окружное усилие F и окружная скорость v , по равенству $P = F \cdot v$
- б) и вращающий момент T угловая скорость ω , по равенству $P = T \cdot \omega$

Окружное усилие F и вращающий момент T связаны между собой соотношением $T = F \cdot d/2$

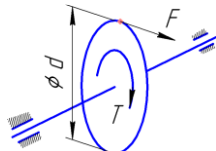


Рисунок 2 – Связь окружной силы и вращающего момента

Коэффициент полезного действия η (КПД) механической передачи, показывает какая доля мощности, подводимой к ведущему звену P_1 сохранится на ведомом звене P_2 , то есть $\eta = P_2/P_1$.

Редуктором называют механическую передачу, помещенную в корпус, и обеспеченную как контролем, так и условиями смазки, как самой передачи, так и подшипниковых узлов.

Основное назначение редуктора — передача мощности от двигателя к исполнительному механизму, а также понижение угловой скорости и соответственно повышение вращающего момента на ведомом валу, по сравнению с ведущим валом. В зависимости от вида передачи, которая используется в редукторе, различают зубчатые цилиндрические, зубчатые конические, червячные и комбинированные редукторы. Они могут быть одно- и многоступенчатые.

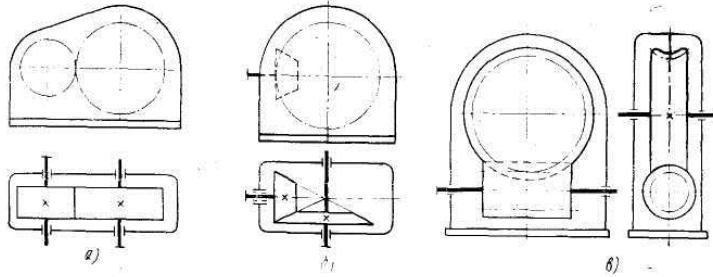


Рисунок 1 - Схемы редукторов: а — одноступенчатый с цилиндрическими колесами, б — одноступенчатый с коническими колесами, в — одноступенчатый червячный

Механические передачи: схемы сборки привода машины, кинематические и силовые характеристики валов

Механические передачи в приводах машин собирают по схемам

№1 ДВ-М-ЗП-ОП-РМ

№2 ДВ-ОП-ЗП-М-РМ

где

ДВ - Электродвигатель

М - Муфта ...

ЗП - Закрытая передача (редуктор ...

ОП - Открытая передача(...

ПК – Подшипник качения

ПК – Подшипник качения

ПС – Подшипник скольжения

РМ – рабочий механизм

Валы привода на кинематической схеме обозначены римскими цифрами: I Вал электродвигателя; II - Вал быстроходный редуктора; III - Вал тихоходный редуктора; IV - Вал рабочего механизма

В приводе все передачи (открытая и закрытая) и узлы (подшипники качения и скольжения, муфта) соединены последовательно. При последовательном соединении элементов коэффициент полезного

действия определяют по уравнению: $\eta_{\text{ОБЩ}} = \eta_{\text{ЗП}} \cdot \eta_{\text{ОП}} \cdot \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{ПК}}^2 \cdot \eta_{\text{ПС}}$,

где $\eta_{\text{ЗП}} = \dots$ - коэффициент полезного действия закрытой передачи,

$\eta_{\text{ОП}} = \dots$ - коэффициент полезного действия открытой передачи,

$\eta_{\text{М}} = \dots$ - коэффициент полезного действия муфты,

$\eta_{\text{ПК}} = \dots$ - коэффициент полезного действия подшипников качения (по кинематической схеме в редукторе две пары подшипников)

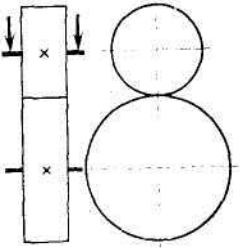
$\eta_{\text{ПС}} = \dots$ - коэффициент полезного действия подшипников скольжения (по схеме на приводном валу рабочего механизма одна пара подшипников*)

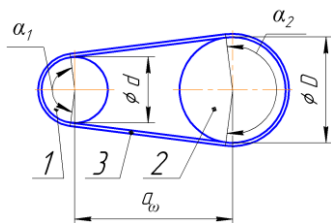
$$u_{\text{ОБЩ}} = \frac{n_{\text{НОМ}}}{n_{\text{РМ}}}$$

Общее передаточное число привода

Передаточное число закрытой передачи $u_{\text{ЗП}} = \dots$ назначаем на основании таблицы рекомендуемых передаточных чисел.

Передаточное число открытой передачи определяем по уравнению

	$u_{оп} = u_{общ} / u_{эл}$ <p>Силовые (мощность Р и вращающий моментТ) и кинематические (частота вращения n и угловая скорость ω) характеристики валов привода рассчитывают для каждого из четырех валов. Схема определения характеристик</p> <p>Ведущий вал 1 – [механизм: η, u]- ведомый вал 2 $(P_1, n_1, \omega_1, T_1)(P_2, n_2, \omega_2, T_2)$</p> <p>Мощность Р₂ на выходном (ведомом) валу (с учетом КПД подшипников η_п) $P_2 = P_1 \cdot \eta \cdot \eta_{п}$</p> <p>Частота вращения n₂ ведомого вала $n_2 = n_1 / u$</p> <p>Угловая скорость вала $\omega = \pi \cdot n / 30$</p> <p>Вращающий момент на валу $T = P / \omega$</p>
<p>Фрикционные передачи: конструкция, достоинства и недостатки, основы расчета</p>	<p>Фрикционная передача, так же как и ременная, основана на использовании сил трения. Простейшая фрикционная передача — цилиндрическая — состоит из двух гладких дисков (катков), прижатых один к другому. В зоне контакта дисков возникают силы трения. При вращении ведущего диска сила трения, касательно приложенная к ведомому диску, будет вращать последний. Поскольку работоспособность фрикционной передачи зависит от силы трения, то при изготовлении таких передач подбираются соответствующие материалы дисков, дающие в паре высокий коэффициент трения. Для создания необходимого давления между катками применяют специальные нажимные устройства. К достоинствам такой передачи можно отнести относительную простоту конструкции, а к основным недостаткам — большой износ рабочих поверхностей и возможность проскальзывания катков.</p> <p>Кроме фрикционной передачи с внешним касанием существует передача с внутренним касанием. Цилиндрические фрикционные передачи в основном применяют в приборах и малонагруженных машинах (электропроигрыватели, швейные машины и др.). На кинематических схемах фрикционная цилиндрическая передача с внешним касанием обозначается, как показано на рис. 1 (стрелки указывают на направление силы нажатия).</p>  <p>Рисунок 1 - Схема фрикционной цилиндрической передачи с внешним зацеплением</p> <p>Передаточное число фрикционной передачи подсчитывается так же, как и ременной, т. е. берется отношение диаметров ведомого и ведущего дисков (катков).</p>
<p>Ременные передачи: конструкция, достоинства и недостатки, основы расчета</p>	<p>Назначение ременной передачи – передача вращения от ведущего шкива ведомому посредством натянутого между ними ремня. Направления вращения шкива 1 и 2 – совпадают. Натяжение ремня обеспечивает его сцепление со шкивом.</p> <p>конструкция ременной передачи показана на рис.1</p>



1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 - ремень

Рисунок 1 - конструкция ременной передачи

Передаточное число ременной передачи подсчитывается как отношение

$$u_{1-2} = \frac{D}{d}$$

диаметров ведомого и ведущего шкивов

На надежную работу передачи особое влияние оказывает угол обхвата ремнем малого шкива α_1 . Практикой установлено, что ременная передача будет работать надежно, если угол обхвата α_1 будет не меньше 120° . Это требование выполняется, если соблюдаются такие условия: $1/3 < u_{1-2} < 3$ и межосевое расстояние не меньше удвоенной суммы диаметров шкивов $a_w \leq 2 \cdot (d + D)$.

Сцепление ремня со шкивами – за счет сил трения, но в работе ременной передачи, вследствие растяжения ремня, присутствует упругое скольжение ремня на шкиву (это нормальное явление)

Ременные передачи преимущественно используют в быстроходных ступенях по причине слабой уязвимости к высоким скоростям ремня.

В зависимости от формы поперечного сечения ремня и относительной величины силы трения со шкивом, ременные передачи классифицируют на: а) плоскоремные; б) клиноремные; в) поликлиновые; г) зубчато-ремные д) круглоремные.

Из ременных передач наибольшее значение КПД ($\eta = 0,98 \dots 0,99$) может принимать поликлиновая передача.

Дополнительно устанавливают на ведомой ветви ремня натяжной ролик, обеспечивая тем самым необходимое натяжение ремня.

Для обеспечения центрирования плоского ремня поверхность шкива делают выпуклой.

Ремень – это корд-ткань в теле резины, покрытой прорезиненной тканью

Корд-ткань в ремне обеспечивает его прочность

Прорезиненная ткань в ремне обеспечивает лучшее сцепление ремня со шкивом

Достоинства

1 бесшумность работы

2 Способность пробуксовки ремня в случае перегрузки передачи

3 Простота монтажа

4 Передача вращательного движения на большие расстояния (до 8 м)

Недостатки

1 Малая долговечность ремня (рабочий срок службы до 8000 ч, число перегибов за секунду – не более 15)

2 накопления статического электричества на поверхности шкива

3 создание дополнительного усилия на валу вследствие силы натяжения ремня

Вследствие растягивания ремня, скорость его набегающей ветви меньше чем сбегавшей. Относительную потерю скорости определяет

$$\varepsilon = \frac{v_{СБ} - v_{НАБ}}{v_{СБ}}$$

коэффициент проскальзывания ε

Передаточное число ременной передачи $u = D_2 / (D_1 \cdot (1 - \varepsilon))$

Долговечность (сопротивляемость усталостному разрушению или

	<p>расслаиванию) ремня зависит от числа пробегов ремня в секунду $[U]=v/l \leq 30 \text{ с}^{-1}$ (Гц).</p> <p>Где v- скорость ремня (м/с), l-длина ремня (м). Долговечность ремня при данном условии составляет 5000-8000 часов непрерывной работы.</p> <p>При движении ремня под нагрузкой его натяжение на ведущей ветви увеличивается на $F_t/2$, а натяжение ведомой ветви уменьшается на $F_t/2$, где F_t – окружное (полезное) усилие, $F_t=T \cdot 2/D$</p> <p>Сила давления F_n на валы шкивов временной передачи определяется в зависимости от предварительного натяжения ремня F_0, $F_n=2F_0 \cdot \sin(\alpha/2)$, где α – угол обхвата шкива ремнем</p> <p>Если упругое скольжение отсутствует это означает, передача работает в холостую (без нагрузки F_t)</p> <p>Если повышать усилие F_t то участок упругого скольжения доходит до всего участка обхвата и происходит частичное буксование, при этом КПД η стремительно понижается, коэффициент ϵ стремительно повышается. При дальнейшем повышении F_t происходит полное буксования ремня на шкиву.</p>
<p>Зубчатые передачи: классификация, конструкция, достоинства и недостатки, способы изготовления и разновидности разрушений зубьев шестерен, геометрические размеры и основы расчета</p>	<p>Зубчатая передача – это кинематическая пара (высшая), звенья которой зубчатые колеса.</p> <p>В зависимости от наклона зубьев передача может быть прямозубая и косозубая. В зависимости от расположения осей колес передача может быть с перекрещивающимися, параллельными или со скрещивающимися валами. В зависимости от наличия корпуса передача может быть открытая и закрытая (редуктор)</p> <p>Движение в зубчатых передачах передается за счет зацепления зубьев, практически без скольжения, что определяет высокий КПД (0,96...0,97)</p> <p>Как ведущим, так и ведомым звеном зубчатой передачи является колесо, на котором на равном расстоянии друг от друга расположены зубья. Зуб ведущего колеса входит во впадину ведомого колеса и, таким образом, путем контакта боковых поверхностей зубьев происходит передача окружного усилия F от ведущего колеса ведомому.</p> <p>Достоинства</p> <ol style="list-style-type: none"> 1 Постоянство передаточного числа 2 Компактность при передаче больших мощностей 3 Простота монтажа и настройки <p>Недостатки</p> <ol style="list-style-type: none"> 1 Необходимость наличия смазочного материала в зацеплении зубьев 2 Необходимость замены как ведущего, так и ведомого колес при выходе из строя какого-либо одного из них 3 Шум при больших окружных скоростях <p>4 Дороговизна изготовления стальных колес (оборудование, термическая обработка, контролирующий инструмент)</p> <p>Способы изготовления зубчатых колес</p> <ol style="list-style-type: none"> 1 метод копирования (дисковая модульная фреза, пальцевая модульная фреза) 2 метод обкатки (речный долбяк, фреза) <p>Отделочная операция зубчатых колес</p> <ol style="list-style-type: none"> а) шлифование б) притирка в) шевингование (инструмент - шевер (зубчатое колесо с узкими канавками на рабочей поверхности зубьев)) <p>Зубчатые колеса, изготовленные из углеродистой стали марки 40, 45, 40X подвергаю термической обработке - улучшению (закалка + высокий отпуск)</p>

В процессе закалки изделия охлаждают в масле. В процессе отпуска изделия охлаждают на открытом воздухе.

Разновидности разрушения зубьев

- 1) выкрашивание рабочей поверхности зуба (вызвано наличием смазочного материала во впадинах шероховатости рабочей поверхности зубьев)
- 2) абразивный износ (вызвано наличием твердых частиц (пыли) в месте контакта зубьев)
- 3) заедание рабочей поверхности зуба (приваривание или «смазывание» рабочих поверхностей зубьев друг к другу, вызванное частыми перегрузками зубчатой передачи)
- 4) поломка зуба (вызвано усталостью, а также неточностью формы зубьев при изготовлении)

Наиболее опасным видом разрушения с точки зрения безопасности эксплуатации является поломка зуба.

Стандартизированным параметром зубчатых колес является модуль m зубьев. У зубчатых колес находящихся в зацеплении должны быть одинаковыми модули.

Модуль прямозубой передачи равен $m=d/z$

Модуль m зубьев также показывает отношение шагу зубьев p_k числу π

Косозубые колеса войдут ли в зацепление тогда, когда у одного из колес направление зубьев правое, а у другого левое

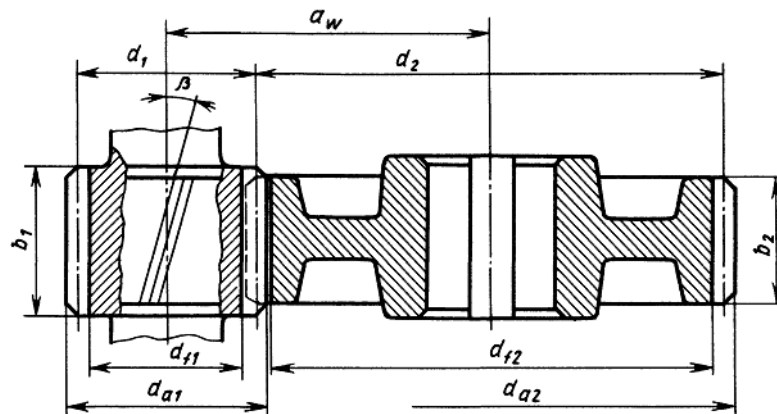
Модуль зубьев определяет высота головки $h_a = 1 \cdot m$ и ножки $h_f = 1,25 \cdot m$ зуба. $h = 2,25m$ полная высота зуба

Передаточное число зубчатой передачи определяют формуле

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Диаметры колеса обозначают буквами d_a - выступов, d_f - впадин, d - делительный

Межосевое расстояние $a_w = d_1/2 + d_2/2$



Для цилиндрического зубчатого колеса можно легко определить основные размеры:

диаметр делительной окружности $d = mz$,

диаметр окружности вершин $d_a = d + 2 h_a = m(z + 2)$,

диаметр окружности впадин $d_f = d - 2 h_f = m(z - 2,5)$.

Расстояние между центрами колес (межосевое расстояние)

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}.$$

Расстояние от делительной окружности до вершины зуба называется головкой зуба h_a (см. рис. 1), а от делительной окружности до основания зуба — ножкой зуба h_f . При изготовлении колес стандартным зуборезным инструментом высота головки зуба получается равной m , а

высота ножки 1,25 m . Таким образом, полная высота зуба $h=2,25m$

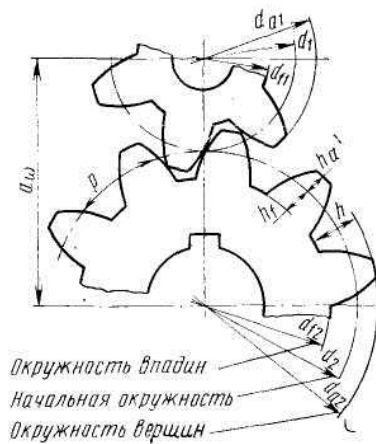


Рисунок 1 - Элементы зубчатого зацепления

На модуль зубьев m влияет допустимое напряжение изгиба $[\sigma]_F$, а на межосевое расстояние a_{ω} влияет допустимое контактное напряжение $[\sigma]_H$. Допустимое напряжение изгиба $[\sigma]_F$ и контактное напряжение $[\sigma]_H$ определяются в зависимости от твердости и термообработки материала колес. Шкалу твердости по Роквеллу обозначают буквами HRC, а по Бринелля буквами HB.

Коэффициент перевода значение твердости из шкалы HRC в шкалу HB таковы $1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}$

Червячные передачи: достоинства и недостатки, кинематические и геометрические характеристики

Червячная передача – это кинематическая пара (высшая), звеньями которой являются червяк (винт) и косозубое колесо. Назначение червячной передачи - передача вращательного движения между скрещивающимися валами.

В зависимости от формы червяка передача может быть цилиндрическим или глобоидным червяком. В зависимости от расположения оси червяка передача может быть верхним. Нижним или боковым расположением червяка. В зависимости от наличия корпуса передача может быть открытая и закрытая (редуктор). В зависимости от числа витков червяка – одно-, двух- и четырехзаходный червяк (выбирают в зависимости от передаточного числа червячной передачи)

Движение в зубчатых передачах передается за счет скольжения витков червяка по зубьям колеса, вследствие чего значительны потери мощности на трение скольжение, что определяет не высокий КПД (0,70...0,85)

Достоинство червячной передачи - большая величина передаточного числа и возможность самоторможения передачи

Недостаток червячной передачи - низкий КПД

Стандартизированным параметром червяков является модуль m зубьев и коэффициент диаметра q .

Передаточное число червячной передачи определяют по формуле
$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Зубья венца червячного колеса при нарезании корригируют, для того чтобы значение a_{ω} оставалось равным стандартному числу

Коэффициент смещения зуборезного инструмента определяют по

$$x = \frac{a_{\omega}}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2)$$

уравнению:

Основные геометрические размеры передачи, мм:

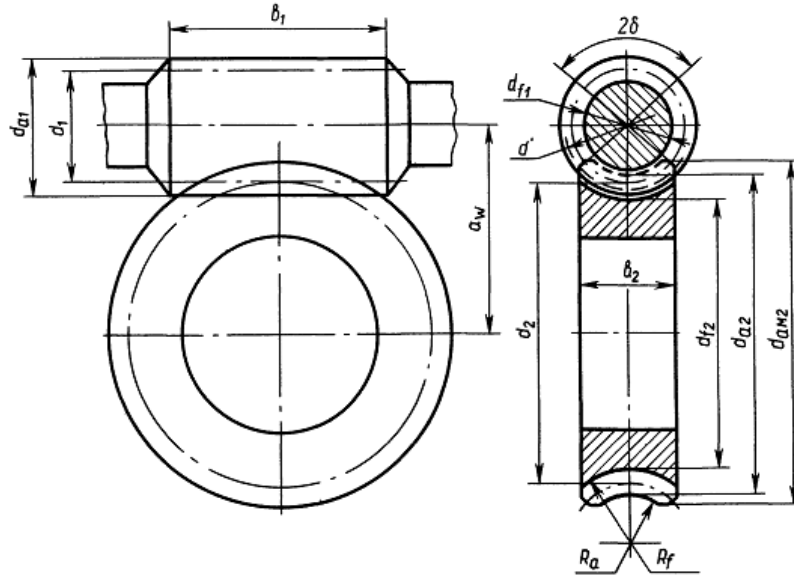
а) основные размеры червяка

делительный диаметр $d_{a1} = z_1 \cdot m$

начальный диаметр $d_{\omega 1} = m \cdot (q + 2 \cdot x)$

диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m$

диаметр впадин витков $d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m$
 длина нарезаемой части червяка $b_1 = (10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) \cdot m$;
 б) Основные размеры венца червячного колеса:
 делительный диаметр $d_{a2} = d_{\omega 2} = z_2 \cdot m$
 диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x)$
 диаметр впадин зубьев $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x)$
 наибольший диаметр колеса $d_{aM2} \leq d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2)$
 ширина венца: при $z_1 = 1$ или 2 , $b_2 = 0,355 \cdot a_{\omega}$; при $z_1 = 4$, $b_2 = 0,315 \cdot a_{\omega}$;
 радиусы закруглений зубьев: вершин $R_a = 0,5 \cdot d_1 \cdot m$; впадин $R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m$
 условный угол обхвата червяка венцом колеса 2δ : $\sin \delta = b_2 / (d_{a1} - 0,5 \cdot m)$



На межосевое расстояние a_{ω} влияет допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$ материала зуба червячного колеса

Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_F$ и контактное напряжение $[\sigma]_H$ материала червяка определяются в зависимости от твердости и термообработки. Группа материала, допускаемое напряжение изгиба $[\sigma]_F$ и контактное напряжение $[\sigma]_H$ материала червячного колеса определяются в зависимости от величины скорости скольжения v_s витков червяка по зубьям колеса.

Материал, применяемый для изготовления червяка углеродистая сталь марки 40, 45, 40X

Термическая обработка, которой подвергаются червяки, изготовленные из углеродистой стали марки 40, 45, 40X - улучшение + закалка токами высокой частоты

Материал для изготовления венца червячного колеса – бронза, латунь, серый чугун.

Дополнительной термообработке бронзовые венцы червячных колес не подвергают, а на значение характеристик влияет выбор способа получения заготовки венца (в кокиль, в землю, центробежный).

Разновидности разрушения зубьев те же, что и в зубчатых передачах.

Наиболее распространенным видом разрушения зуба червячного колеса является износ зуба.

Цепные передачи: конструкция, достоинства и недостатки, основы расчета

Цепная передача – это механизм, состоящий из ведущей звездочки, цепи и ведомой звездочки. Сцепление цепи со звездочками – за счет сил усилия зуба звездочки на шарнир цепи (зацепления)

Цепные передачи преимущественно используют в тихоходных ступенях по причине высокой уязвимости цепи к высоким скоростям. А также большей нагрузочной способности цепи, в сравнении с ремнем.

В зависимости от конструкции цепи, цепные передачи классифицируют

на: а) грузовые; б) транспортные; в) приводные (втулочные или втулочно-роликовые, зубчатые).

Цепь – это сдвоенный ряд пластин, соединенных шарнирно с помощью оси и втулки). Количество рядов может быть два и более. Шарнирное соединение между звеньями образуют ось (в наружных рядах пластин) и втулка (во внутренних рядах).

В малоответственных передачах применяют втулочные цепи. Наибольшее распространение имеют втулочно-роликовые приводные цепи. Наиболее дорогостоящими из приводных являются зубчатые цепи.

При величине вытяжки длины цепи в длину двух шагов у нее удаляют соответственно два звена

Значение КПД цепной передачи $\eta=0,95\dots0,97$.

Дополнительно устанавливают на ведомой ветви оттяжную звездочку, обеспечивая тем самым необходимое отдаление цепи от ведущей ветви и исключение подхватывания (захлестывания) цепи звездочкой.

При проектном расчете цепной передачи шаг цепи t определяют из условия износостойкости шарниров цепи по величине давления в шарнире $p_H \leq [p_H]$.

$$t = 28 \cdot \sqrt[3]{\frac{T \cdot K_3}{z_1 \cdot [p]}}$$

Долговечность цепи при таком условии (нормальное условие эксплуатации) составляет от 8 до 10 тыс. часов

Значение шага t , полученного при проектном расчете следует округлять в большую сторону до ближайшего стандартного числа (15,875 мм, 19,05 мм, 25,4 мм, 31,5 мм)

Передаточное число ременной передачи $u=D_2/D_1=z_2/z_1$

Где D_1 и D_2 – делительные диаметры ведущей и ведомой звездочек

Проверку прочности цепи ведут по условию $S \geq [S]$, где S – фактический коэффициент запаса прочности,

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_3 + F_0 + F_v}$$

где F_t – окружное усилие в передаче, (в Н) $F_t = \frac{P}{v}$

F_0 – усилие от провисания ведомой ветви (в Н) $F_0 = k_f \cdot q \cdot a \cdot g \cdot 10^{-3}$

Коэффициент k_f учитывает расположение цепи: $k_f = 6$ – горизонтальная передача, $k_f = 3$ – передача под наклоном к горизонту более 30° , $k_f = 1$ – вертикальная передача

q – масса 1-го метра цепи: $q = 1,00$ кг/м для $t = 15,875$ мм, $q = 1,90$ кг/м для $t = 19,05$ мм, $q = 2,60$ кг/м для $t = 25,4$ мм, $q = 3,80$ кг/м для $t = 31,5$ мм,

F_p – разрушающая нагрузка для цепи, (в Н) : $F_p = 23000$ Н для $t = 15,875$

мм, $F_p = 31800$ Н для $t = 19,05$ мм, $F_p = 60000$ Н для $t = 25,4$ мм, $F_p = 89000$ кг/м для $t = 31,5$ мм,

F_v – натяжение цепи от центробежных сил, (в Н) : $F_v = q \cdot v^2$

$[S]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности : $[S]=7,2$ при $n_1=50$ об/мин; $[S]=8$ при $n_1=200$ об/мин, $[S]=8,9$ при $n_1=400$ об/мин; $[S]=9,7$ МПа при $n_1=600$ об/мин; $[S]=10,8$ при $n_1=800$ об/мин.

На выбор допускаемого давления в шарнире цепи $[p]$ в наибольшей

степени влияет частота вращения меньшей звездочки ($[p]=35$ МПа при n_1

$n_I = 50$ об/мин; $[p] = 30$ МПа при $n_I = 200$ об/мин, $[p] = 26$ МПа при $n_I = 400$ об/мин; $[p] = 23,5$ МПа при $n_I = 600$ об/мин; $[p] = 21$ МПа при $n_I = 800$ об/мин). Поэтому, применение натяжных устройств (отжимной звездочки, нажимного ролика) не будет способствовать уменьшению давления в шарнире цепи.

На минимальное число зубьев ведущей звездочки z_1 влияет передаточное число цепной передачи $z_1 = 29 - 2 \cdot u$

Равномерному изнашиванию цепи способствует четное число зубьев цепи L и нечетное зубьев звездочек z_1 и z_2

При смене способа смазывания с непрерывного на периодический снижается КПД, следовательно нагрузку F_t на цепь нужно понизить.

Число зубьев ведомой звездочки z_2 (для приводной роликовой цепи) принимают не больше 120 по причине вероятности соскакивания цепи со звездочки, когда цепь удлинена на величину менее двух шагов.

Валы и оси: конструкция, основы расчета

Участки вращающихся осей и валов, служащие в качестве опор называют цапфами. Цапфы, расположенные в средней части вала или оси называют шейками, а у края вала – шипами (рисунок 1)

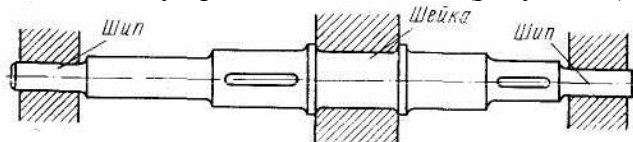


Рисунок 1 - Цапфы на участках вала или оси

Неподвижной опорой для цапф служит подшипник. В зависимости от характера трения между цапфой и неподвижной опорой различают подшипники скольжения и качения.

Валы изготавливают ступенчатыми, где каждая ступень – это участок, на который устанавливают детали: колеса, подшипники, шкивы. Тихоходный вал редуктора – пятиступенчатый (на нем расположено ведомое колесо). Быстроходный вал редуктора – четырехступенчатый, так как его изготавливают заодно с ведущим звеном (шестерней или червяком), поэтому такой вал называют вал-шестерня или вал-червяк и пятой ступени у него нет. Функциональное назначение ступеней и расположение деталей на валу показано на рис. 2.1 и рис. 2.2

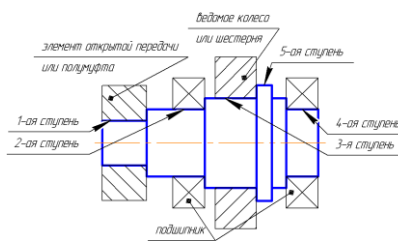


Рисунок 2.1

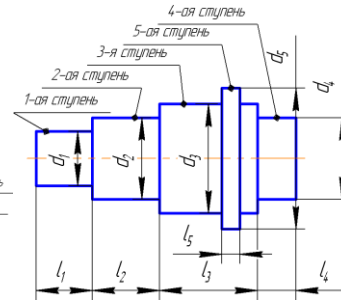


Рисунок 2.2

Формулы для определения диаметров и длин ступеней вала

$$d_1^B = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}} = \dots$$

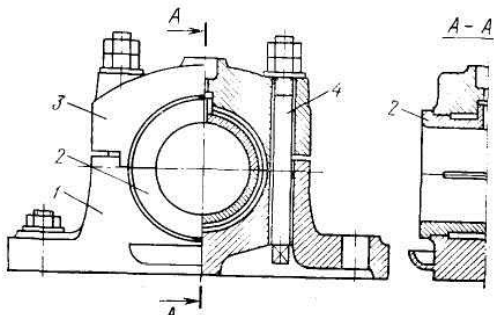
Первая ступень: диаметр d_1^B мм, длина $l_1^B = 1,5 \cdot d_1^B = \dots$ мм

Вторая ступень $d_2^B = 1,2 \cdot d_1^B = \dots$ мм (d_2^B округляют до числа, кратного пяти), Длина $l_2^B = 1,5 \cdot d_2^B = \dots$ мм

Третья ступень Диаметр $d_3^B = 1,2 \cdot d_2^B = \dots$ мм

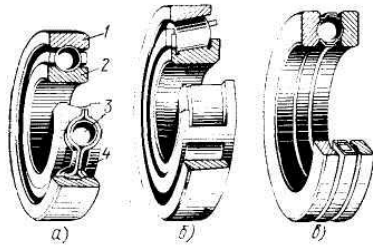
Длина $l_3^B = 10$ мм (взять конструктивно)

Четвертая ступень $d_4^B = d_2^B = \dots$ мм

	$l_4^5 = B = \dots$ мм (где B - ширина подшипника)
Муфты: конструкция, достоинства и недостатки, основы расчета	<p>Муфты предназначены для соединения концов двух валов, расположенных соосно, а также передачи вращательного движения. Основной характеристикой муфт является передаваемый вращающий момент T. Муфты являются стандартными изделиями и подбираются по расчетному вращающему моменту $T_{расч} = K \cdot T$, где K – коэффициент режима работы муфты (от 1,15 до 4).</p> <p>Классификация механических муфт по характеру работы и типу:</p> <ol style="list-style-type: none"> 1 Постоянная – Глухие, Компенсирующие, Упругая (Например, упругая втулочно-пальцевая), Жесткая (Например, крестово-шарнирная муфта); 2 Сцепная - Кулачковая муфта, Фрикционная муфта 3 Самоуправляемая - Центробежная, Предохранительная
Подшипники скольжения: конструкция, достоинства и недостатки, основы расчета	<p>Подшипники скольжения. Простейшая опора скольжения для цапфы вала выполняется в виде втулки, запрессованной в корпус. Втулка выполнена из специального антифрикционного материала (например, бронзы, баббита, латунь, чугун, пластик). Опорой также может служить непосредственной отверстие корпуса. Подшипники скольжения рекомендуется применять в том случае, когда частота вращения вала более 3000 об/мин.</p> <p>Удобство монтажа и демонтажа, а также относительная простота конструкции являются достоинствами подшипников скольжения. Однако у них есть и существенные недостатки, в первую очередь— большие потери мощности на преодоление сил трения скольжения</p> <p>Смазочные канавки должны располагаться выше нагрузочной зоны</p> <p>Также применимы смазки разной консистенции - жидкие (частота вала $n > 3000$), пластичные ($n \leq 3000$ условия периодической подачи), твердые ($n < 2000$)</p> <p>Наиболее часто, особенно при больших нагрузках, применяют подшипник с разрезной втулкой (разъемными вкладышами) (рис. 6). Он состоит из корпуса 1, разъемного вкладыша 2, крышки 3 и болтов 4. Отверстие в крышке служит для установки масленки, из которой масло поступает на трущиеся поверхности. Такой подшипник удобно устанавливать на любом участке вала, в то время как неразъемный подшипник можно установить лишь на концевой опоре — шипе. В разъемном подшипнике можно регулировать зазор между валом и вкладышем путем поджатия болтами 4 крышки с верхней половиной вкладыша.</p>  <p>Наиболее часты видом разрушения вкладыша подшипника скольжения является износ и заедание</p> <p>Для того, чтобы подшипник скольжения работал с наименьшими затратами энергии на трение, необходимо обеспечить жидкостное трение, для чего необходимо обеспечить допустимый зазор и консистенцию смазки. При запуске подшипника скольжения масляный клин переходит в масляное кольцо</p>
Подшипники качения: качения:	Широкое применение подшипников качения объясняется малым сопротивлением при трении качения. Подшипник качения (рисунок,

конструкция, достоинства и недостатки, классификация

a - в) состоит из внутреннего 2 и наружного 1 колец, тел качения 3 (в данном случае шарики) и сепаратора 4. Внутреннее кольцо обычно жестко насаживается на вал, а наружное закрепляется в корпусе. Между вращающимися и неподвижными кольцами расположены тела качения, удерживаемые на постоянном расстоянии друг от друга сепаратором (слово «сепаратор» означает – разделитель).



a — шариковый радиальный однорядный, *б* — роликовый конический радиально-упорный, *в* — шариковый упорный одинарный; 1 — наружное кольцо, 2 — внутреннее кольцо, 3 — шарик, 4 — сепаратор

Рисунок 1 - Подшипники качения

Классификация подшипников качения

1) В зависимости от формы тел качения подшипники делятся на шариковые и роликовые, а в зависимости от числа рядов тел качения — на одно-, двух- и многорядные.

2) По характеру нагрузок, для восприятия которых предназначены подшипники, их разделяют на радиальные, осевые (упорные) и радиально-упорные. Радиальные подшипники предназначены для противодействия таким внешним силам, которые направлены перпендикулярно продольной оси подшипника (вала), т. е. по линии, совпадающей с одним из радиусов этих деталей. Осевые подшипники удерживают вал от осевых перемещений, т. е. перемещений в направлении продольной оси подшипника (вала). И, наконец, радиально-упорные подшипники одновременно противодействуют как радиальным, так и осевым перемещениям валов. Все подшипники стандартизованы.

3) В зависимости от соотношения радиальных и осевых размеров их разделяют на серии: легкую, среднюю, тяжелую. При одинаковом внутреннем диаметре подшипники легкой серии имеют меньшую ширину и наружный диаметр, чем подшипники средней серии.

Твердость тел и колец подшипника качения должна соответствовать значениям HRC 61...63.

Наиболее распространенным видом разрушения подшипников качения является усталостное выкрашивание дорожек и тел качения

Подшипник на вал монтируют ударами по внутреннему с использованием промежуточного кольца

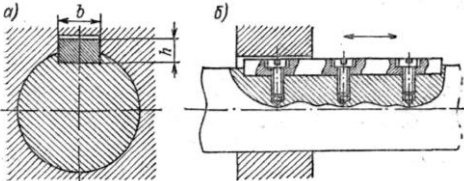
Демонтаж подшипников качения с вала осуществляют с помощью предварительного нагрева подшипника или посредством трехлапчатого винта

Монтаж радиально-упорных подшипников качения по способу «враспор» и «врастяжку» означает, что осевые силы, возникающие от самих подшипников качения, скомпенсированы. При этом, если «враспор» - участок вала между подшипниками сжат, а «врастяжку» - участок вала растянут;

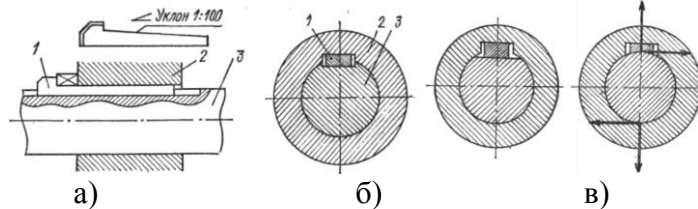
Упорный подшипник качения предназначен для восприятия только осевой нагрузки.

Подшипники

Номер подшипника качения наносят на торец одного из колец. Номер

<p>качения: маркировка, основы проектного и проверочного расчетов</p>	<p>может содержать от трех (***) до семи цифр (*****). Нули, стоящие в номере (справа налево) опускают. Седьмая и шестая цифры не рассматриваются в учебном процессе, следовательно их в номере не ставят.</p> <p>Порядок определения цифр в номере подшипника качения</p> <ul style="list-style-type: none"> - первая и вторая - внутренний диаметр подшипника (результат) деления диаметра на 5) - третья - серия подшипника по ширине - четвертая - тип подшипника - пятая - конструктивная особенность подшипника <p>Пример расшифровки номеров 217, 7310, 36208 и 46315</p> <p><u>217</u> 17 – внутренний диаметр подшипника $17 \times 5 = 85$ мм 2 – подшипник легкой серии (по диаметру) 0 – тип подшипника – шариковый радиальный</p> <p><u>7310</u> 12 – внутренний диаметр подшипника $12 \times 5 = 60$ мм 3 – подшипник средней серии (по диаметру) 7 – тип подшипника – роликовый радиально-упорный</p> <p>Долговечность подшипника качения определяется: 1) динамической грузоподъемностью, т. е. по способностью в течение 1 млн. оборотов выдерживать без разрушения заданную нагрузку при частоте вращения вала более 1 об/мин; 2) статической грузоподъемностью – способностью в течение 1 млн. оборотов выдерживать заданную нагрузку при частоте вращения менее 1 об/мин.</p> <p>Пригодность подшипника качения устанавливают по условию рабочая грузоподъемность должна быть меньше динамической грузоподъемности, т.е. $C_{\text{раб}} \leq C_R$ или расчетная долговечность должна быть больше допустимой $L \geq [L] = 10000 \dots 12000$ часов.</p> <p>Связь между долговечностью L, эквивалентной нагрузкой на подшипник $R_{\text{э}}$ и динамической грузоподъемностью C_r определяется так $L = (C_r / R_{\text{э}})^{\alpha}$</p> <p>Эквивалентную нагрузку на подшипник качения вычисляют по формуле: $R_{\text{э}} = (X \cdot R_r + R_a \cdot Y) \cdot K_B$</p>
<p>Разъемные соединения деталей машин: резьбовые, шпоночные, с зазором, с натягом, переходные</p>	<p>К разъемным соединениям относят соединение муфтами, резьбовое (болтовое), шлицевое; шпоночное</p> <p>В болтовом соединении должны присутствовать: болт, шайба, гайка</p> <p>В шпоночном соединении должны участвовать: вал, шпонка, ступица колеса</p> <p>Шпоночное соединение будет образовано, если в соединение вала со ступицей какой-либо детали поместить стержень призматической формы – шпонку. Таким образом создается условие жесткого соединения вала со ступицей. Шпоночное соединение обеспечивает передачу вращающего момента от вала к ступице детали через промежуточную деталь - шпонку.</p> <p>В зависимости от формы и назначения шпонки бывают:</p> <p>1 Призматические (для неподвижных соединений рис.1, а) и направляющие (для подвижных соединений рис.1, б)</p> <div style="text-align: center;">  </div> <p>а) поперечное сечение шпоночного соединения; б) конструкция подвижного шпоночного соединения</p> <p style="text-align: center;">Рисунок 1</p>

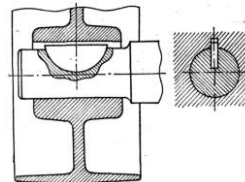
2 Клиновые (призматическая шпонка с уклоном одной грани 1:100)



а) конструкция шпоночного соединения клиновой шпонкой; б) клиновая шпонка, расположена в пазу вала; в) клиновая шпонка, расположена на лыске вала г) фрикционная клиновая шпонка (паз на валу отсутствует)
1 – клиновая шпонка; 2 – ступица детали; 3 вал

Рисунок 2

3 Сегментные



а) конструкция шпоночного соединения с сегментной шпонкой; б) поперечное сечение шпоночного соединения с сегментной шпонкой

Рисунок 3

В отверстиях ступицы выполняют паз призматической формы, а на валу, в зависимости от формы шпонки выполняют:

а) паз призматической формы – для призматической или клиновой (врезной) шпонки (рис.2, б)

б) паз сегментной формы – для сегментной шпонки

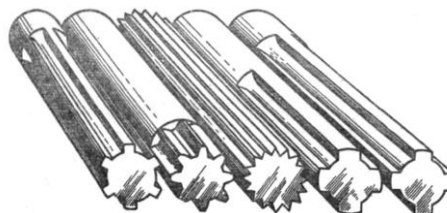
в) лыску – для клиновой шпонки (рис. 3, в)

г) паз не выполняют – для фрикционной клиновой шпонки (рис.2, г)

Размеры призматической шпонки $b \times h$ определяют по ранее рассчитанному диаметру d вала в таблицах ГОСТа. Длину l шпонки обычно принимают равной $1,5 d$, а затем производят проверочный расчет шпонки на срез и смятие.

Соединение в котором отсутствует шпонка, но на валу выполнены выступы определенной формы называется шлицевым (рис. 4). В отверстиях ступицы выполнены пазы соответствующей формы.

Шлицевые соединения обеспечивают более высокую точность соединения и нагрузочную способность. Центрирование ступицы на шлицевом валу может осуществляться по диаметру выступов, впадин или по боковым поверхностям шлицев.



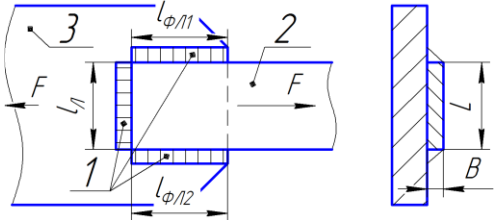
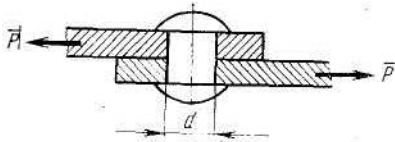
а), г), д) – равнобоочные шлицы; б) – эвольвентные шлицы; в) – треугольные шлицы

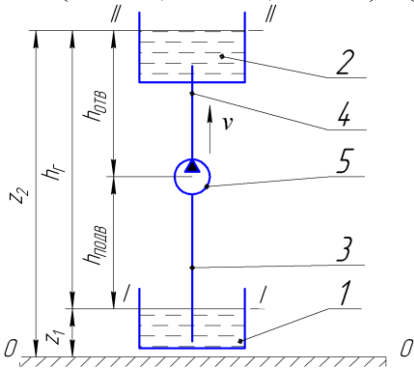
Рисунок 4

Отличие шлица от шпонки в том, что шлиц выполнен заодно с валом и шлицов на валу может быть четыре и более.

Неразъемные соединения

Соединения деталей машин бывают разъемные и неразъемные. К неразъемным видам соединений относят сварочные, заклепочные,

<p>деталей машин: заклепочные, сварные, паянные и клееные</p>	<p>клеевые Разновидности сварочных соединений - внахлест, тавровое, угловое, стыковое Для заклепочных соединений обязательно необходимо сквозное отверстие в соединяемых деталях Сварочные соединения деталей рассчитывают только на срез. Наиболее уязвимой линией поперечного сечения сварочного шва, образующей плоскость среза является высота прямоугольного треугольника поперечного сечения шва. Условие прочности детали на срез записывают для касательного напряжения $\tau \leq [\tau]$, а условие прочности на смятие записывают для нормального напряжения $\sigma \leq [\sigma]$. Где $[\tau]$ и $[\sigma]$ это допустимые касательные и нормальные напряжения или такие значения напряжений, при которых обеспечивается упругая деформация бруса. Установлена приблизительная связь между данными величинами $[\tau] = 0,6 \cdot [\sigma]$.</p>  <p>Рисунок 2 - Схема сварочного соединения листов внахлест Заклепочные и шпоночные соединения рассчитывают как на срез, так и на смятие.</p>  <p>Рисунок 2 - Схема соединения листов заклепкой</p>
<p>Гидростатика: гидростатическое давление, закон Паскаля и Архимеда, условия равновесия плавающих тел</p>	<p>Гидростатика – раздел механики, в котором изучают закономерности равновесного состояния жидкости Гидростатическим давлением называют силу тяжести столба жидкости высотой, несенную к единице площади Уравнение гидростатического давления $p = \rho \cdot g \cdot h$, единицы измерения величин p - давление (Па), ρ - плотность жидкости (кг/м³), g - ускорение свободного падения (м/с²), h - высота столба жидкости (м) Полное (абсолютное) гидростатическое давление в данной точке жидкости равно алгебраической сумме давлений окружающей среды и столба жидкости $p_{\text{абс}} = p_0 + p$ Устройство, показывающее превышение давления (гидростатическое давление) в данной точке жидкости над давлением окружающей среды, называют манометром. Формулировка закона Архимеда - на тело, погруженное в жидкость, действует выталкивающая сила, равная весу жидкости, вытесненной данным телом $F_A = \rho g V$ Формулировка закона Паскаля - давление столба жидкости одинаково по всем пространственным направлениям</p>
<p>Гидродинамика: неразрывность потока и режимы течения жидкости,</p>	<p>Гидродинамика – раздел механики, в котором изучают закономерности движущейся жидкости. Уравнение неразрывности потока жидкости записывают так $Q_1 = Q_2 = v_1 \cdot S_1 = v_2 \cdot S_2$ Режим движения жидкости определяют в зависимости от числа Рейнольдса</p>

	<p>Re, по формуле:</p> $Re = \frac{v \cdot d}{\nu}$ <p>где v – скорость потока жидкости в трубопроводе, м/с; d – диаметр трубопровода, м; ν – кинематическая вязкость жидкости, м²/с.</p> <p>Режим движения жидкости: ламинарный, если $Re \leq 2300$; переходной, если $2300 \leq Re \leq 4000$; турбулентный, если $Re \geq 4000$</p> <p>Полезную мощность насоса определяют по уравнению $N = Q \cdot \rho \cdot g \cdot h$ Где Q – подача (расход м³/с, ρ – плотность жидкости, $g = 9,81$ м/с², h – высота подъема жидкости, м.</p>
<p>Гидродинамика: уравнения Бернулли и их применение в задачах</p>	<p>Уравнение Бернулли для струйки идеальной жидкости $Z_1 + P_1 / (\rho \cdot g) + v_1^2 / 2g = Z_2 + P_2 / (\rho \cdot g) + v_2^2 / 2g$ где Z_1, Z_2 – геометрическая высота уровней «I-I» и «II-II» относительно нулевой линии «0-0» P_1, P_2 – давление внешней среды над уровнями «I-I» и «II-II»; v_2 и v_1 – скорости жидкости на уровнях «I-I» и «II-II»; ρ – плотность жидкости; для воды $\rho = 1000$ кг/м³; g – ускорение свободно падающего тела, $g = 9,81$ м/с².</p> <p>Уравнение Бернулли для потока реальной жидкости $Z_1 + P_1 / (\rho \cdot g) + v_1^2 / 2g = Z_2 + P_2 / (\rho \cdot g) + v_2^2 / 2g \cdot (\xi_{\text{пут}} + \sum \xi_{\text{мест}})$ Где $\xi_{\text{пут}}$ – коэффициент путевых потерь, зависящий от длины, диаметра и шероховатости внутренней поверхности трубопровода $\sum \xi_{\text{мест}}$ – сумма коэффициентов местных потерь (клапаны, колена, сужения и расширения)</p> <p>Напор насоса $H = (Z_2 - Z_1) + h_T + (P_2 - P_1) / (\rho \cdot g) + (v_2^2 - v_1^2) / 2g$</p>  <p>1 – расходный резервуар, 2 – приемный резервуар, 3 – всасывающая (подводящая) труба, 4 – нагнетательная (отводящая) труба, 5 – насос.</p> <p>Рисунок 1 - Схема насосной установки</p> <p>Принимая во внимание, что: h_T — полная геометрическая высота подачи, м $h_T = Z_2 - Z_1 = h_{\text{ПОВ}} + h_{\text{ОТВ}}$ скорости жидкости (v_2 и v_1) и давление внешней среды над уровнями «I-I» и «II-II» отличаются незначительно, поэтому $v_2 \approx v_1$ и $P_2 \approx P_1 = P_{\text{атм}}$, Определим напор насоса: $H = h_T + h_T$ Таким образом, напор насоса затрачивается на подъем жидкости на высоту и преодоление гидравлических сопротивлений в трубопроводе.</p> <p>2) Расчет полезной мощности насоса $N_{\text{П}}$ Полезная мощность — это энергия, передаваемая жидкой среде за единицу времени. Мощность, затрачиваемая насосом на создание действительного напора (H) при заданной подаче (Q), определяют по уравнению: $N_{\text{П}} = P \cdot Q$</p>

	<p>где $N_{\text{п}}$ – полезная мощность, Вт; P – давление насоса, Па $P = \rho \cdot g \cdot H$ Q – подача насоса (объем жидкости, подаваемый в единицу времени), м³/с. для перевода м³/ч в м³/с следует $[м^3/ч]/3600$ Тогда другая формула полезной мощности $N_{\text{п}} = \rho \cdot g \cdot H \cdot Q$ 3) Режим движения жидкости Так как диаметры во всасывающем (подводящем) и нагнетальном (отводящем) трубопроводах одинаковы, то режим движения жидкости в них будет также одинаков.</p>
<p>Термодинамика: параметры состояния газа, уравнение Менделеева, законы идеальных газов</p>	<p>Термодинамика - раздел механики, в котором изучают термодинамические процессы идеальных и реальных газов Газ называют идеальным если в нем отсутствуют связи между молекулами (Ван-Дер Ваальсовы силы) Закон Авогадро - один моль газа при нормальных условиях ($T=273 \text{ K}$, $P=101325 \text{ Па}$) занимает объем 22,4 л Характеристики газа: 1) Абсолютное давление (в паскалях) $P = P_{\text{атм}} + P_{\text{изб}}$ где $P_{\text{атм}}$ - атмосферное давление (Па); $P_{\text{изб}}$ - избыточное давление (Па) 2) Абсолютная температура $T = 273,15 + t$ где 273, 15 – температура нуля градусов по шкале Цельсия в абсолютной системе температур (шкале Кельвина); t – температура газа по шкале Цельсия 3) Массу газа (в килограммах) определяют из уравнения состояния (уравнения Менделеева-Клайперона) $m = \frac{P \cdot V}{\frac{R_{\mu}}{\mu} \cdot T}$ где m – масса газа (кг); P - абсолютное давление газа (Па); R_{μ} - универсальная газовая постоянная, $R_{\mu} = 8,314 \text{ Дж}/(\text{кмоль} \cdot \text{K})$; μ - молярная масса газа (кг/кмоль); T - абсолютная температура газа (в кельвинах) 4) Внутренняя энергия газа U (равна теплу, переданному газу в процессе при постоянном объеме) $U = m \cdot c_v \cdot (T - T_0)$ где c_v – удельная теплоемкость газа в процессе при постоянном объеме, кДж/(кг·К); T_0 – абсолютная температура нуля градусов по шкале Цельсия, равная $T_0 = 273,15 \text{ °K}$ по шкале Кельвина 5) Энтальпия газа H (равна теплу, переданному газу в процессе при постоянном давлении). $H = m \cdot c_p \cdot (T - T_0)$ где c_p – удельная теплоемкость газа в процессе при постоянном давлении, кДж/(кг·К); 6) Энтропия газа S $S = m \cdot \left(c_p \cdot \ln \frac{T}{T_0} - R \cdot \ln \frac{P}{P_0} \right)$</p>

	<p>где R – удельная газовая постоянная газа Дж/(кг·К) $R=R_{\mu} / \mu$; p_0 – атмосферное давление, $p_0 = 101325$ Па Параметры газа: давление, температура, объем – называют термическими характеристиками; внутренняя энергия, энтальпия, энтропия – калорические Параметры газа: внутренняя энергия, энтальпия, энтропия – называют калорическими характеристиками Параметры газа: объем(v), энтальпия (h), энтропия (s), называют удельными, если относятся к 1 кг массы газа Связь между удельной R и универсальной R_{μ} газовой постоянной $R=R_{\mu} / \mu$ Термодинамические процессы, в которых постоянны, температура, давление, объем газа называют изо-процессами: при постоянной температуре – изотермический, при постоянном объеме – изохорный, при постоянной давлении – изобарный Если в результате термодинамического процесса теплота от газа не отводилась и не подводилась, то такой процесс называют – адиабатным.</p>
<p>Термодинамика: первое и второе начало термодинамики, цикл Карно,</p>	<p>Первый закон термодинамики - теплота, полученная в термодинамическом процессе с газом, идет на совершение полезной работы и изменение внутренней энергии Второй закон термодинамики - теплоту, полученную в термодинамическом процессе с газом, невозможно полностью превратить в полезную работу. часть этой теплоты должна быть отдана окружающей среде. Третий закон термодинамики - при стремлении абсолютной температуры газа к нулю, также стремиться к нулю энтропия На основании первого и второго законов термодинамики выполняет построение рабочих (p-v) и тепловых диаграмм (T-s) для термодинамических процессов тепловых и холодильных машин, в которых применяются реальные газы (воздух, водяной пар, фреоны и др.)</p>
<p>Основы расчета тепловых и холодильных машин. Примеры определения мощности главного двигателя судна.</p>	<p>Расчетная мощность главных двигателей судна Как показало исследование большой группы транспортных судов (порядка 1000 единиц), построенных во второй половине XX века (после 1950 г.), связь водоизмещения D, скорости хода v_s и расчетной мощности N_p главной энергетической установки (для ранней стадии проектирования судна) определена формулой: $N_p = \frac{D^{2/3} \cdot v_s^3}{C_A}$ D - водоизмещение проектируемого судна, т; v_s - скорость хода, узлы C_A – адмиралтейский коэффициент Выбор марки дизеля и табличного количества цилиндров ζ^T А) Согласно ГОСТ 4393—82 буквы маркировки судовых бескомпрессорных дизелей обозначают: Ч — четырехтактный; Д — двухтактный;; Р — реверсивный; С — судовой с реверсивной муфтой; П — с редукторной передачей; К — крейцкопфный; Н — с наддувом. Цифры обозначают: первая — число ζ^T цилиндров; число над чертой — диаметр цилиндра d в сантиметрах, под чертой — ход h поршня в сантиметрах; последняя цифра — порядок модернизации двигателя. Отсутствие в марке буквы К означает, что дизель тронковый (бескрейцкопфный); если отсутствует буква Р — дизель неререверсивный. Пример. Дизель 6ЧРН 36/45 — шестицилиндровый ($\zeta^T = 6$), четырехтактный, тронковый, реверсивный с газотурбинным наддувом с диаметром цилиндров 36 см и ходом поршня 45 см.</p>

Дизель 7ДКРН 74/160 — семицилиндровый ($\zeta^T = 7$), двухтактный, крейцкопфный, малооборотный, реверсивный с наддувом.
 Б) маркировку и табличное количество цилиндров ζ^T дизелей зарубежных фирм – смотри справочную таблицу

Определение мощности одного цилиндра N_I и дизеля N^T

А) Как известно, мощность одного цилиндра равна $N_I = p_e \cdot Q$

где p_e – среднее эффективное давление в цилиндре (Па)

Q – объемный расход топлива, $\text{м}^3/\text{с}$; $Q = V \cdot n \cdot 1/60$

V – объем камеры сгорания, м^3 ; $V = \pi \cdot d^2 \cdot 0,25 \cdot h$

d – диаметр поршня, м ; h – ход поршня, м

n – частота вращения коленчатого вала, об/мин; $1/60$ – коэффициент перевода частоты вращения из об/мин в об/с.

Б) мощность выбранного дизеля $N^T = N_I \cdot \zeta^T$

4) количество главных двигателей $K = N_p / N^T$.

Значение K следует округлить до целого числа в большую сторону.

Пример. Для ролкера "Магнитогорск" назначить марку и дать характеристику судового дизеля. Дано водоизмещение $D=34811$ т, скорость хода $v_s=21,7$ уз, и адмиралтейский коэффициент $C_a=548$. Фирма дизеля Mitsubishi. Решение.

$$N_p = \frac{D^{2/3} \cdot v_s^3}{C_a} = \frac{34811^{2/3} \cdot 21,7^3}{548} = 19880 \text{ кВт}$$

1) расчетная мощность

2) выбрали марку **6UEC52LA** (приложение В): двухтактный шестицилиндровый ($\zeta^T = 6$), диаметр поршня $d=520$ мм, ход поршня $h=1600$ мм, частота вращения коленчатого вала $n=133$ об/мин, среднее эффективное давление в цилиндре $p_e=15,6$ бар (1560000 Па)

3) определение мощности одного цилиндра N_I и дизеля N^T

мощность одного цилиндра равна $N_I = p_e \cdot Q = p_e \cdot V \cdot n \cdot 1/60 = p_e \cdot \pi \cdot d^2 \cdot 0,25 \cdot h \cdot n \cdot 1/60 = 1560000 \cdot 3,14 \cdot 0,52^2 \cdot 0,25 \cdot 1,60 \cdot 133 \cdot 1/60 = 1174414 \text{ Вт} = 1174,4 \text{ кВт}$

мощность выбранного дизеля $N^T = N_I \cdot \zeta^T = 1174,4 \cdot 6 = 7047 \text{ кВт}$

4) количество главных двигателей $K = N_p / N^T = 19880 / 7047 = 2,82$.

Принимаем три дизеля.

Вывод: для судна назначили марку и дали характеристику судового дизеля, определили цилиндровую и мощность дизеля, а также требуемое количество главных двигателей.

Укажите один правильный ответ

1 Что изучает теоретическая механика?

- а) Теоретическая механика- раздел механики, в котором изучают общие законы движения точек и тел
- б) Теоретическая механика-раздел механики, в котором изучают общие законы равновесия и механического движения материальных точек и тел
- в) Теоретическая механика представляет собой одно из направлений механики деформируемого твёрдого тела

2 По какой формуле определяется момент силы F относительно некоторой точки «О»?

- а) $M_o(F)=F/h$; б) $M=F+h$; в) $M_o(F)=Fh$

3 На какие простые фигуры разбивают сложные сечения?

- а) Квадрат, окружность, трапеция
- б) Треугольник, овал, трапеция
- в) Прямоугольник, круговой сектор, треугольник

4 Передаточное число механической передачи, состоящей из двух колес с числами зубьев z_1 и z_2 , вращающихся с угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , определяется по уравнению

а) $u = \omega_2 / \omega_1 = z_1 / z_2$; б) $u = \omega_1 / \omega_2 = z_2 / z_1$; в) $u = \omega_2 \cdot \omega_1 = z_2 \cdot z_1$

5 Какова зависимость между силой тяжести тела G и его массой m ?

А) $m = Gg$; б) $m = G/g$; в) $m = g/G$

6 Что такое мощность и в каких единицах она измеряется в Международной системе (СИ) и в Технической (МКГСС)?

а) количество времени t , затраченное в единицу работы A , измеряют в Вт (ваттах) и л.с. (лошадиных силах);

б) количество работы A , затраченное в единицу времени t , измеряют в Вт (ваттах) и л.с. (лошадиных силах);

в) количество работы A , затраченное в единицу времени t , измеряют в Дж (джоулях) и Н (ньютонсах).

7 Что называется прочностью, жесткостью и устойчивостью детали?

г) Прочность – изменение формы. Жесткость – отсутствие пластических деформаций либо разрушения детали. Устойчивость – прямолинейность продольной оси детали.

д) Прочность – сопротивляемость детали пластической деформации либо разрушению. Жесткость – пропорциональная сопротивляемость изменению формы и размеров. Устойчивость – способность продольной оси детали оставаться прямолинейной.

е) Прочность – однородность и изотропность материала. Жесткость – непрерывность строения материала. Устойчивость – линейная зависимость между нагрузками.

8 Что такое внутренние силовые факторы?

А) Это внутренние силы упругости, возникающие в продольном сечении бруса, которые должны быть определены до применения к брусу метода сечений (РОЗУ)

Б) Это силы противодействия, возникающие в поперечном сечении бруса. Определяют в результате применения к брусу метода сечений (РОЗУ)

В) Это отношение величины внутренних сил упругости к величине площади рассматриваемого сечения

9 Расчетное касательное напряжение при деформации сдвиг вычисляют по формуле:

А) $\sigma = \varepsilon \cdot E$; Б) $\tau = \gamma \cdot G$; В) $\tau = \frac{Q_y}{A}$

10 Укажите правильное название ГХС:

а) A – площадь, S – статический момент сечения, I – момент инерции, W – момент сопротивления;

б) A – площадь, S – статический момент сечения, I – момент сопротивления, W – момент инерции;

в) A – статический момент сечения, I – площадь, S – момент сопротивления, W – момент инерции;

11 Как нужно нагрузить брус, чтобы он работал только на кручение?

а) Приложить две, равные по модулю силы в разных сечениях

б) Приложить только изгибающие моменты

в) Приложить только вращающие моменты

12 Какой величиной характеризуется деформация при кручении?

а) ε (относительное удлинение); б) γ (угол сдвига); в) φ (угол закручивания)

13 Что называют механизмом:

- а) подвижное соединение деталей, преобразующее тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащее для облегчения либо замены ручного труда.
- б) неподвижное соединение деталей, состоящее из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.
- в) подвижное соединение деталей, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев зависит от движения ведущего звена

14 Функции, выполняемые механическими передачами?

- а) Передача движения с изменением только силовых либо кинематических характеристик
- б) Передача движения с изменением вида движения с вращательного на поступательно и наоборот;
- в) Передача движения с изменением силовых и кинематических характеристик, а также вида движения;

15 Что называют машиной:

- а) это механизм, преобразующий тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащий для облегчения либо замены ручного труда.
- б) система, состоящая из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.
- в) система связанных между собой подвижных и неподвижных звеньев, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев зависит от движения ведущего звена

16 Ременные передачи преимущественно используют в

- а) быстроходных ступенях; б) тихоходных ступенях; в) вместо редуктора при больших передаточных числах

17 Войдут ли в зацепление косозубые колеса, у одного из которых направление зубьев правое, а у другого левое

- а) войдут; б) не войдут

18 Что является достоинством червячной передачи?

- а) Необходимость надёжного охлаждения
- б) Большая величина передаточного числа и возможность самоторможения передачи
- в) Низкий КПД и применение бронзы для червячного колеса

19 Равномерному изнашиванию цепи способствует:

- а) нечетное число звеньев цепи и зубьев звездочек; б) четное число звеньев цепи и зубьев звездочек; в) четное число зубьев цепи и нечетное зубьев одной из звездочек

20 Муфты предназначены для соединения:

- а) шкивов; б) валов; в) зубчатых колес.

21 Участки вала для подшипников скольжения и качения соответственно называют:

- а) цапфа и шип; б) шип и цапфа; в) цапфа и шейка.

22 Первые две цифры номера подшипника качения (справа налево):

- а) умноженные на 5 определяют наружный диаметр подшипника;
- б) умноженные на 5 определяют внутренний диаметр подшипника;
- в) определяют ширину подшипника.

23 Для какого вида соединения обязательно необходимо сквозное отверстие в соединяемых деталях:

- а) заклепочное; б) винтовое; в) шпоночное

24 Устройство, показывающее превышение давления в данной точке жидкости над давлением окружающей среды, называют

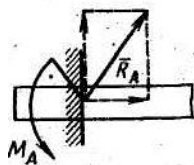
- а) барометром; б) манометром; в) трубкой Пито

25 Как формулируется первый закон термодинамики?

- а) Теплоту, полученную в термодинамическом процессе, невозможно полностью превратить в полезную работу, часть этой теплоты должна быть отдана окружающей среде.
б) Теплота, полученная в термодинамическом процессе, идет на совершение полезной работы и изменение внутренней энергии рабочего тела
в) При стремлении абсолютной температуры газа к нулю, также стремиться к нулю энтропия

Указать два правильных ответа

1 Укажите правильное название силовых противодействий, возникающих в опоре типа «жёсткая заделка»



а) R_A – реакция, б) R_A – реактивный момент; в) M_A – реакция, г) M_A – реактивный момент

2 Какое из утверждений является законом трения скольжения

- а) Сила трения скольжения совпадает с направлением возможного скольжения тела;
- б) Для одного и того же тела, сила трения скольжения не зависит от площади соприкосновения;
- в) Предельная сила трения при покое пропорциональна нормальной реакции $\bar{F}_{max} = f \cdot \bar{N}$
- г) Коэффициент трения покоя не зависит от природы материала и шероховатости соприкасающихся поверхностей, наличия жидкости в зоне контакта

3 Центробежное ускорение:

- а) меняет вектор скорости по направлению
- б) меняет вектор скорости по величине
- в) не влияет на вектор скорости
- г) определяют по формуле $a_n = v^2/r$

4 Как вычисляется мощность при поступательном и вращательном движении тела?

- а) $P = T \cdot \omega$;
- б) $P = T / \omega$;
- в) $P = T + \omega$
- г) $P = F \cdot v$

5 Укажите правильную запись закона Гука:

- а) $\sigma = \varepsilon \cdot E$; б) $\tau = \frac{Q_y}{A}$; в) $\tau = \gamma \cdot G$ г) $\sigma = M_x / W_x$

6 Как записывается условие прочности бруса для расчетного нормального σ и касательного τ напряжений?

- а) $\sigma > [\sigma]$; б) $\sigma \leq [\sigma]$; в) $\tau > [\tau]$; г) $\tau \leq [\tau]$

7 Укажите правильное определение некоторым понятиям сопротивления материалов

- а) Прочность – сопротивляемость детали пластической деформации либо разрушению
- б) Жесткость – непрерывность строения материала
- в) Устойчивость – способность продольной оси бруса оставаться прямолинейной при сжимающей нагрузке

8 Укажите правильное определение понятиям механизм и машина

- а) Механизм - неподвижное соединение деталей, состоящее из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.
- б) Механизм – подвижное соединение деталей, состоящее из ведомого и ведущего звеньев, предназначенная для передачи энергии от ведущего звена ведомому при одновременном изменении кинематических и силовых характеристик.
- в) Машина - подвижное соединение деталей, образующих кинематическую цепь, в которой движение ведомых звеньев не зависит от движения ведущего звена

г) Машина - подвижное соединение деталей, преобразующее тепловую, электрическую или химическую энергию в полезную работу и служащее для облегчения либо замены ручного труда.

9 По какой формуле определяют передаточное число механической передачи, если известны угловые скорости ω и частоты n вращения валов?

а) $u = \frac{\omega_1}{\omega_2}$;

б) $u = \frac{\omega_2}{\omega_1}$;

в) $u = \frac{n_2}{n_1}$

г) $u = \frac{n_1}{n_2}$

10 Укажите преимущества цепных передач

а) постоянство передаточного числа б) бесшумность в) передача момента двум и более валам; г) относительно малая долговечность гибкого звена

11 Укажите преимущества ременных передач

а) постоянство передаточного числа б) бесшумность в) относительно малая стоимость гибкого звена; г) относительно малая долговечность гибкого звена

12 В зависимости от вида трения различают:

а) подшипник вращения; б) подшипник качения в) подшипник скольжения; г) подшипник движения

13 Проверочный расчет подшипника качения ведут по величине

а) диаметра d внутреннего кольца; б) Грузоподъемности C_r ; в) частоте вращения n ; г) долговечности L

14 Укажите виды разрушения подшипников качения:

а) раскалывание колец;
б) разрушение сепаратора;
в) усталостное выкрашивание дорожек и тел качения
г) разрушение тел качения

15 К неразъемным видам соединений следует относить:

а) болтовые, шпоночные;
б) заклепочные, клеевые;
в) штифтовые и шплинтовые.
г) сварочные

16 К разъемным видам соединений следует относить:

а) сварочные
б) заклепочные, клеевые;
в) штифтовые и шплинтовые.
г) болтовые, шпоночные

17 Укажите правильные единицы измерения величин, входящих в уравнение гидростатического давления $P = \rho \cdot g \cdot h$,

а) p - давление (кг/м^3), ρ - плотность жидкости (м/с^2)

б) p - давление (м/с^2), ρ - плотность жидкости (Па),

в) p - давление (Па), ρ - плотность жидкости (кг/м^3),

- г) g - ускорение свободного падения (Па), h - высота столба жидкости (м)
д) g - ускорение свободного падения (м), h - высота столба жидкости (кг/м³)
е) g - ускорение свободного падения (м/с²), h - высота столба жидкости (м)

18 Как определить абсолютную величину T температуры (в Кельвинах) и давления P газа (в Паскалях)?

а) абсолютная температура $T = 273,15 - t$

б) абсолютная температура $T = 273,15 + t$

в) абсолютная температура $T = 273,15 / t$

г) абсолютное давление $p = p_{атм} + p_{изб}$

д) абсолютное давление $p = p_{атм} - p_{изб}$

е) абсолютное давление $p = p_{атм} / p_{изб}$

Установить соответствие вопроса и ответа

1 Укажите правильные определения терминам механики

- 1) статика
- 2) кинематика
- 3) динамика
- 4) сопротивления материалов
- 5) детали машин
- 6) гидравлика
- 7) термодинамика

Варианты ответов

- а) раздел механики, в котором изучают процессы изменения агрегатного состояния рабочих тел, а также закономерности преобразования теплоты в работу.
- б) раздел механики, в котором изучают основы проверочного и проектного расчетов деталей и механических передач.
- в) раздел механики, в котором изучают равновесие точек и тел
- г) раздел механики, в котором изучают силовые и энергетические характеристики движущихся точек и тел
- д) раздел механики, в котором изучают прочность, жесткость, устойчивость, а также усталость элементов конструкций
- е) раздел механики, в котором изучают движение точек и тел без учета действующих сил
- ж) раздел механики, в котором изучают закономерности равновесия и движения жидкостей

2 Укажите правильные формулы кинематики точки согласно определениям

- 1) Путь, пройденный точкой при равномерном движении
- 2) Путь, пройденный точкой при равнопеременном движении
- 3) Путь, пройденный точкой при неравномерном движении
- 4) Скорость точки при равномерном движении
- 5) Скорость точки при равнопеременном движении
- 6) Скорость точки при неравномерном движении
- 7) Касательное ускорение точки при равнопеременном движении
- 8) Центробежное ускорение точки
- 9) Полное ускорение точки

Ответы

- а) $a = (a_n^2 + a_t^2)^{0,5}$; б) $a_n = v^2/r$; в) $s = v \cdot t = a_t \cdot t^2$; г) $a_t = (v_1 - v_0)/t$; д) $v = s/t$;
е) $v = a_t \cdot t$; ж) $s = v \cdot t$; з) $v = a_t \cdot t$; и) $s = v_0 \cdot t + a_t \cdot t^2/2$

3 Укажите правильные формулы динамики точки и тела согласно определениям

- 1) основной закон динамики поступательно движущегося тела
- 2) основной закон динамики вращающегося тела
- 3) сила тяжести тела
- 4) работа постоянной силы F на прямолинейном участке пути S
- 5) мощность при поступательном движении тела
- 6) механический коэффициент полезного действия
- 7) мощность при вращательном движении тела
- 8) Изменение количества движения тела при поступательном движении
- 9) Изменение кинетической энергии тела при поступательном движении
- 10) кинетическая энергия вращающегося тела

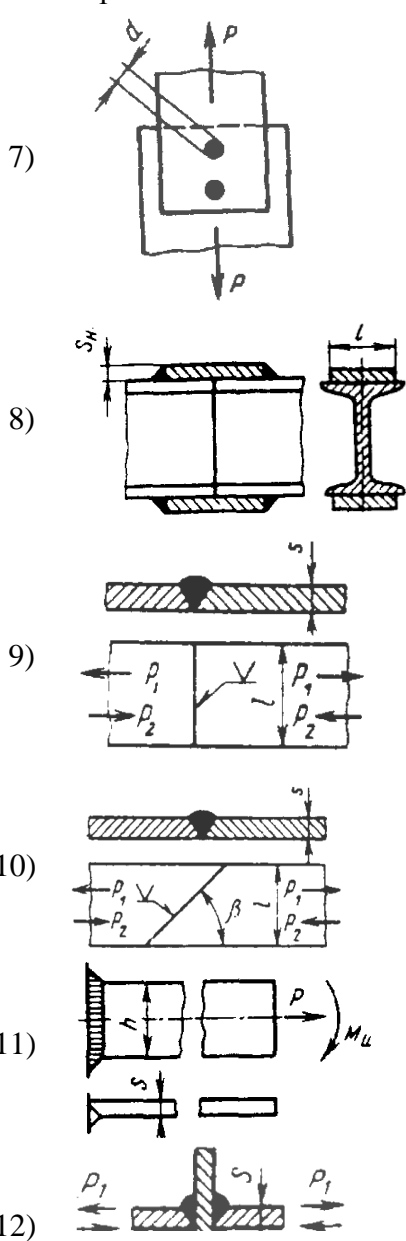
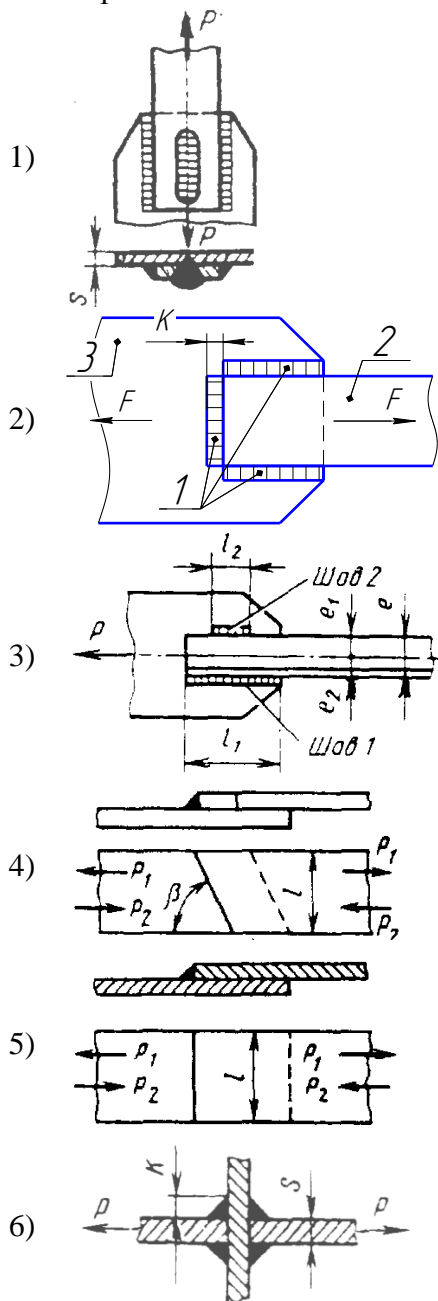
Ответы

- а) $A = F \cdot S$; б) $\eta = A^II/A$; в) $m \cdot a = \pm F_1 \pm F_2 \pm \dots$; г) $mv_1 - mv_0 = (\pm F_1 \pm F_2 \pm \dots) \cdot t$;
д) $mv_1^2/2 - mv_0^2/2 = (\pm F_1 \pm F_2 \pm \dots) \cdot S$; е) $P = F \cdot v$; ж) $P = T \cdot \omega$; з) $E_k = I \cdot \omega^2/2$; и) $G = m \cdot g$;
к) $I \cdot \varepsilon = \pm T_1 \pm T_2 \pm \dots$

4 Установите соответствие чертежа схемы сварного соединения его названию

№ Чертеж схемы

№ Чертеж схемы



Варианты названий

- а) Пробочное (точечное) соединение
- б) Шов стыковой (прямой)
- в) Шов стыковой (косой)
- г) Стыковое соединение под действием изгибающего момента
- д) Соединение внахлест с дополнительными прорезями
- е) Соединение стыковое с накладками
- ж) Тавровое соединение
- з) Угловое соединение
- и) Соединение несимметричных элементов
- к) Шов внахлест (лобовой)
- л) Шов внахлест (косой)
- м) Шов внахлест комбинированный (лобовый+фланговый)

5 Определения по теме «Изгиб балок»

- 1) Какой вид нагружения называется изгибом?
- 2) какой элемент конструкции называют балкой?
- 3) Какие нагрузки вызывают плоский прямой изгиб балки
- 4) Какие типы опор применяются в технике для закрепления балок?
- 5) Какие типы статически определимых балок используются в технике?
- 6) Для чего строятся эпюры поперечных сил Q_y и изгибающих моментов M_x ?
- 7) Как записывается условие прочности для нормальных напряжений для балок из пластичных материалов?
- 8) В каких случаях необходима проверка балки на прочность по касательным напряжениям τ_{\max} ?
- 9) Какие различают виды задач при расчетах балок на прочность?

Варианты ответов теста

- а) Плоский прямой изгиб возникает при действии на балку системы внешних сил, перпендикулярных к его оси и лежащих в одной плоскости
- б) такая нагрузка на брус, при которой в поперечных сечениях стержня возникают изгибающий момент и поперечная сила
- в) Брус, внешне нагруженный изгибающими моментами и силами, перпендикулярными его продольной оси.
- г) Для расчета балок на прочность необходимо знать, как изменяются поперечная сила и изгибающий момент по длине. С этой целью строятся их графики, называемые эпюрами поперечных сил и изгибающих моментов.
- д) В технике используются следующие типы балок:
 - 1) консоль - балка, защемленная на одном конце и свободная на другом (примером служат столбы, мачты, кронштейны);
 - 2) простая балка, шарнирно опертая по концам (примером служит ось автоприцепа);
 - 3) одноконсольная- простая балка, у которой одна из опор установлена с отступом от конца (пример - продольная балка рамы автомобиля);
 - 4) двухконсольная—простая балка, у которой обе опоры установлены с отступом от концов (пример - вагонная ось).

Свешивающиеся части балок называются консолями, расстояние между опорами - пролетом.

- е) В технике применяются четыре типа опор: 1) цилиндрическая подвижная опора или каток (допускает вращение вокруг оси шарнира и поступательное перемещение); 2) цилиндрическая неподвижная опора (допускает только вращение вокруг оси шарнира); 3) защемляющая подвижная опора (допускает только поступательное перемещение); 4) защемляющая неподвижная опора или заделка (не допускает никаких перемещений).

ж) Проверку прочности балки по касательным напряжениям выполняют по неравенству

$$\tau_{\max} = kQ_{\max} / A \leq [\tau]$$

где k - коэффициент формы, равный: 3/2 - для прямоугольника, 4/3 - для круга.

Такая проверка бывает необходима для коротких балок, нагруженных значительными поперечными силами.

- з) Прочность балок из пластичных материалов обеспечена, если наибольшие по абсолютному значению нормальные напряжения, возникающие в опасном сечении, не превышают допускаемой величины

$$\sigma_{\text{наиб}} = M_{\max} / W_x \leq [\sigma]$$

и) При расчетах балок на прочность различают три вида задач

- первый вид задач – проверочный по условию

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

- второй вид задач – проектный по условию

$$W_x = \frac{M_{x(\max)}}{[\sigma]} \leq W_{\text{ТАБЛ}}$$

- третий вид задач – определение допускаемого момента $[M]$ или нагрузки $[F]$ из формулы $[M] = [F] \cdot l \leq W_x \cdot [\sigma]$

6 Укажите правильное соответствие позиции [5][4][3][1][2] цифры номера подшипника качения и ее назначение

- 1) Первая и вторая цифры [1][2]
- 2) Третья цифра [3]
- 3) Четвертая цифра [4]
- 4) Пятая цифра [5]

Варианты ответов

- а) Серия подшипника; б) тип подшипника; в) диаметр внутреннего кольца подшипника; г) конструктивные отличия подшипника

7 Какие диаметры зубчатого колеса обозначают буквами d_a , d_f , d и как называют высоты h_a , h_f , h ?

- 1) d_a ; 2) d_f ; 3) d ; 4) h_a 5) h_f 6) h

Варианты ответов

- а) диаметр впадин б) полная высота зуба; в) высота ножки зуба; г) диаметр выступов; д) высота головки зуба; е) делительный диаметр

