МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение
высшего образования

«Воронежский государственный технический университет»

Строительно-политехнический колледж

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению практических работ
для студентов специальности
27.02.07 «Управление качеством продукции, процессов и услуг (по отраслям)»
на базе основного общего образования
всех форм обучения

Воронеж 2021

УДК 537(075.8)
ББК 22.33я73

Составитель:
старший преподаватель А. В. Ульянов

Техническая механика: методические указания к выполнению практических работ для студентов, обучающихся по специальности 27.02.07 «Управление качеством продукции, процессов и услуг (по отраслям)» на базе основного общего образования всех форм обучения / ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»; сост.: А. В. Ульянов. - Воронеж: Изд-во ВГТУ, 2021. - 41 с.

Методические указания содержат теоретический материал, необходимый для выполнения практических работ.

Предназначены для студентов, обучающихся по специальности 27.02.07 «Управление качеством продукции, процессов и услуг (по отраслям)» всех форм обучения.

Методические указания подготовлены в электронном виде и содержатся в файле ПР ТМ.pdf.

Ил. 14; Табл. 16; Библиогр. 4 назв.

УДК 537(075.8)
ББК 22.33я73

Рецензент *- А. Н. Жданов, преподаватель СПК Воронежского государственного технического университета*

Издается по решению редакционно-издательского совета Воронежского государственного технического университета

ВВЕДЕНИЕ

Техническая механика является одной из фундаментальных общенаучных дисциплин общепрофессионального цикла по специальности 27.02.07 «Управление качеством продукции, процессов и услуг (по отраслям)». Целью освоения дисциплины «Техническая механика» является ознакомление с современными методами расчета на прочность и жесткость типовых деталей и элементов конструкций с концентраторами напряжений.

Изучение данной дисциплины должно также дать тот минимум фундаментальных знаний в области механического взаимодействия, равновесия и движения материальных тел, на базе которых строится большинство специальных дисциплин инженерно-технического образования.

Кроме того, изучение дисциплины «Техническая механика» способствует расширению научного кругозора и повышению общей культуры будущего специалиста, развитию его мышления и становлению его мировоззрения. Изучение дисциплины базируется на знании дисциплин «Математика», «Физика», «Инженерная графика».

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 1
РАСЧЕТ РЕАКЦИЙ ОПОР ДЛЯ ПЛОСКОЙ СИСТЕМЫ СХОДЯЩИХСЯ СИЛ

Цель работы: закрепить знания о системе сил на плоскости, условии ее равновесия, уметь определять равнодействующую системы сил геометрическим и аналитическим способами.

Содержание:

1. Краткие теоретические сведения о плоской системе сил и ее равновесии:
   - Расчетные формулы;
   - Условие равновесия;
   - Примеры решения задач.
2. Выполнение работы.
3. Отчет.
4. Контрольные вопросы.
5. Литература.

Краткие теоретические сведения о плоской системе сил и ее равновесии:

Расчетные формулы

Равнодействующая системы сил

$$F_{\Sigma.} = \sqrt{F_{\sum x}^2 + F_{\sum y}^2}\ ; \qquad (1.1)$$

$$F_{\sum x=} \sum_0^n F_{kx} \; ; \qquad (1.2)$$

$$F_{\sum y=} \sum_0^n F_{ky} \; , \qquad (1.3)$$

где $F_{\sum x}$, $F_{\sum y}$ - проекции равнодействующей на оси координат;

F_{kx}, F_{ky} - проекции векторов-сил системы на оси координат.

$$\cos\alpha_{\sum x} = \frac{F_{\sum x}}{F_{\sum .}} \qquad (1.4)$$

где $\alpha_{\sum x}$ - угол равнодействующей с осью Ох.

Условие равновесия:

$$\begin{cases} \sum_0^n \mathrm{F_{kx}} = 0; \\ \sum_0^{\mathbf{n}} \mathrm{F_{ky}} = 0. \end{cases} \qquad (1.5)$$

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

Пример: Определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил.

Определить равнодействующую плоской системы сходящихся сил аналитическим и геометрическим способами (рис. 1.1).

Дано: F1 = 10кН;F2 = 15кН;F3 = 12кН;F4 = 8кН;F5 = 8кН;

αl = 30˚; α2 = 60˚; α3= 120˚; α4 = 180˚; α5 = 300˚.

Решение

1. Определить равнодействующую аналитическим способом (рис. 1.1а).

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

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

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

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

2. Определить равнодействующую графическим способом.
3.

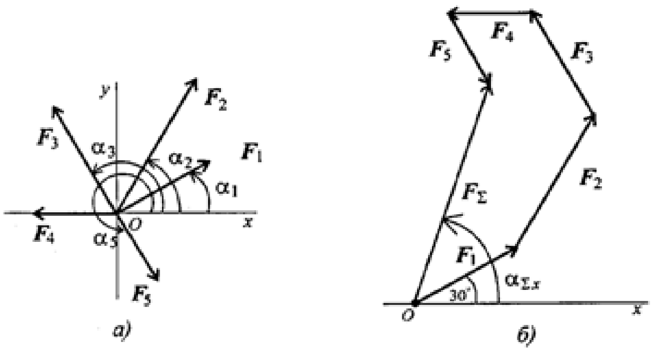


Рис. 1.1. Определение равнодействующей плоской системы

С помощью транспортира в масштабе 2 мм = 1 кН строим многоугольник сил. Измерением определяем модуль равнодействующей силы и угол наклона ее к оси Ох.

$$F_{\sum \text{гр}} \cong 22 \text{ кН};$$
$$\alpha_{\sum x} = 73°$$

Результаты расчетов не должны отличаться более чем на 5 %:

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

Выполнение работы

Задание: Определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил аналитическим и геометрическим способам, используя, как образец, схему 1.1а.

Порядок выполнения работы:

1. Выбрать задание согласно своему варианту (таблица 1.1).
2. Параметры сил и углов занести в созданную таблицу или записать в свободной форме.
3. Выбрать масштаб для построения.
4. Выполнить в масштабе эскиз системы сходящихся сил.
5. Определить в кН равнодействующую системы сил геометрическим способом.
6. Определить в кН равнодействующую системы сил аналитическим способом.
7. Сравнить полученные результаты и сделать вывод о методах определения равнодействующей.
8. Ответить устно на контрольные вопросы.
9. Отчет представить преподавателю для проверки.

Таблица 1.1

Варианты заданий

Параметр	**Вариант**									
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**
F1, кН	12	8	20	3	6	8	20	12	8	3
F2, кН	8	12	5	6	12	12	5	8	12	6
F3, кН	6	2	10	12	15	2	10	6	2	12
F4, кН	4	10	15	15	3	10	15	4	10	15
F5, кН	10	6	10	9	18	6	10	10	6	9
α 1,град	30	O	O	15	O	30	30	30	O	O
α 2,град	45	45	60	45	15	45	45	45	60	60
α 3,град	O	75	75	60	45	O	O	O	75	75
α 4,град	60	30	150	120	150	60	60	60	50	15
α 5,град	300	270	210	270	300	300	300	300	10	20

Параметр	**Вариант**									
	11	**12**	**13**	**14**	**15**	**16**	**17**	**18**	**19**	**20**
F1, кН	20	12	3	20	8	10	8	2	3	16
F2, кН	5	8	6	5	12	9	10	15	16	2
F3, кН	10	6	12	10	2	6	2	11	10	12
F4, кН	15	4	15	15	10	4	12	15	5	6
F5, кН	10	10	9	10	6	12	7	10	7	8
α 1, град	15	30	O	O	30	30	O	O	15	O
α 2, град	45	45	15	15	45	45	45	60	45	15
α 3, град	60	O	45	45	O	O	75	75	60	45
α 4, град	120	60	150	150	60	60	30	150	0	90
α 5, град	270	300	300	300	300	300	270	210	270	30

Параметр	Вариант									
	21	**22**	**23**	**24**	**25**	**26**	**27**	**28**	**29**	**30**
F1, кН	8	2	13	9	3	4	6	2	20	8
F2, кН	15	15	7	14	16	15	18	6	5	12
F3, кН	13	14	15	16	17	20	1	2	3	2
F4, кН	7	8	9	10	1	2	3	4	5	10
F5, кН	9	10	11	20	19	18	15	12	13	6
α1,град	30	30	30	O	O	15	30	O	O	90
α 2,град	45	45	45	60	60	0	45	15	15	45
α 3,град	O	O	O	75	75	60	O	45	45	30
α 4,град	60	60	60	150	150	120	60	150	150	85
α 5,град	300	300	300	210	210	270	300	300	300	60

Отчет

Отчет должен содержать:

1. Наименование и цель практической работы.
2. Эскиз заданных сил, выполненных в масштабе.
3. Пояснения по определению равнодействующей плоской системы сходящихся сил геометрическим (графическим) способом.
4. Силовой многоугольник с указанием равнодействующей и ее величиной.
5. Расчеты по определению равнодействующей плоской системы сходящихся сил аналитическим способом.
6. Вывод о полученных результатах $F_{\sum}$, определенную двумя методами.
7. Ответить устно на контрольные вопросы.
8. Сдать отчет преподавателю.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 2
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ СЛОЖНОЙ ФИГУРЫ

Цель работы: Закрепить теоретические знания и умения определять реакции в опорах балочных систем.

Краткие теоретические и справочно-информационные материалы по теме: Центр тяжести применяется при исследовании устойчивости положений равновесия тел и сплошных сред, находящихся под действием сил тяжести и в некоторых других случаях, а именно: в сопротивлении материалов и в строительной механике – при использовании правила Верещагина.

При определении координат центра тяжести используются следующие методы:

1) метод симметрии: если сечение имеет центр симметрии или ось симметрии, то центр тяжести находится в центре симметрии или на оси симметрии;

2) метод разделения: сложные сечения разделяем на несколько простых частей, положение центров тяжести которых, легко определить;

3) метод отрицательных площадей: этот способ является частным случаем способа разделения. Он используется, когда сечение имеет вырезы, срезы, полости (отверстия), которые рассматриваются как часть сечения с отрицательной площадью.

При решении задач на определение центра тяжести сложных сечений следует придерживаться следующего порядка:

1. Выбрать метод, который наиболее применим к данной задаче.
2. Разбить сложное сечение на простые части, для которых центры тяжести известны.
3. Выбрать оси координат. При этом необходимо помнить, что: если тело имеет плоскость симметрии, то его центр тяжести лежит в этой плоскости; если тело имеет ось симметрии, то его центр тяжести лежит на этой оси; если тело имеет центр симметрии, то его центр тяжести совпадает с центром симметрии.
4. Определить координаты центров тяжести отдельных частей относительно выбранных осей.
5. Используя формулы определить искомые координаты центра тяжести заданного сечения.

$$X_C = \frac{\Sigma A_к \cdot X_к}{\Sigma A_к} = \frac{A_1 \cdot X_1 + A_2 \cdot X_2 + A_3 \cdot X_3 + ...}{A_1 + A_2 + A_3 + ...} = \qquad (2.1)$$

$$У_C = \frac{\Sigma A_к \cdot У_к}{\Sigma} = \frac{A_1 \cdot У_1 + A_2 \cdot У_2 + A_3 \cdot У_3 + ...}{A_1 + A_2 + A_3 + ...} = \qquad (2.2)$$

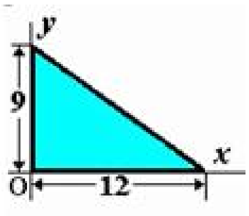
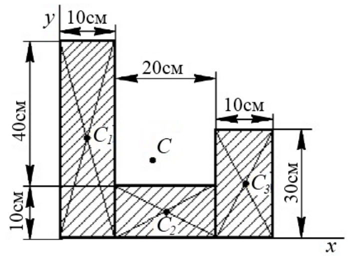
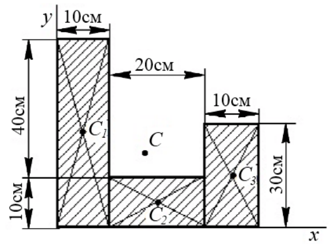
где, A_1, A_2 ... An - площади простых сечений;

$x_1, x_2 \ldots x_n, y_1, y_2 \ldots y_n$– координаты центра тяжести простых сечений.

Проверка знаний и умений (необходимых для выполнения практической работы).

Таблица 2.1

Проверка знаний и умений

№ п/п	Задание	Вариант ответа
1.	Чему равны координаты X_c и Y_c однородной пластины в виде прямоугольного треугольника? 	A. 4; 6 B. 4; 3 C. 8; 3 D. 8; 6
2.	Чему равны координаты C_3 однородной пластины? 	A. 35;15 B. 15;35 C. 5;25 D. 25;5
3.	Чему равны координаты X_c, Y_c однородной пластины? 	A. 15;18 B. 5; 25 C. 17;18 D. 25;5

Задание 1. Определить координаты заданного сечения.

Задание 2. Определить координаты центра тяжести составного сечения. Сечения состоят из листов с поперечными размерами $a \times \delta$ и прокатных профилей.

Порядок выполнения работы:

1) Разбить фигуру на простые геометрические фигуры, положение центров тяжести которых известны.
2) Выбрать систему координат.
3) Определить площади геометрических фигур.
4) Определить центр тяжести каждой фигуры относительно координат x, y.
5) Определить общую площадь фигуры по формуле $A = \Sigma A_i$.
6) Определить координаты центра тяжести всей фигуры.

Примеры расчета:

Задание 1. Определить координаты центра тяжести заданного сечения.

Решение:

1. Разбиваем фигуру на простые отдельные части, положение центров тяжести которых известны. Представляем фигуру в виде двух треугольников 1, 2, прямоугольника 3 и выреза 4 в виде полукруга.

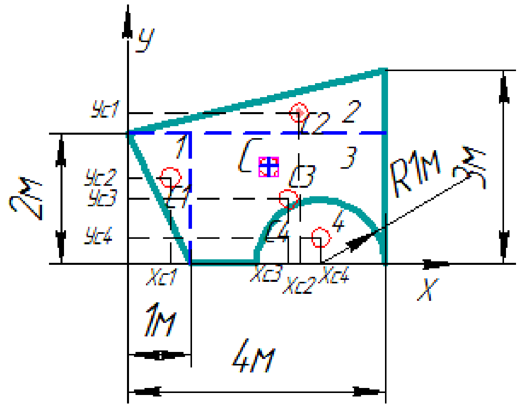


Рис. 2.1. Представление фигуры

2. Вычисляем площадь и координаты центра тяжести каждого элемента:

$$A_1 = \frac{1}{2} \cdot 2 \cdot 1 = 1 м^2, \quad x_1 = \frac{2}{3} \cdot 1 = 0{,}667\, м, \quad y_1 = \frac{2}{3} \cdot 2 = 1{,}333\, м;$$

$$A_2 = \frac{1}{2} \cdot 4 \cdot 1 = 2 м^2, \quad x_2 = \frac{2}{3} \cdot 4 = 2{,}667\, м, \quad y_2 = 2 + \frac{1}{3} \cdot 1 = 2{,}333\, м;$$

$$A_3 = 3 \cdot 2 = 6 м^2, \quad x_3 = 1 + \frac{1}{2} \cdot 3 = 2{,}5\, м, \quad y_3 = \frac{1}{2} \cdot 2 = 1\, м;$$

$$A_4 = -\frac{3{,}142 \cdot 1^2}{2} = -1{,}571 м^2, \quad x_4 = 3\, м, \quad y_1 = \frac{4 \cdot 1}{3 \cdot \pi} = 0{,}424\, м.$$

Площадь выреза берем со знаком минус.

3. Площадь фигуры $A = \Sigma A_i = 1 + 2 + 6 - 1{,}571 = 7{,}429$ м^2.

4. Находим координаты центра тяжести всей фигуры:

$$x_c = \frac{\Sigma A_i\, x_i}{A} = \frac{0.667 \cdot 1 + 2.667 \cdot 2 + 2.5 \cdot 6 - 3 \cdot 1.571}{7.429} = 2.192\, м;$$

$$y_c = \frac{\Sigma A_i\, y_i}{A} = \frac{1{,}333 \cdot 1 + 2.333 \cdot 2 + 1 \cdot 6 - 0{,}424 \cdot 1.571}{7.429} = 1{,}526\, м.$$

Задание 2. Определить координаты центра тяжести сечения, составленного из профилей проката, как показано на рис. 2.2, а. Сечение состоит из двутавровой балки № 33, швеллера № 27, двух уголков 90×56×6 мм и листа сечением 12×180 мм.

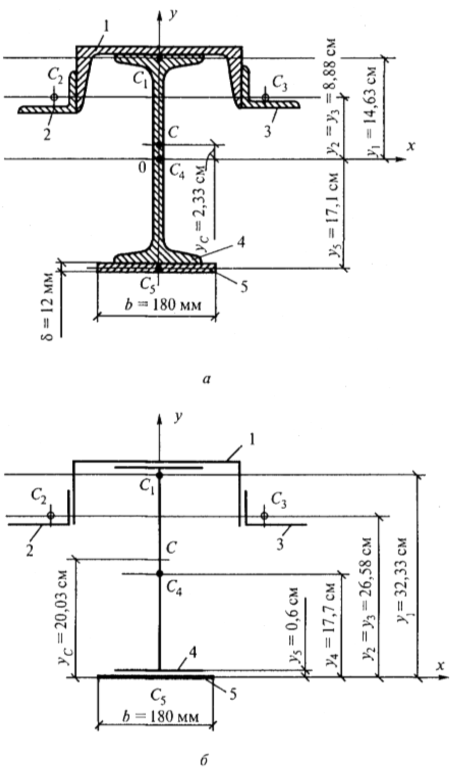


Рис. 2.2. Профиль проката

Решение:

1. Разобьем сечение в соответствии с профилями проката и обозначим их 1, 2, 3, 4, 5.

2. Укажем центры тяжести каждого профиля и обозначим их C_1, C_2, C_3, C_4 и C_5.

3. Выберем систему осей координат. Ось y совместим с осью симметрии, а ось x направим перпендикулярно оси y и проведем через центр тяжести двутавровой балки.

4. Выпишем формулы для определения координат центра тяжести сечения:

x_c=0, так как ось y совпадает с осью симметрии;

$$y_c = \frac{A_1 y_1 + A_2 y_2 + A_3 y_3 + A_4 y_4 + A_5 y_5}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5} \qquad (2.3)$$

Учитывая, что $A_2 = A_3$, а также, что $y_2 = y_3$, получим:

$$y_c = \frac{A_1 y_1 + 2A_2 y_2 + A_4 y_4 + A_5 y_5}{A_1 + 2A_2 + A_4 + A_5} \qquad (2.4)$$

5. Определим площади и координаты центров тяжести отдельных профилей проката, используя сечение.

$A_1 = 35,2$ см^2; $A_2 = A_3 = 8,54$ см^2; $A_4 = 53,8$ см^2;

$A_5 = 1,2 \cdot 18 = 21,6$ см^2;

$y_1 = h_{дв} / 2 + d_{шв} - z_{0(шв)} = 33/2 + 0,6 - 2,47 = 14,63$ см;

$y_2 = y_3 = h_{дв} / 2 + d_{шв} - b_{шв} + x_{0(уг)} = 33/2 + 0,6 - 9,5 + 1,28 = 8,88$ см;

$y_4 = 0$, так как ось x проходит через центр тяжести двутавра;
$y_5 = -(h_{дв}/2 + \delta_{листа}/2) = -(33/2 + 1{,}2/2) = -17{,}1$ см.
Подставим полученные значения в формулу для определения y_c:

$$У_c = \frac{35{,}2 \cdot 14{,}63 + 2 \cdot 8{,}54 \cdot 8{,}88 + 53{,}8 \cdot 0 + 21{,}6 \cdot (-17{,}1)}{35{,}2 + 2 \cdot 8{,}54 + 53{,}8 + 21{,}6} = \frac{297{,}3}{127{,}7} = 2{,}33 см \qquad (2.5)$$

Укажем положение центра тяжести сечения C на схеме.

Данные для выполнения практической работы
Задание 1

Таблица 2.2

Параметр	**Вариант**														
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**
Схема 1 уровня сложности	1	2	3	4	2	4	1	3	4	3	2	1	4	2	3
Схема 2 уровня сложности	5	6	7	8	7	5	8	6	6	5	8	7	7	5	8
Схема 3 уровня сложности	9	10	11	12	9	11	10	12	10	9	12	11	9	11	10
b, мм	25	12	16	18	40	23	15	10	20	25	34	28	15	22	32

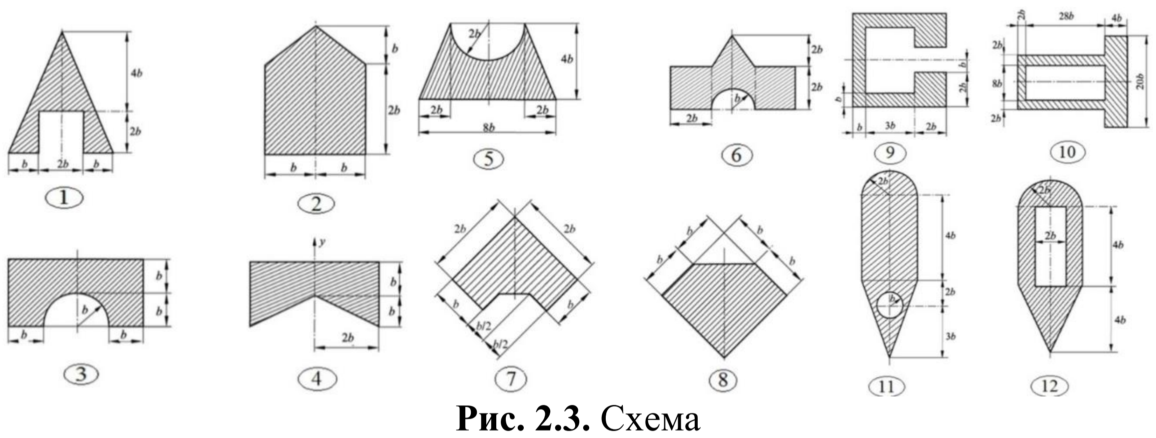


Рис. 2.3. Схема

Задание 2

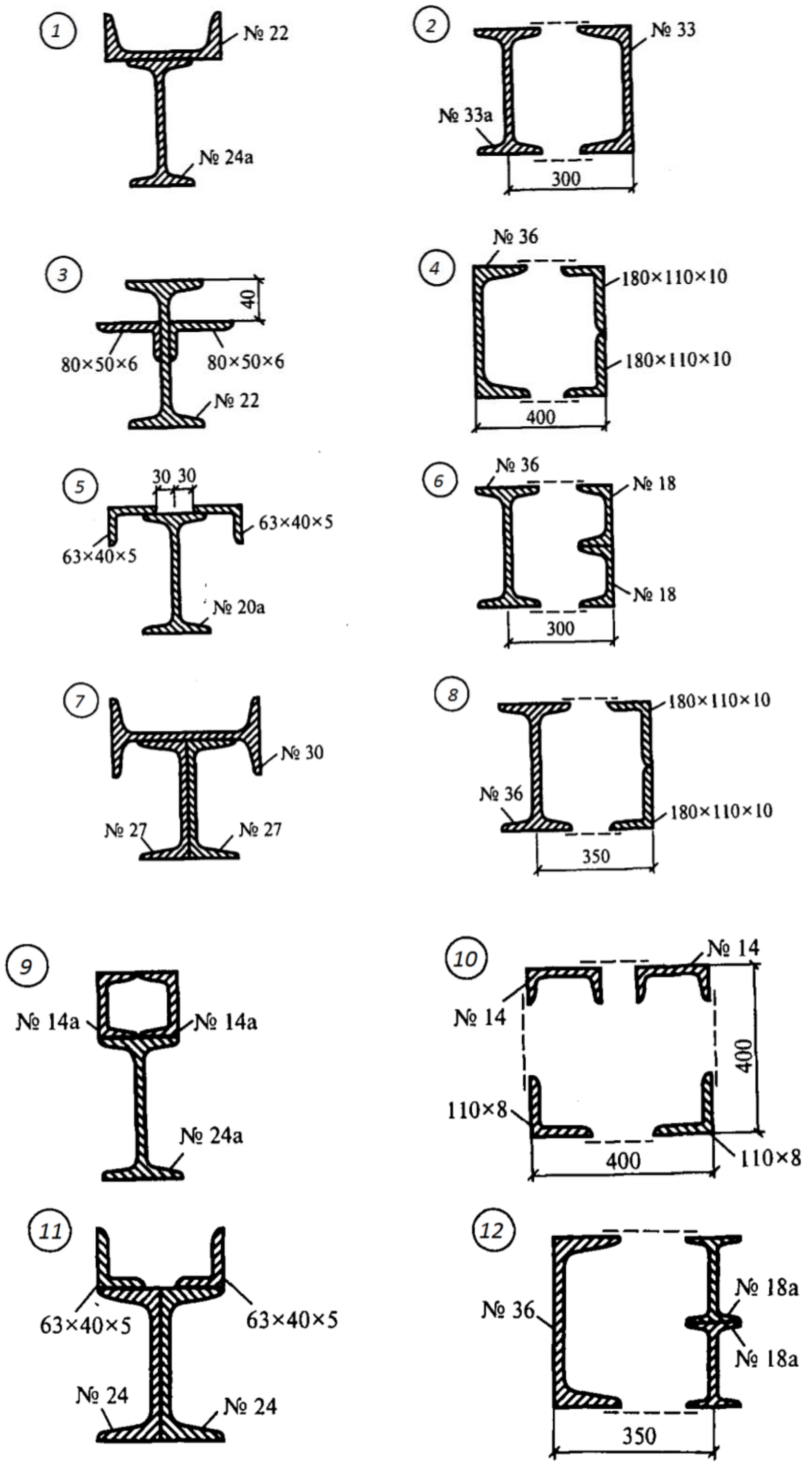


Рис.2.4. Схемы

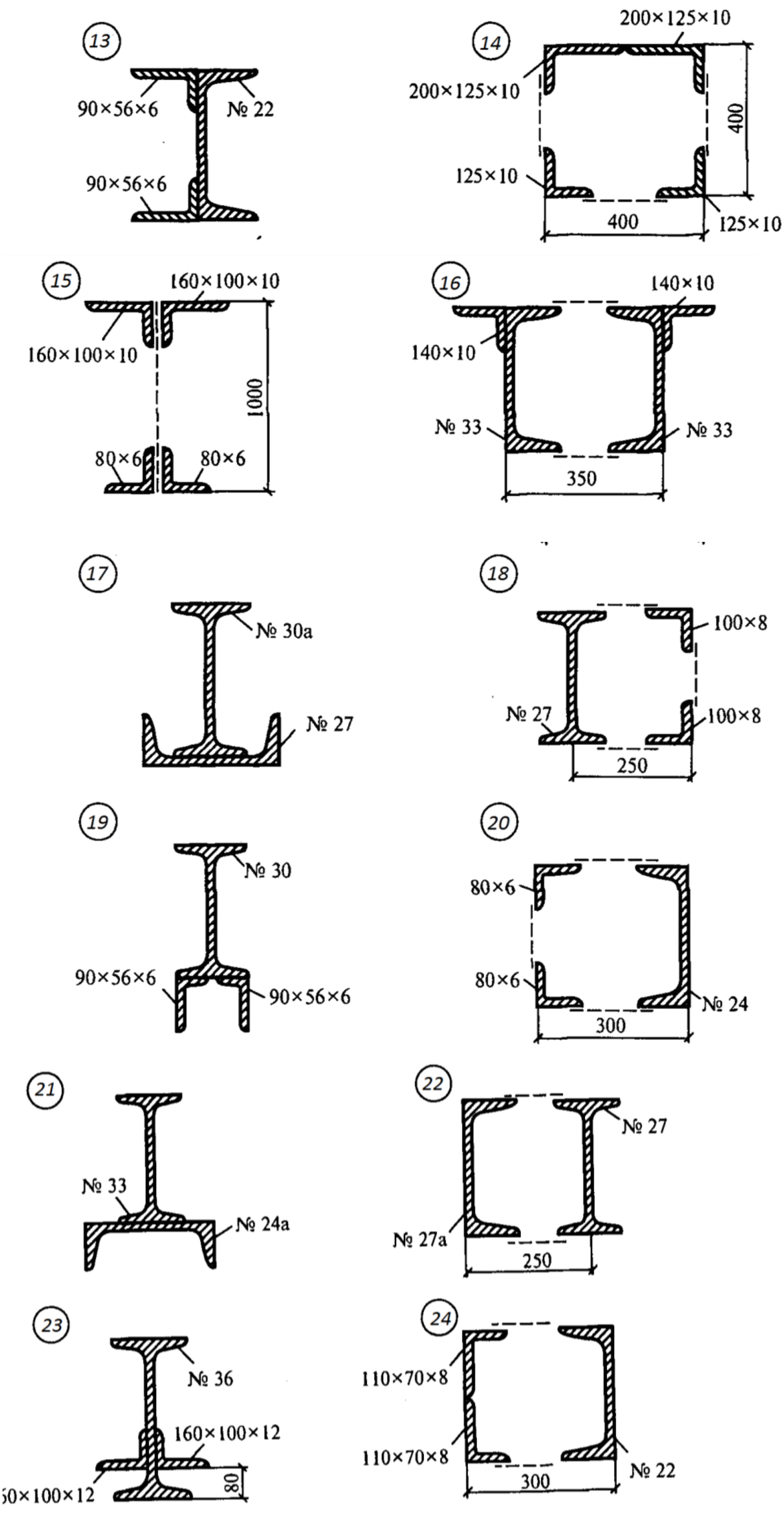

13
90×56×6
№ 22
90×56×6
14
200×125×10
200×125×10
400
125×10
400
125×10
15
160×100×10
160×100×10
1000
80×6
80×6
16
140×10
140×10
№ 33
№ 33
350
17
№ 30a
№ 27
18
100×8
№ 27
100×8
250
19
№ 30
90×56×6
90×56×6
20
80×6
80×6
№ 24
300
21
№ 33
№ 24a
22
№ 27
№ 27a
250
23
№ 36
160×100×12
50×100×12
80
24
110×70×8
110×70×8
300
№ 22

Рис. 2.5. Схемы

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 3
ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЦЕНТРА ТЯЖЕСТИ ПЛОСКОЙ ФИГУРЫ

Цель работы: Научиться определять координаты центра тяжести сечений, составленного из стандартных профилей.

Задание: Найти координаты центра тяжести сечений, составленного из стандартных профилей.

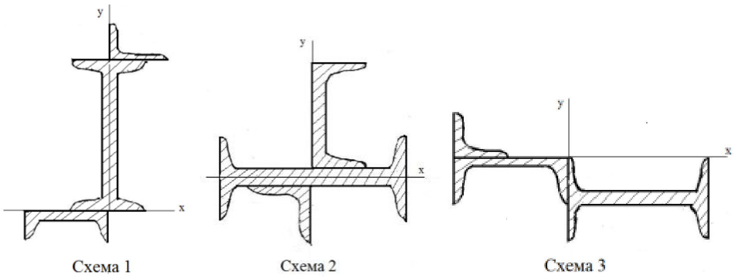


Рис. 3.1. Схемы

Таблица 3.1

Вид профиля	Варианты											
	Схема 1	1	4	7	10	13	16	19	22	25	28	31
	Схема 2	2	5	8	11	14	17	20	23	26	29	32
	Схема 3	3	6	9	12	15	18	21	24	27	30	33
Двутавр №		10	12	14	16	18	20	22	24	27	30	36
Швеллер №		5	6,5	8	10	12	14	16	18	20	24	33

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 4
ПОСТРОЕНИЕ КИНЕМАТИЧЕСКИХ ГРАФИКОВ

Цель работы: Закрепить теоретические знания и умения строить эпюры и выполнять расчёты на прочность при растяжении и сжатии

Краткие теоретические и справочно-информационные материалы по теме:

Растяжением или сжатием называют вид нагружения, при котором в поперечном сечении бруса возникает только один внутренний силовой фактор — продольная сила.

Если внешняя сила направлена от сечения, то продольная сила положительна, брус растянут; если внешняя сила направлена к сечению, то продольная сила отрицательна, брус сжат.

Эпюрой продольной силы называется график распределения продольной силы вдоль оси бруса.

Ось эпюры параллельна продольной оси бруса.

Нулевая линия проводится тонкой линией. Значения сил откладывают от оси, положительные - вверх, отрицательные - вниз.

В пределах одного участка значение силы не меняется, поэтому эпюра очерчивается отрезками прямых линий, параллельными оси Oz.

На эпюре проставляются значения Nz. Величины продольных сил откладывают в заранее выбранном масштабе.

Эпюра по контуру обводится толстой линией и заштриховывается поперек оси.

При растяжении и сжатии в сечении действует только нормальное напряжение, которое определяется по формуле

$$\sigma = \frac{N}{A}, \tag{4.1}$$

где N – продольная сила в сечении,

A - площадь поперечного сечения.

При определении напряжений брус разбивают на участки нагружений, в пределах которых продольные силы не изменяются, и учитывают места изменений площади поперечных сечений. Рассчитывают напряжения по сечениям, и расчет оформляют в виде эпюры нормальных напряжений.

Строится и оформляется такая эпюра так же, как и эпюра продольных сил.

Расчеты на прочность ведутся по условиям прочности - неравенствам, выполнение которых гарантирует прочность детали при данных условиях.

Для обеспечения прочности расчетное напряжение не должно превышать допускаемого напряжения:

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ , где } \sigma = \frac{N_з}{A} \, . \tag{4.2}$$

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

Существуют три вида расчета на прочность.

1. Проектировочный расчет - задана расчетная схема и нагрузки. Необходимо подобрать размеры детали:

$$A = \frac{N_з}{[\sigma]} \, . \tag{4.3}$$

2. Проверочный расчет - известны нагрузки, материал, размеры детали; необходимо проверить, обеспечена ли прочность.

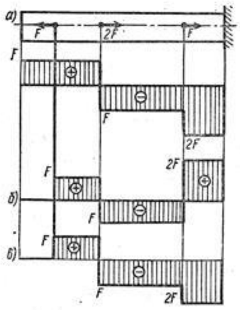
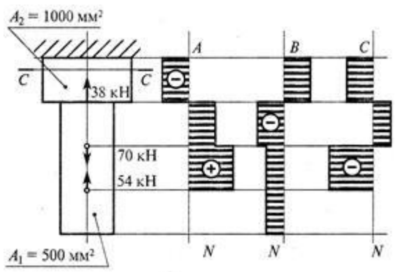
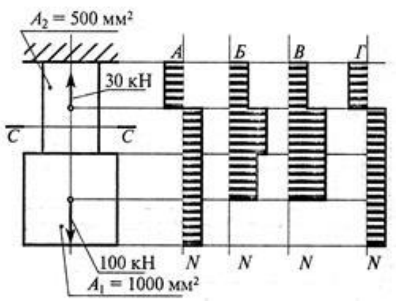
Проверяется неравенство $\sigma \leq [\sigma]$

3. Определение нагрузочной способности (максимальной нагрузки): [N] = [σ]A.

Проверка знаний и умений (необходимых для выполнения практической работы).

Таблица 4.1

Проверка знаний и умений

№ п/п	**Задание**	**Вариант ответа**
1.	Какая из эпюр, приведенных на рисунке, соответствует эпюре продольных сил стержня? 	А. Б. В.
2.	Укажите эпюру, соответствующую эпюре нормальных напряжений для данного бруса. 	А. Б. В.
3.	Обеспечена ли прочность бруса в сечении С-С, если допустимое напряжение [σ] = 260 МПа? 	А. σ < [σ] . В. σ = [σ]; С. σ > [σ];

Задание

Для стального бруса круглого поперечного сечения диаметром D требуется:

1) построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений;

2) проверить прочность стержня, если [σ] = 160МПа. Данные своего варианта взять из таблицы.

Порядок выполнения работы:

1. Изобразить расчётную схему.
2. Разделить брус на участки нагружения, границы которых находятся в точках приложения сил.
3. Определить продольные силы на участках бруса, используя метод сечений.
4. Провести нулевую линию параллельно оси бруса.
5. Найденные величины продольных сил отложить в масштабе в виде ординат, перпендикулярных оси бруса (положительные значения вверх от нулевой линии, отрицательные вниз). Через концы ординат провести линии параллельно оси бруса; поставить знаки и заштриховать эпюру параллельно ординатам.
6. Разделить брус на участки нагружения для построения эпюры нормальных напряжений, с учётом площади поперечного сечения бруса.
7. Найти значение нормальных напряжений для каждого участка нагружения.
8. Построить эпюру нормальных напряжений по найденным значениям.
9. Определить опасный участок.
10. Сравнить расчётное напряжение с допустимым напряжением.
11. Сделать вывод о прочности бруса.

Пример расчета:

Для стального ступенчатого бруса нагруженного осевыми внешними силами F_1 = 25 кН и F_2 = 60 кН при площадях поперечных сечений A_1 = 500 см^2, A_2 = 1000 см^2 определить продольные силы и напряжения. Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений. Проверьте прочность бруса, если если [σ] = 160МПа

Решение:

1. Два участка нагружения для продольной силы:

участок 1: $N_1 = + 25$ кН; растянут;

участок 2: $25 – 60 + N_2 = 0$; $N_2 = - 35$ кН; сжат.

2. Три участка нагружения по напряжениям:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = \frac{25 \cdot 10^3}{500} = 50 \frac{Н}{мм^2}$$

$$\sigma_2 = \frac{N_1}{A_2} = \frac{25 \cdot 10^3}{1000} = 25 \frac{Н}{мм^2}$$

$$\sigma_3 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{-35 \cdot 10^3}{1000} = -35 \frac{Н}{мм^2}$$

3. На опасном участке напряжение $50 \frac{Н}{мм^2}$<[160МПа, значит прочность бруса обеспечена.

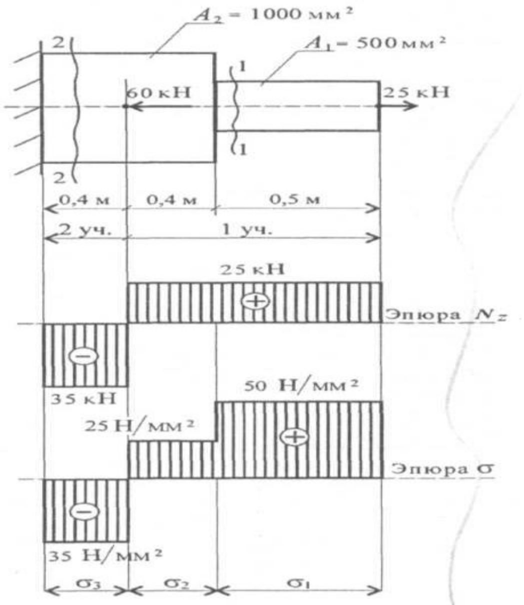
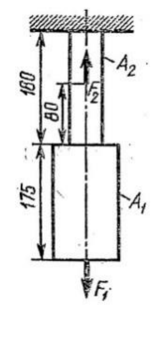
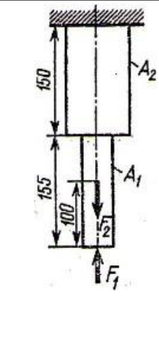
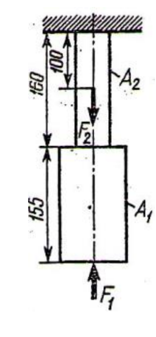
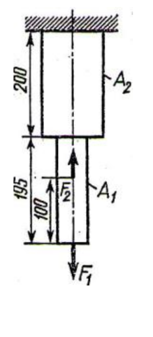
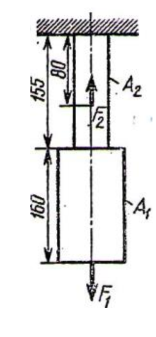
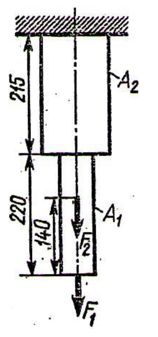
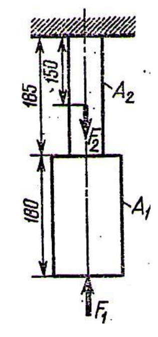
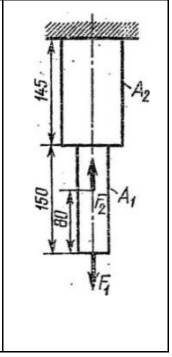


Рис. 4.1. Брус

Таблица 4.2

Данные для выполнения практической работы

Параметр	**Вариант**														
	1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**	**8**	**9**	**10**	**11**	**12**	**13**	**14**	**15**
F_1, кН	10	15	20	25	30	35	40	12	14	15	22	24	26	28	8
F_2, кН	40	12	14	15	22	24	26	45	42	10	15	20	25	30	12
A_1, см^2	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	2	4
A_2, см^2	7	8	9	10	11	12	13	14	2	18	16	14	12	8	9

Вариант 1, 11, 21	**Вариант 2, 12, 22**	**Вариант 3, 13, 23**	**Вариант 4, 14, 24**	**Вариант 5, 15, 25**	**Вариант 6, 16, 26**	**Вариант 7, 17, 27**	**Вариант 8, 18, 28**
							

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 5
РАСЧЕТ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПОПЕРЕЧНЫХ СЕЧЕНИЙ БРУСА ПРИ РАСТЯЖЕНИИ (СЖАТИИ)

Цель работы:

1. Научиться рассчитывать перемещение свободного конца бруса
2. Научиться определять процент пере - или недогрузки наиболее нагруженного бруса (стержня)

Средства обучения: Карточки с заданиями, линейка, калькулятор.

Подготовка студентов к занятию.

При подготовке к практической работе необходимо изучить теоретический материал по конспекту, ответить на вопросы тестового задания:

1. Закон Гука устанавливает зависимость:

a. между напряжениями и нагрузками
b. между нагрузкой и деформацией
c. между деформацией и жесткостью бруса

2. При чистом растяжении в сечениях возникают:

a. касательные напряжения
b. нормальные напряжения
c. касательные и нормальные напряжения

3. Прочность это

a. способность противостоять деформации
b. способность выдерживать ударную нагрузку
c. способность противостоять разрушению

4. Напряжение в сечениях бруса обратно пропорционально:

a. площади сечения
b. прилагаемой нагрузке
c. удлинению бруса

5. Что означает математическое выражение: $\sigma \leq [\sigma]$?

a. закон Гука
b. коэффициент запаса прочности
c. условие прочности

6. Какая сила называется равнодействующей?

a. эквивалентная данной системе сил
b. уравновешивающая данную систему сил
c. вызывающая состояние равновесия материальной точки

7. Относительная линейная деформация имеет размерность:

a. мм^2
b. Паскаль
c. безразмерная величина

Пояснения к выполнению работы

Краткие теоретические сведения.

Абсолютное удлинение бруса прямо пропорционально величине продольной силы в сечении, длине бруса и обратно пропорционально площади поперечного сечения и модулю упругости.

Связь меж продольной и поперечной деформациями зависит от параметров материала, связь определяется *коэффициентом Пуассона,* именуемом *коэффициентом поперечной деформации.* Коэффициент Пуассона: у стали μ от 0,25 до 0,3; у пробки $\mu = 0$; у резины μ — 0,5.

Закон Гука выполняется в зоне упругих деформаций, которая определяется при испытаниях на растяжение по диаграмме растяжения

При работе пластические деформации не должны возникать, упругие деформации малы по сопоставлению с геометрическими размерами тела.

Главные расчеты в сопротивлении материалов проводятся в зоне упругих деформации, где действует закон Гука.

Определение деформации бруса под перегрузкой и сопоставление её с допускаемой (не нарушающей работоспособности бруса) именуют *расчетом на твердость.*

Закон Гука:

$$\sigma = \mathrm{E}\varepsilon \tag{5.1}$$

Откуда:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{\mathrm{E}}$$

Относительное удлинение: $\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}$

В итоге получим зависимость меж перегрузкой, размерами бруса и возникающей деформацией:

$$\frac{\Delta l}{l} = \frac{\sigma}{E};\ \sigma = \frac{N}{A};\ \Delta l = \frac{\sigma l}{E} \text{ или } \Delta l = \frac{Nl}{AE}, \tag{5.2}$$

где Δl – абсолютное удлинение, мм; σ- обычное напряжение, МПа;

l— исходная длина, мм;

E — модуль упругости материала, МПа;

N — продольная сила, Н;

A — площадь поперечного сечения, мм^2;

Произведение AE именуют *жесткостью сечения.*

Порядок выполнения работы:

1. Брус ступенчатый, поэтому следует построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений. Делим брус на участки нагружения, определяем продольные силы, строим эпюру продольных сил.

2. Определяем величины нормальных напряжений по сечениям с учетом изменений площади поперечного сечения. Строим эпюру нормальных напряжений.

3. На каждом участке определяем абсолютное удлинение.

4. Результаты алгебраически суммируем.

Пример расчета 1

Дана схема нагружения и размеры бруса до деформации. Брус защемлен, определить перемещение свободного конца.

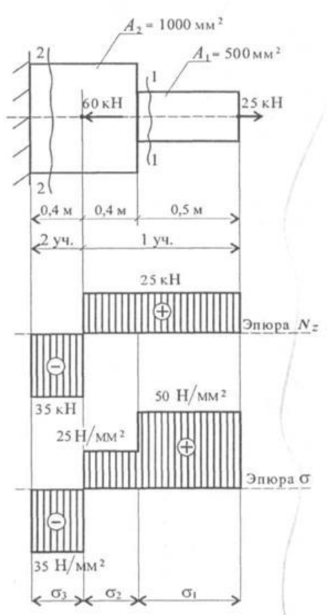


Рис. 5.1. Брус

Примечание. Балка защемлена, в заделке возникает неизвестная реакция в опоре, поэтому расчет начинаем со свободного конца (справа).

1. Два участка нагружения:

участок 1: N1 = + 25 кН; растянут; участок 2: 25 – 60 + N2 = 0; N2 = - 35 кН; сжат.

2. Три участка по напряжениям:

3.

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1}\ \sigma_1 = \frac{25 \cdot 10^3}{500} = 50\ н/мм^2$$

$$\sigma_2 = \frac{N_1}{A_2}\ \sigma_2 = \frac{25 \cdot 10^3}{1000} = 25\ н/мм^2$$

$$\sigma_3 = \frac{N_2}{A_2}\ \sigma_3 = \frac{-35 \cdot 10^3}{1000} = -35\ н/мм^2$$

4. Удлинения участка (материал – сталь Е = 2 · 10^5 МПа)

5.

$$\Delta l_1 = \frac{\sigma_1 l_1}{E};\ \Delta l_1 = \frac{50 \cdot 0{,}5 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = 0{,}125\ мм$$

$$\Delta l_2 = \frac{25 \cdot 0{,}4 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = 0{,}05\ мм$$

$$\Delta \mathrm{l}_3 = \frac{-35 \cdot 0{,}4 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^5} = -0{,}07\text{мм}$$

4. Суммарное удлинение бруса (перемещение свободного конца). Δl = Δl2 + Δl3; Δl =0,125 + 0,05 – 0,07 = 0,105 мм.

Пример расчета 2

Для данного стального ступенчатого бруса построить эпюру продольных сил N_z и нормальных напряжений σ; определить перемещение свободного конца $\Delta\ell$; произвести проверочный расчет, если [s] =160 МПа.

F1 = 30 кН; F2 = 38 кН; F3 = 42 кН; A1 = 1,9 см 2; A2 =3,1 см 2

Решение:

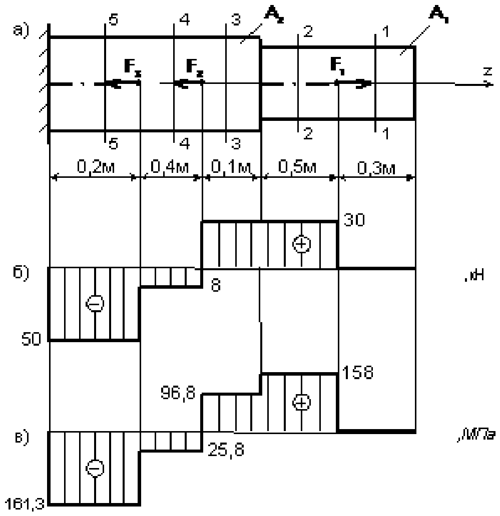


Рис. 5.2. Ступенчатый брус

1 Разбиваем брус на участки 1, 2, 3, 4, 5.

2 Применяя метод сечений, определяем значения продольных сил Nz, Н, на участках бруса:

$$N_{k1} = 0;\ N_{k1} = 0;$$
$$N_{z2} = F_1\ N_{z2} = 30\text{кН} = 30 - 10^3\text{Н}$$
$$N_{z3} = F_1; N_{z3} = 30\text{кН} = 30 - 10^3\text{Н}$$
$$N_{z4} = F_1 - F_2\ \ N_{z4} = 30 - 38 = -8\text{кН} = -8 - 10^3\text{Н}$$
$$N_{z5} = F_1 - F_2 - F_3\ N_{z5} = 30 - 38 - 42 = -50\text{кН} = -50 - 10^3\text{Н}$$

Строим эпюру продольных сил N z 3 Вычисляем значения нормальных напряжений σ, МПа, по формулам

$$\sigma_1 = \frac{N_{z1}}{A_1};\ \sigma_1 = 0;$$
$$\sigma_2 = \frac{N_{z2}}{A_1};\ \sigma_2 = \frac{30-10^3}{1{,}9-10^2} = 158\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 158\text{мПа};$$
$$\sigma_3 = \frac{N_{z3}}{A_2}; \sigma_3 = \frac{30-10^3}{3{,}1-10^2} = 96{,}8\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = 96{,}8\text{мПа};$$
$$\sigma_4 = \frac{N_{z4}}{A_2}; \sigma_4 = \frac{-8-10^3}{3{,}1-10^2} = -25{,}8\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = -25{,}8\text{мПа};$$

$$\sigma_5 = \frac{N_{z5}}{A_2}; \sigma_4 = \frac{-50-10^3}{3,1-10^2} = -161,3\,\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} = -163,3\text{мПа}.$$

Строим эпюру нормальных напряжений.

4 Определяем перемещение свободного конца Δl , мм, по формуле

$$\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 + \Delta l_4 + \Delta l_5$$

$$\Delta l_1 = \frac{N_{z1} \cdot l_1}{A_1 \cdot E}; \ \Delta l_1 = 0;$$

$$\Delta l_2 = \frac{N_{z2} \cdot l_2}{A_1 \cdot E}; \ \Delta l_2 = \frac{30-10^3-0,5-10^3}{1,9-10^2-2-10^5} = 0,394\text{мм};$$

$$\Delta l_3 = \frac{N_{z3} \cdot l_3}{A_2 \cdot E}; \ \Delta l_3 = \frac{30-10^3-0,1-10^3}{3,1-10^2-2-10^5} = 0,0484\text{мм};$$

$$\Delta l_4 = \frac{N_{z4} \cdot l_4}{A_2 \cdot E}; \ \Delta l_4 = \frac{-8-10^3-0,4-10^3}{3,1-10^2-2-10^5} = -0,0516\text{мм};$$

$$\Delta l_5 = \frac{N_{z5} \cdot l_5}{A_2 \cdot E}; \ \Delta l_5 = \frac{-50-10^3-0,2-10^3}{3,1-10^2-2-10^5} = -0,161\text{мм};$$

$$\Delta l = 0 \ + \ 0,394 \ + \ 0,0484 - \ 0,0516 - \ 0,161 \ = \ 0,23 \text{ мм}.$$

5 Проверяем условия прочности:

$$\sigma_{\text{пр}} = £\ [s] \qquad (5.3)$$

Так как $\sigma_{\text{пр}} = 161,3$ мПа , больше допустимого напряжения [s] вычисляем перегрузкуΔ_σ:

$$\Delta_\sigma = \frac{|\sigma_{\text{пр}} - [\sigma]|}{[\sigma]} 100\% \qquad (5.4)$$

$\Delta_\sigma = \frac{|161,3-160|}{160} 100\%$=0,83%, что меньше допускаемого значения перегрузки равного 5 %.

Условия прочности выполняется, брус удлинился на 0,23мм.

Последовательность проектного расчета

1 Определить реакции стержней, используя уравнения равновесия для плоской системы сходящихся сил, и проверить правильность найденных реакций.

2 Для наиболее нагруженного стержня, используя условие прочности $[A] \geq \frac{N_z}{[\sigma]}$, определить требуемую площадь поперечного сечения стержня и подобрать по сортаменту подходящий номер профиля и найти стандартное значение площади поперечного сечения стержня.

3 Определить процент пере- или недогрузки наиболее нагруженного стержня.

Содержание отчета:

1. Наименование и цель работы.
2. Схема бруса своего варианта.
3. Расчеты.
4. Выводы по работе.

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 6
РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ И ЖЕСТКОСТЬ ПРИ КРУЧЕНИИ

Цель работы: научиться определять величину крутящих моментов, определять диаметр вала из условия прочности при кручении и определять угол закручивания.

Задание: Определить величину крутящих моментов для каждого участка, построить эпюру крутящих моментов, определить диаметр вала на каждом участке, определить угол закручивания каждого участка. Принять мощность на колесах:

Схему и исходные данные выбрать в соответствии с номером студента по списку в журнале.

Для всех вариантов принимать: $[\tau]=25 МПа$; $G=8\cdot10^4 МПа$

Порядок выполнения

1. Изобразить расчетную схему.
2. Разбить вал на участки и пронумеровать их.
3. Определить мощность на колесах.
4. Определить вращающие моменты на колесах: $M_{вр}=\frac{P}{\omega} Нм$,

где P – мощность на колесе ($Вт$),

ω – угловая скорость ($рад/с$)

5. Определить крутящие моменты на каждом участке – M_k.
6. Построить эпюру крутящих моментов – M_k.
7. Из условия прочности при кручении:

$$\tau_{kmax} = \frac{M_k}{W_p} \le [\tau]$$

определить требуемый поперечный момент сопротивления для каждого участка:

$$W_p \ge \frac{M_K}{[\tau]}.$$

8. Определить диаметр вала для каждого участка:

$$W_p = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2^3; \quad d \ge \sqrt[3]{\frac{16W_p}{\pi}} \approx \sqrt[3]{5W_p}$$

Округлить полученное значение до стандартных.

9. Определить полярные моменты инерции сечений для каждого участка:

$$J_p=0,1d^4 (мм)$$

10. Определить углы закручивания каждого участка, приняв длины участков одинаковыми и равными ℓ *=300мм*

$$\varphi = \frac{180^0}{\pi} \cdot \frac{M_k \cdot \ell}{G \cdot J_p}$$

11. Вывод.

Таблица 6.1

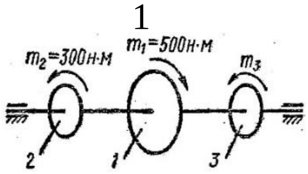
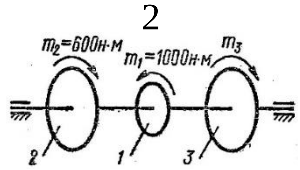
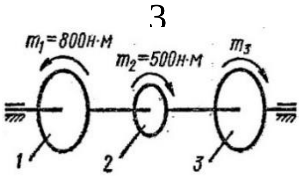
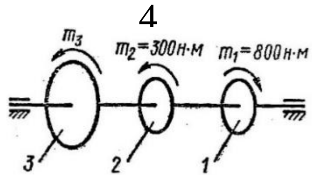
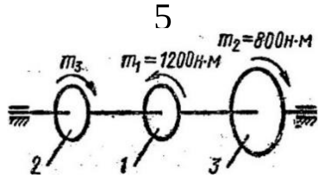
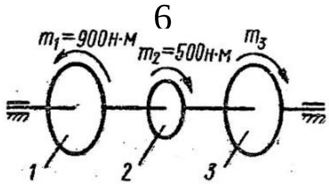
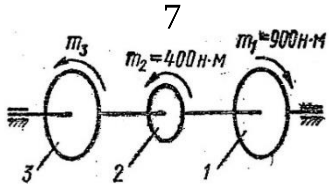
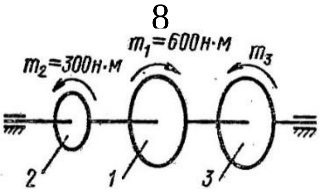
Варианты заданий

Вариант	**P_1кВт**	**$\omega^{рад}/_{с}$**	**№ схемы**
1, 11, 21.	30	20	1
2, 12, 22.	22	30	2
3, 13, 23.	15	10	3
4, 14, 24.	18	40	4
5, 15, 25.	10	30	5
6, 16, 26.	25	35	6
7, 17, 27.	35	40	7
8, 18, 28.	24	15	8
9, 19, 29.	50	100	9
10, 20, 30.	11	24	10

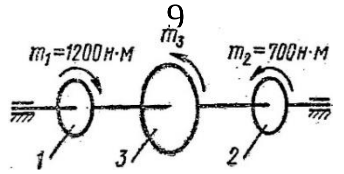
Задания к практической работе № 6

Таблица 6.2

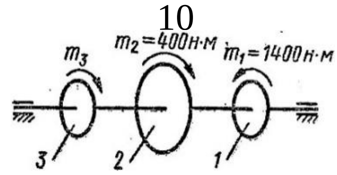
Задания к практической работе

<table>
<tr><td>1
</td><td>2
</td></tr>
<tr><td>3
</td><td>4
</td></tr>
<tr><td>5
</td><td>6
</td></tr>
<tr><td>7
</td><td>8
</td></tr>
</table>

9



10



ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 7
РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Цель работы: Научиться построению эпюр изгибающих моментов и поперечных сил и производить расчеты на прочность при изгибе.

Задание: Для заданной расчетной схемы оси определить реакции опор, построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов, подобрать диаметр оси из условия прочности при изгибе. Номер варианта принять согласно номеру студента в списке по журналу. Для расчетов принять: материал оси — сталь 40, допускаемое напряжение на изгиб $[\sigma_u] = 100 МПа$.

Порядок выполнения

1. Изобразить расчетную схему.
2. Выписать исходные данные из таблицы.
3. Заменить действие опор на балку силами реакций.
4. Составить уравнение равновесия для плоской системы параллельных сил: $\sum MA = 0; \quad \sum MB = 0.$
5. Найти из уравнений равновесия неизвестные силы реакций.
6. Определить поперечную силу в каждом из характерных сечений, как сумму внешних сил, приложенных по одну сторону от сечения.
7. Построить эпюру поперечных сил.
8. Определить величину изгибающего момента для каждого характерного сечения, как сумму моментов внешних сил, приложенных по одну сторону от сечения, относительно центра тяжести этого сечения.
9. Построить эпюру изгибающих моментов.
10. Выбрать наиболее нагруженное сечение, где $Mu=max$.
11. Записать уравнение условия прочности при изгибе:

$$\sigma_{umax} = \frac{Mumax}{W_x} \le [\sigma_u].$$

12. Найти требуемую величину осевого сопротивления сечения:

$$W_X \ge \frac{Mumax}{[\sigma_u]}; \quad \text{из выражения; } W_X = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0{,}1d^3.$$

13. Определить диаметр наиболее нагруженного поперечного сечения оси:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32W_X}{\pi}} = \sqrt[3]{10W_X}$$

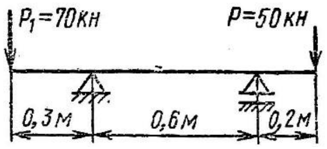
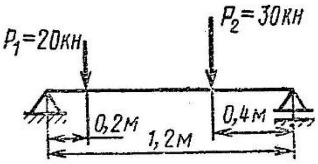
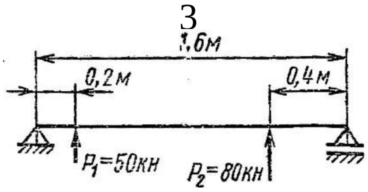
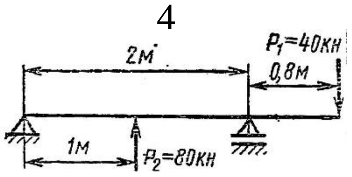
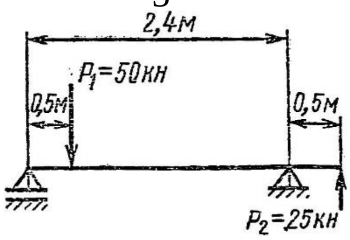
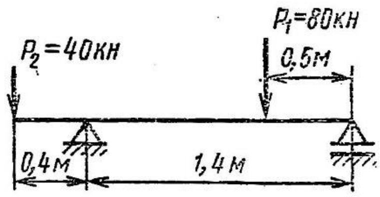
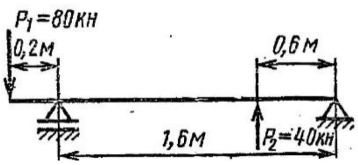
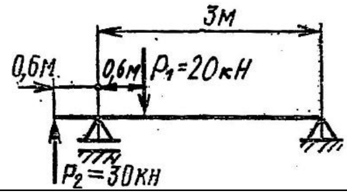
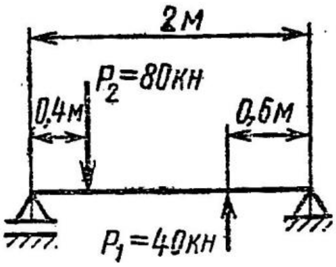
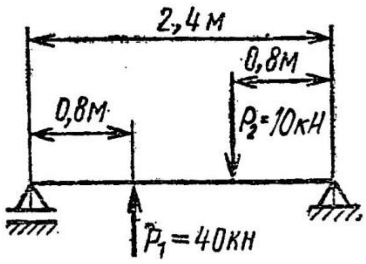
14. Округлить диаметр до ближайшего стандартного значения из ряда R40 по таблицы 7.1.

15. Вывод.

Задания к практической работе № 7

Таблица 7.1

Задания к практической работе

1	2
	
3	4
	
5	6
	
7	8
	
9	10
	

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 8
РАСЧЕТ ВАЛА НА СОВМЕСТНОЕ ДЕЙСТВИЕ ИЗГИБА И КРУЧЕНИЯ

Цель работы. На основе изучения темы «Гипотезы прочности и их применение» научиться рассматривать сложную деформацию (сочетание изгиба с кручением), и рассчитывать вал на прочность при сочетании основных деформаций.

Теоретические сведения. Сочетание деформаций изгиба и кручения испытывает большинство валов, которые представляют собой прямые брусья круглого или кольцевого сечения.

При расчете валов учитывается только крутящий и изгибающий моменты, действующие в опасном поперечно сечении и не учитывается поперечная сила Q.

III теория прочности: Опасное состояние материала наступает тогда, когда наибольшие касательные напряжения τ достигают предельной величины.

Эквивалентное напряжение $\sigma_{экв}$ – это такое условное напряжение при одностороннем растяжении, которое равноопасно заданному случаю сочетания основных деформаций.

Энергетическая теория прочности (V теория прочности): Опасное состояние материала в данной точке наступает тогда, когда удельная потенциальная энергия формоизменения достигает предельной величины.

При сочетании деформаций опасными будут точки поперечного сечения вала, наиболее удаленные от нейтральной оси.

III теория прочности:

$$M_{экв} = M_и^2 + M_к^2,$$

где $M_{экв}$ – эквивалентный момент;

$M_и$ – максимальный изгибающий момент;

$M_к$ – крутящий момент;

W – момент сопротивления изгибу.

По энергетической теории прочности (V):

$$M_{экв} = M_и^2 + 0{,}75 M_к^2.$$

Расчетная формула на прочность для круглых валов:

$$\sigma_{экв} = \frac{M_{экв}}{W} \le [\sigma].$$

Пример решения задачи

Для стального вала (рисунок 8.1) постоянного поперечного сечения с двумя зубчатыми колесами, передающего мощность *P=15 кВт* при угловой скорости *ω=30 рад/с,* определить диаметр вала по двум вариантам:

а) используя третью гипотезу прочности;

б) используя пятую гипотезу прочности. Принять *[σ]=160 МПа.*

$F_{r1} = 0.4F_1$; $F_{r2} = 0.4F_2$.

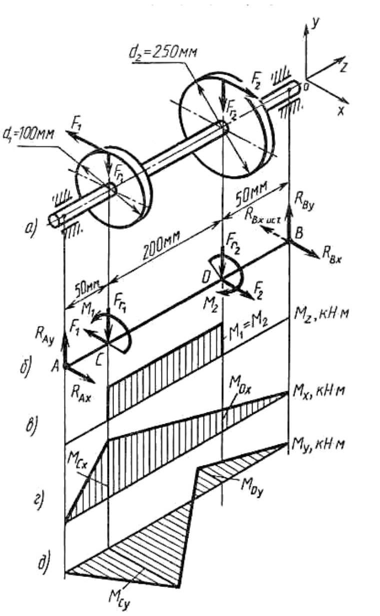


Рис. 8.1. Вал с двумя зубчатыми колесами

Решение

Составляем расчетную схему вала, приводя действующие на вал нагрузки к оси (рисунок 8.1б). При равномерном вращении вала $M_1=M_2$, где M_1 и M_2 – скручивающие пары, которые добавляются при переносе сил F_1 и F_2 на ось вала.

Определяем вращающий момент, действующий на вал:

$$M_1 = M_2 = P / \omega = 0{,}5 \cdot 10^3\ Н \cdot м = 0{,}5\ кН \cdot м.$$

Вычислим нагрузки приложенные к валу:

$F_1 = 2\ M_1 / d_1 = 2 \cdot 0{,}5 \cdot 10^3 / 0{,}1 = 10\ кН$; $F_{r1} = 0.4F_1 = 0{,}4 \cdot 10 = 4\ кН$;

$F_2 = 2\ M_2 / d_2 = 2 \cdot 0{,}5 \cdot 10^3 / 0{,}25 = 4\ кН$; $F_{r2} = 0.4F_2 = 0{,}4 \cdot 4 = 1{,}6\ кН$.

Определяем реакции опор в вертикальной плоскости (рис. 7.1б):

$\sum M_A = 0$; $F_{r2} \cdot AD - R_B \cdot AB + F_{r1} \cdot AC = 0$;

$R_B = F_{r2} \cdot AD + F_{r1} \cdot AC / AB = 1.6 \cdot 0.25 + 4 \cdot 0.05 / 0.3 = 2\ кН$;

$\sum M_B = 0$; $- F_{r2} \cdot DB + R_A \cdot AB - F_{r1} \cdot BC = 0$;

$R_A = F_{r2} \cdot DB + F_{r1} \cdot BC / AB = 1.6 \cdot 0.05 + 4 \cdot 0.25 / 0.3 = 3.6\ кН$;

Проверка: $\sum Y = 0$; $- F_{r1} + R_B - F_{r2} + R_A = 2 - 4 - 1.6 + 3.6 = 0$.

Следовательно, реакции найдены верно.

Определяем реакции опор в горизонтальной плоскости:

$\sum M_A = 0$; $-F_2 \cdot AD - R_B \cdot AB + F_1 \cdot AC = 0$;

R_B=-$F_2 \cdot AD + F_1 \cdot AC / AB$= -4·0,25+10·0,05 / 0,3 = - 1,66 *кН;*

$\sum M_B=0;\ F_2 \cdot DB+ R_A \cdot AB -\ F_1 \cdot CB=0;$

R_A= - $F_2 \cdot DB+ F_1 \cdot CB / AB$= -4·0.05+10·0.25 / 0.3= 7.66 *кН;*

Проверка: $\sum X=0;\ - F_1- R_B + F_2 + R_A$ = 7.66-10+4-1.66 =0.

Следовательно, реакции найдены верно.

Строим эпюру крутящих моментов (рисунок 8.1в).

Определяем в характерных сечениях значения изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскости и строим эпюры (рисунок 8.1г, д):

Вертикальная плоскость $M_c= R_A \cdot AC$= 3,6·0,05= 0,18 *кН·м;*

$M_D= R_A \cdot AD - F_{r1} \cdot CD$ = 3.6·0.25 - 4·0.2 = 0.1 *кН·м;*

Горизонтальная плоскость $M_c= R_A \cdot AC$= 7,66·0,05= 0,383 *кН·м;*

$M_D= R_A \cdot AD - F_1 \cdot CD$ = 7.66·0.25 - 10·0.2 = - 0,085 *кН·м.*

Вычисляем наибольшее значение эквивалентного момента по заданным гипотезам прочности. Так как в данном примере значение суммарного изгибающего момента в сечении *C* больше, чем в сечении *D*,

$M_{uc} = \sqrt{M_{cx}^2 + M_{cy}^2} = \sqrt{0,18^2+ 0,383^2} = 0,423$ *кН·м;*

$M_{uD} = \sqrt{M_{Dx}^2 + M_{Dy}^2} = \sqrt{0,1^2 +0.085^2} = 0.13$ *кН·м,*

То сечение *C* и является опасным. Определяем эквивалентный момент в сечении *C*.

а) $M_{экв\ III} = \sqrt{M_x^2+M_y^2+M_Z^2} = \sqrt{0.18^2+ 0.383^2+ 0.5^2} = 0.655$ *кН·м*

б) $M_{экв\ V} = \sqrt{M_x^2+M_y^2+0.75 \cdot M_Z^2} = \sqrt{0.18^2+ 0.383^2+ 0.75 \cdot 0.5^2} = 0.605$ *кН·м*

Определяем требуемые размеры вала по вариантам :

а) $d = \sqrt[3]{M_{экв\ III} / 0,1 \cdot [\sigma]} = \sqrt[3]{0,655 \cdot 10^6 / 0,1 \cdot 160} = 34,5$ *мм*

б) $d = \sqrt[3]{M_{экв\ V} / 0,1 \cdot [\sigma]} = \sqrt[3]{0,605 \cdot 10^6 / 0,1 \cdot 160} = 33.6$ *мм*

Принимаем *d= 35 мм.*

Задание

Для стального вала (рисунок 8.2) постоянного поперечного сечения с двумя зубчатыми колесами, передающего мощность *P* (кВт), при угловой скорости *ω* (рад/сек) (числовые значения этих величин взять из табл. 8.1) выполнить следующее:

а) определить вертикальные и горизонтальные реакции подшипников;

б) построить эпюру крутящих моментов;

в) построить эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях;

г) определить диаметр *d* вала,

принять $[\sigma]$ = 60 Н/мм^2 к рисункам *а, в, д, ж, и;*

принять $[\sigma]$ = 70 Н/мм^2 к рисункам *б, г, е, з, к;*

$T_1 = 0{,}364 P_1$; $T_2 = 0{,}364 P_2$.

К рисункам *а, в, д, ж, и* расчет производить по гипотезе потенциальной энергии формоизменения (V), а к рисункам *б, г, е, з, к* – по гипотезе наибольших касательных напряжений (III).

Таблица 8.1

Варианты заданий

№ задачи	Вариант	P, кВт	ω, рад/сек	№ задачи	Вариант	P, кВт	ω, рад/сек
1	2	3	4	5	6	7	8
а)	15 29 32	18 20 19	40 36 30	е)	04 18 22	40 38 42	45 42 30
б)	01 14 28 35	18 40 32 24	30 80 52 36	ж)	07 11 25	8 40 38	35 15 20
в)	02 17 21 34	4 16 20 24	24 48 50 40	з)	06 10 24 31	25 30 23 42	38 42 32 50
г)	03 16 20	10 12 15	40 35 30	и)	09 12 27 30	32 60 58 38	40 50 42 38
д)	05 19 23	10 20 24	18 18 30	к)	08 13 26 33	80 60 65 50	70 50 38 42

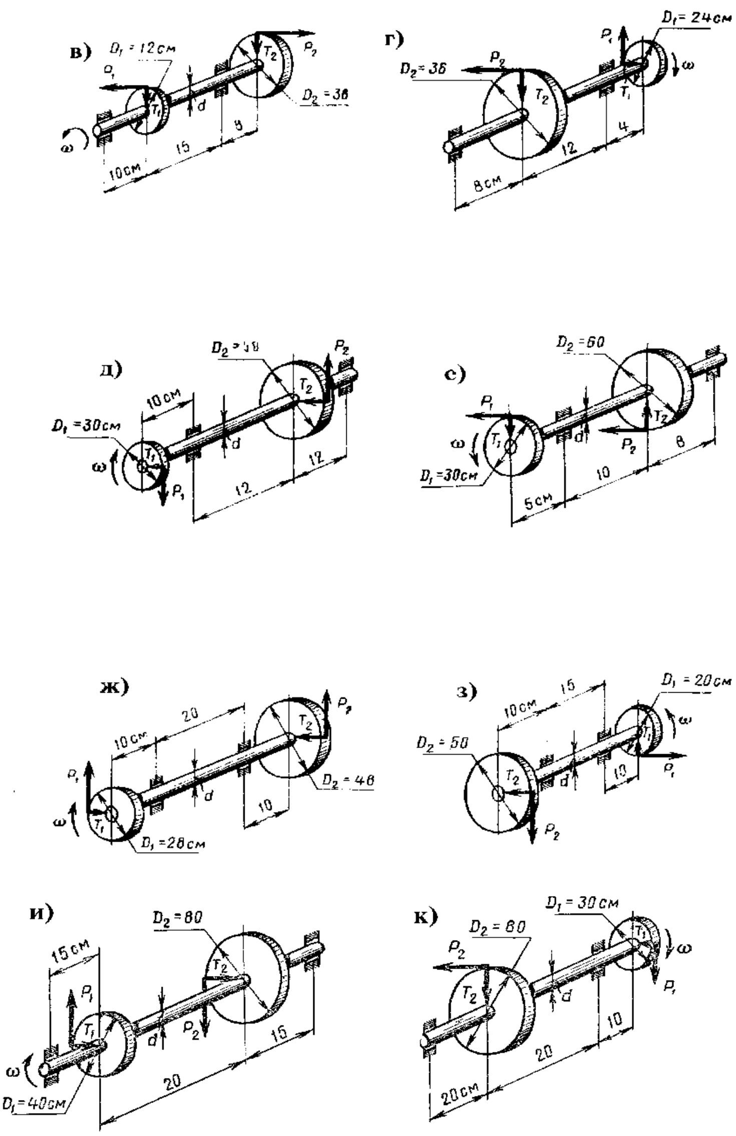


Рис. 8.2. Вал с двумя зубчатыми колесами

ПРАКТИЧЕСКАЯ РАБОТА № 9
РАСЧЕТ НА ПРОЧНОСТЬ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цель работы:

Рассчитать червячную передачу одноступенчатого редуктора общего назначения при следующих данных:

- мощность, передаваемая червяком P_1, кВт;
- угловая скорость червяка ω_1, рад/с;
- передаточное число передачи u.

Теоретическое обоснование

Червячная передача – это механизм для передачи вращательного движения валам, оси которых скрещиваются под углом 90^0, посредством винта (червяка 1) и сопряжённого с ним червячного колеса 2. Червячное колесо представляет собой узкую часть длинной гайки, изогнутой по окружности резьбой наружу. Зубья колеса имеют вогнутую форму, что увеличивает длину контактных линий, а, следовательно, улучшает качество работы передачи.

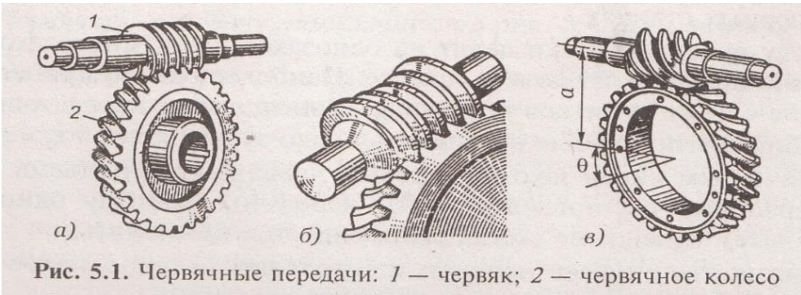


Рис. 9.1. Червячные передачи: 1 – червяк, 2 – червячное колесо

Применяют червячные передачи в машинах, где по условиям компоновки необходимо передать движение между скрещивающимися валами, а также в делительных механизмах для получения большого передаточного числа. Они имеют широкое распространение в грузоподъёмных машинах, станкостроении, автомобилестроении и т.п. Во избежание перегрева червячные передачи предпочтительно использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия.

Достоинства передачи: возможность получения больших передаточных чисел при малых габаритах (одной парой – от 8 до 100, а в кинематических передачах – до 1000); плавность зацепления и бесшумность работы; возможность выполнения самотормозящей передачи (ручные грузоподъёмные тали); компактность и сравнительно небольшая масса конструкции передачи.

Недостатки: сравнительно невысокий КПД (0,7-0,92), в самотормозящих передачах до 0,5; сильный нагрев передачи при длительной работе; склонность к заеданию; необходимость применения для колеса дорогих антифрикционных материалов; небольшие по сравнению с зубчатой передачей передаваемые мощности.

Виды червячных передач: цилиндрические и глобоидные. В зависимости от формы профиля витка различают: архимедов червяк (цилиндрический), эвольвентный и конволютный червяки. Могут быть корригированными. По расположению червяка относительно колеса различают передачи с нижним, верхним и боковым червяком. По числу витков червяки делят на одно- и многозаходные, по направлению витка – левые и правые. Наиболее распространено правое направление. Червячное колесо имеет вогнутую форму зуба, способствующую облеганию витков червяка. Витки глобоидной червячной передачи расположены на глобоидной (торовой) поверхности.

Червячные передачи по сравнению с зубчатыми имеют следующие особенности: повышенное скольжение в зацеплении и неблагоприятные условия смазки зацепления.

Материалы червячной пары должны иметь в сочетании низкий коэффициент трения, обладать повышенной износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию. Обычно это разнородные материалы. Червяки изготовляют из сталей (марок 40, 45, 50, 40Х, 38ХГН и др.) с поверхностной закалкой до твёрдости HRC45…55 и последующим шлифованием и полированием витков. Наилучшее качество работы передачи обеспечивают червяки из цементированных сталей (18ХГТ, 20Х, 20ХФ и др.). Червячные колёса для экономии бронзы изготовляют составными: венец – из бронзы, центр – из стали (реже чугуна). Марку бронзы выбирают в зависимости от скорости скольжения $\upsilon_{ск}$:

Таблица 9.1

$\upsilon_{ск}$, м/с	Марка
6…25	Оловянистые бронзы марок БрО10Ф БрОФ6,5-0,15 БрОНФ – оловяно-никилевая бронза БрОЦС6-6-3 БрСуН7-2
2…5	Алюминиево-железистые бронзы марок БрА9Ж4 БрАЖН10-4-4Л
≤2	Чугун серый СЧ10, СЧ15, СЧ20, СЧ25

Виды разрушения зубьев червячных передач:

1) Заедание зубьев – более опасно, чем усталостное разрушение, т.к. переходит в задир поверхности частицами бронзы, приварившимся к виткам червяка, с последующим быстрым износом и разрушением зубьев. Для предупреждения заедания следует ограничить значение контактных напряжений σ_H.

2) Износ зубьев зависит от шероховатости поверхности червяка, точности монтажа, степени загрязнённости масел, частоты пусков и остановок передачи, а также от значения σ_H. После износа происходит излом зубьев.

Так как заедание и износ зависят от контактных напряжений, то основным критерием работоспособности и расчёта червячных передач является контактная прочность рабочих поверхностей зубьев колеса. При этом расчёт на изгиб будем производить как проверочный.

Так как при работе передачи из-за повышенного трения скольжения в зацеплении происходит выделение большого количества теплоты, то необходимо произвести также тепловой расчёт червячной передачи.

Порядок выполнения работы

1. Проектный расчёт.

1.1. Предварительно задаём скорость скольжения $\upsilon_{ск}$=(0,015…0,055)105 м/с и назначаем материалы по таблице 1. Из таблиц 2 и 3 в зависимости от материалов червяка и колеса выбираем допускаемые напряжения.

Таблица 9.2

Значения $[\sigma]_{HO}$, МПа, для оловянистых бронз

Материалы и способ литья	Твёрдость поверхности витков червяка	
	до HRC 45	свыше HRC 45
БрО10Ф1, в песчаные формы	130	160
БрО10Ф1, в кокиль	190	225
БрОНФ, центробежное	210	250

Таблица 9.3

Значения $[\sigma]_{HO}$, МПа, для твёрдых бронз и чугунов по условию стойкости передачи к заеданию

Червячное колесо – червяк	Скорость скольжения $\upsilon_{ск}$, м/с						
	0,5	1	2	3	4	5	8
БрА9Ж4 – закалённая сталь	250	230	210	180	160	120	90
СЧ15 или СЧ20 – сталь 20 или 20Х (цементованная)	130	115	90	-	-	-	-
СЧ10 или СЧ15 – сталь 45 или Ст6	110	90	70	-	-	-	-

1.2. Из условия, что число зубьев колеса должно быть z_2>28, и с учётом передаточного числа u подбираем $z_2=z_1\cdot u$, где z_1– число витков червяка должно быть не меньше 2. Определяем угловую скорость колеса $\omega_2=\omega_1/u$.

1.3. Принимаем условно для данной конструкции передачи коэффициент диаметра червяка q=7,1…25; коэффициент неравномерности нагрузки K_β; коэффициент динамической нагрузки K_υ; КПД передачи η. Исходя из принятых параметров, определяем расчётный момент на червячном колесе:

$$T_{p2} = \frac{P_1 \cdot K_\beta \cdot K_\vartheta \cdot \eta}{\omega_2},\ H{\cdot}мм \quad .(9.1)$$

1.4. Найдём требуемое межосевое расстояние передачи из расчёта рабочих поверхностей зубьев колеса на контактную прочность:

1.5.

$$a_\omega = \left(1+\frac{z_2}{q}\right)\cdot \sqrt[3]{T_{p2}\cdot\left(\frac{170}{\frac{z_2}{q}[\sigma]_H}\right)^2},\ мм \quad (9.2)$$

1.5. Вычисляем модуль зацепления m=$\frac{2a_\omega}{q+z_2}$ и округляем его до ближайшего стандартного значения.

Таблица 9.4

m, мм.	1-й ряд	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5	16
	2-й ряд	3	3,5	6	7,5	12					
q	1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25				
	2-й ряд	7,1	9	11,2	14	18	22,4				

1.6. Окончательно выбираем коэффициент диаметра и число витков червяка. В зависимости от полученного модуля уточняем межосевое расстояние по формуле $a_\omega = 0{,}5m(q + z_2)$ и округляем его до целого числа.

1.7. Геометрические параметры передачи:

- высота витка h_1=2,2m;
- высота зуба червячного колеса h_2=2,2m;
- высота головки винта h_{a1}=m и зуба h_{a2}=m;
- высота ножки витка h_{f1}=1,2m и зуба колеса h_{f2}=1,2m;
- расчётная толщина витка ρ=0,5πm;
- радиальный зазор c=0,2m;
- делительные диаметры червяка d_1=mq и червячного колеса d_2=mz_2;
- диаметры вершин витков червяка $d_{a1}=d_1+2h_{a1}$ и зубьев червячного колеса $d_{a2}=d_2+2h_{a2}$;
- диаметры впадин червяка $d_{f1}=d_1-2h_{f1}$ и червячного колеса $d_{f2}=d_2-2h_{f2}$;
- длина нарезной части червяка $b_1=(11+0{,}06z_2)\cdot m$;
- наружный диаметр червячного колеса $d_{aM2}=d_{a2}+1{,}5m$;
- ширина обода червячного колеса $b_2=0{,}75\cdot d_{a1}$;
- угол обхвата червяка венцом $2\delta = 2\arcsin\dfrac{b}{d_{a1} - 0.5m}$
- угол подъёма винтовой линии червяка $\gamma = arctg\dfrac{z_1}{q}$ (обычно от 4^0 до 26^0).

Рис. 9.2. Геометрические параметры червячной передачи

2. Проверочный расчёт

2.1. Тело червяка проверяем на прочность и жёсткость.

Определяем наибольшие контактные напряжения в зоне зацепления по формуле Герца:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{qE_{пр}}{2\pi\rho_{пр}(1-\mu^2)}} \le [\sigma]_H, \quad (9.5)$$

где: $E_{пр}=2E_1E_2/(E_1+E_2)$ – приведённый модуль упругости материалов червяка и колеса; $E_1=2{,}1\cdot10^5$ МПа – для стального червяка, $E_2=0{,}9\cdot10^5$ МПа – для бронзового или чугунного колеса;

μ – коэффициент Пуассона, для стали, бронзы и чугуна $\mu=0{,}3$;

$\rho_{пр} = \dfrac{d_2 \cdot \sin\alpha}{2\cdot\cos^2\gamma}$ – приведённый радиус кривизны профилей сцепляющихся зуба колеса и витка червяка;

$\alpha=20^0$ – угол зацепления;

$[\sigma]_H=[\sigma]_{HO}\cdot K_{HL}$ – допускаемое контактное напряжение в поверхностных слоях зубьев колеса, МПа.

2.2. Вычисляем окружную скорость червяка $\upsilon_1=\omega_1\cdot d_1/2$ и скорость скольжения $\upsilon_{ск}=\upsilon_1/\cos\gamma$. Сравниваем полученный результат с предварительно принятой скоростью скольжения (расхождение должно составлять 5-15%).

2.3. По таблице 5 принимаем угол трения φ и вычисляем КПД передачи, соответствующий выбранным материалам и параметрам: $\eta = \dfrac{tg\gamma}{tg(\gamma+\varphi)}$.

Сравниваем полученное значение с ранее принятым КПД (см. п.3). При значительных расхождениях (более 15%) необходимо произвести повторный расчёт передачи.

Таблица 9.5

Зависимость угла трения от скорости скольжения (червяк стальной, колесо бронзовое)

$\upsilon_{ск}$, м/с	φ	$\upsilon_{ск}$, м/с	Ф
0,01	5^040-6^050	2,5	1^040-2^020
0,1	4^030-5^010	3,0	1^030-2^000
0,5	3^010-3^040	4,0	1^020-1^040
1,0	2^030-3^010	7,0	1^000-1^030
1,5	2^020-2^050	10,0	0^055-1^020
2,0	2^000-2^030		

2.4. По окончательно установленным параметрам передачи уточняем величину расчётной нагрузки (мощность, передаваемую колесом): $P_2=P_1\cdot\eta$. Допускается недонагрузка не более 10% и перенагрузка до 5%.

2.5. Производим проверочный расчёт зубьев на изгиб.

Число зубьев колеса эквивалентного определим по формуле $z_\upsilon = \dfrac{z_2}{\cos^3\gamma}$.

Коэффициент формы зубьев червячного колеса примем по таблице 6.

Таблица 9.6

Значения коэффициента формы зуба червячного колеса

z_υ	Y_F	z_υ	Y_F	z_υ	Y_F	z_υ	Y_F
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24
30	1,76	40	1,55	80	1,34		
32	1,71	45	1,48	100	1,30		

Условие прочности на изгиб:

$$\sigma_F = \frac{1.4T_{p2}Y_F}{qz_2m^3} \le [\sigma]_F, \tag{9.6}$$

где допускаемое напряжение на изгиб было выбрано в п.1.1.

Если фактические напряжения изгиба колеса меньше допускаемых, то прочность зубьев червячного колеса достаточна.

2.6. Производим тепловой расчёт червячной передачи.

Температуру масла (условие теплового режима) проверяют по формуле

$$t_м = \frac{P_1(1-\eta)}{K_t A} + t_B \le [t]_M, \tag{9.7}$$

где: $t_м$ – температура масла,

$t_B=30^0C$ – температура окружающего воздуха,

K_t – коэффициент теплопередачи (при нормальной циркуляции воздуха вокруг корпуса принимается 14…17,5 Вт/(м$^{2\cdot 0}$С), при плохой – 8…10,5 Вт/(м$^{2\cdot 0}$С);

А=1,5 м^2 – площадь поверхности корпуса редуктора, соприкасающаяся с воздухом;

$[t_м]=60…70^0$С – допускаемая температура масла в корпусе редуктора (в исключительных случаях до 90^0С).

Если расчётное значение температуры масла получилось больше допускаемого, то необходимо либо увеличить поверхность охлаждения (применяя охлаждающие рёбра и т.п.), либо применить искусственное охлаждение (обдувание корпуса воздухом с помощью вентилятора, посредством змеевика с циркулирующей водой, помещаемого в масло, и т.п.).

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Зиомковский В.М. Техническая механика : Учебное пособие Для СПО / Зиомковский В. М., Троицкий И. В. ; под науч. ред. Вешкурцева В.И. - Москва : Издательство Юрайт, 2020. - 288. - (Профессиональное образование). - ISBN 978-5-534-10334-2 : 699.00. URL: https://www.biblio-online.ru/bcode/456574

2. Журавлев Е.А. Техническая механика: теоретическая механика : Учебное пособие Для СПО / Журавлев Е. А. - Москва : Издательство Юрайт, 2020. - 140. - (Профессиональное образование). - ISBN 978-5-534-10338-0 : 269.00. URL: https://www.biblio-online.ru/bcode/456569

3. Гребенкин В.З. Техническая механика : Учебник и практикум Для СПО / Гребенкин В. З., Заднепровский Р. П., Летягин В. А. ; под ред. Гребенкина В.З., Заднепровского Р.П. - Москва : Издательство Юрайт, 2020. - 390. - (Профессиональное образование). - ISBN 978-5-534-10337-3 : 919.00. URL: https://www.biblio-online.ru/bcode/448226

4. Техническая механика : Учебник Для СПО / Джамай В. В., Самойлов Е. А., Станкевич А. И., Чуркина Т. Ю. - 2-е изд. ; испр. и доп. - Москва : Издательство Юрайт, 2019. - 360. - (Профессиональное образование). - ISBN 978-5-534-10335-9 : 689.00. URL: https://www.biblio-online.ru/bcode/447027

ОГЛАВЛЕНИЕ

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
к выполнению практических работ
для студентов специальности
27.02.07 «Управление качеством продукции, процессов и услуг (по отраслям)»
на базе основного общего образования
всех форм обучения

Составитель:
Ульянов Алексей Васильевич

Издается в авторской редакции

Подписано к изданию 25.11. 2021.
Уч.-изд.л. 2,5

ФГБОУ ВО «Воронежский государственный технический университет»
394026 Воронеж, Московский проспект 14