Контрольная работа №1 по дисциплине «Техническая механика»
Специальность 13.02.03 Электрические станции, сети и системы

ВВЕДЕНИЕ

Предмет «Техническая механика» для специальностей, связанных с эксплуатацией механического оборудования, состоит из трех разделов:

- теоретическая механика;
- сопротивление материалов;
- детали машин.

Назначение предмета - дать будущим техникам основные сведения о законах равновесия и движения материальных тел, о некоторых методах расчета элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость, об устройстве и области применения наиболее употребительных деталей и простейших механических устройств общего назначения; выработать навыки для постановки и решение прикладных задач. Этим обусловлено особенное важное значение технической механики как основы для изучения специальных дисциплин.

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

При выполнении контрольной работы необходимо соблюдать следующие требования:

1) каждый студент выполняет вариант контрольной работы в зависимости от последней цифры присвоенного ему шифра в соответствии с таблицей 1;

Т а б л и ц а 1

Последняя цифра шрифта	Вариант	Номера задач					
1	1	1	11	21	31	41	51
2	2	2	12	22	32	42	52
3	3	3	13	23	33	43	53
4	4	4	14	24	34	44	54
5	5	5	15	25	35	45	55
6	6	6	16	26	36	46	56
7	7	7	17	27	37	47	57
8	8	8	18	28	38	48	58
9	9	9	19	29	39	49	59
10	10	10	20	30	40	50	60

2) контрольная работа выполняется в тетради в клетку. На обложке тетради пишутся фамилия, имя, отчество, шифр, наименование предмета, номер варианта, дата отправления;

3) контрольная работа выполняется только чернилами, записи должны быть четкими и аккуратными. Каждую задачу рекомендуется начинать с новой страницы, а в конце тетради оставлять место для рецензии;

4) тексты условий задач переписываются обязательно;

5) все схемы, эскизы выполняются четко с помощью карандаша и линейки, с соблюдением ГОСТов;

6) вычисления рекомендуется выполнять с точностью до трех значащих цифр;

7) обязательно указываются размерности, полученных величин.

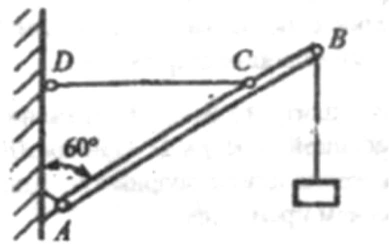
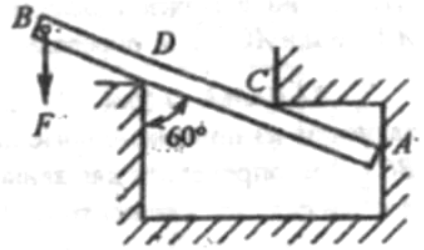
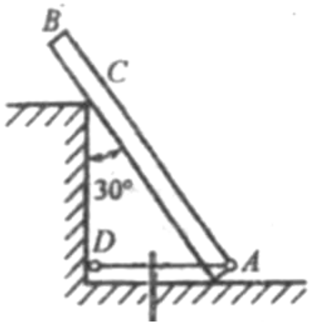
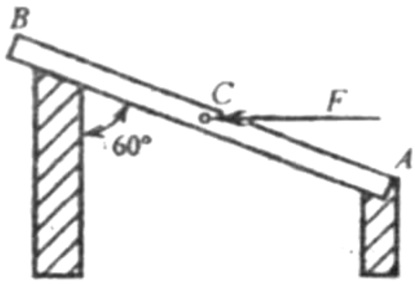
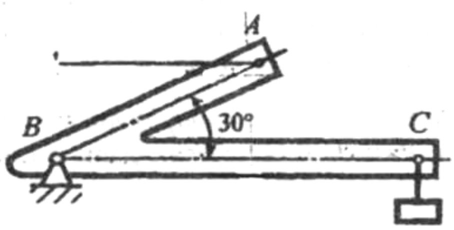
Рекомендуемая последовательность изучения материала:

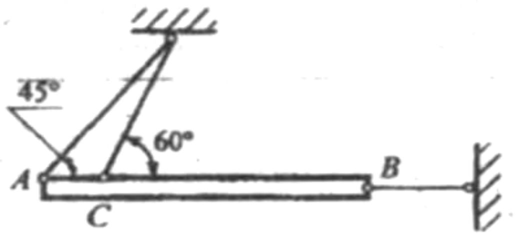
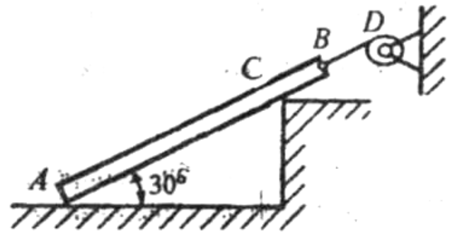
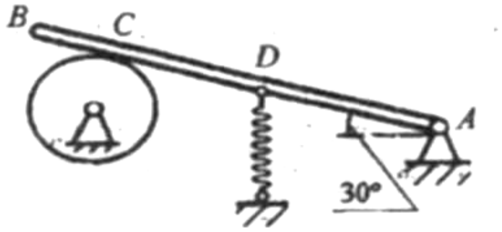
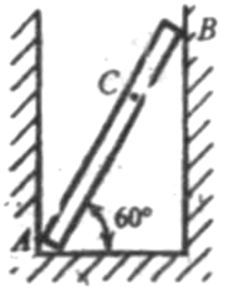
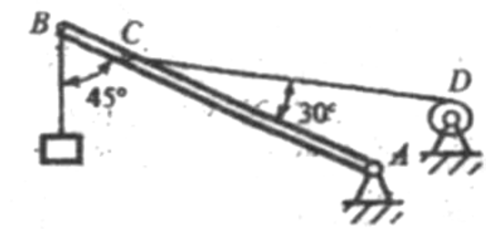
1) изучить материал задания по указанной учебной литературе;

2) закрепить усвоение материала путем разбора задач, решенных в учебнике и в настоящем пособии;

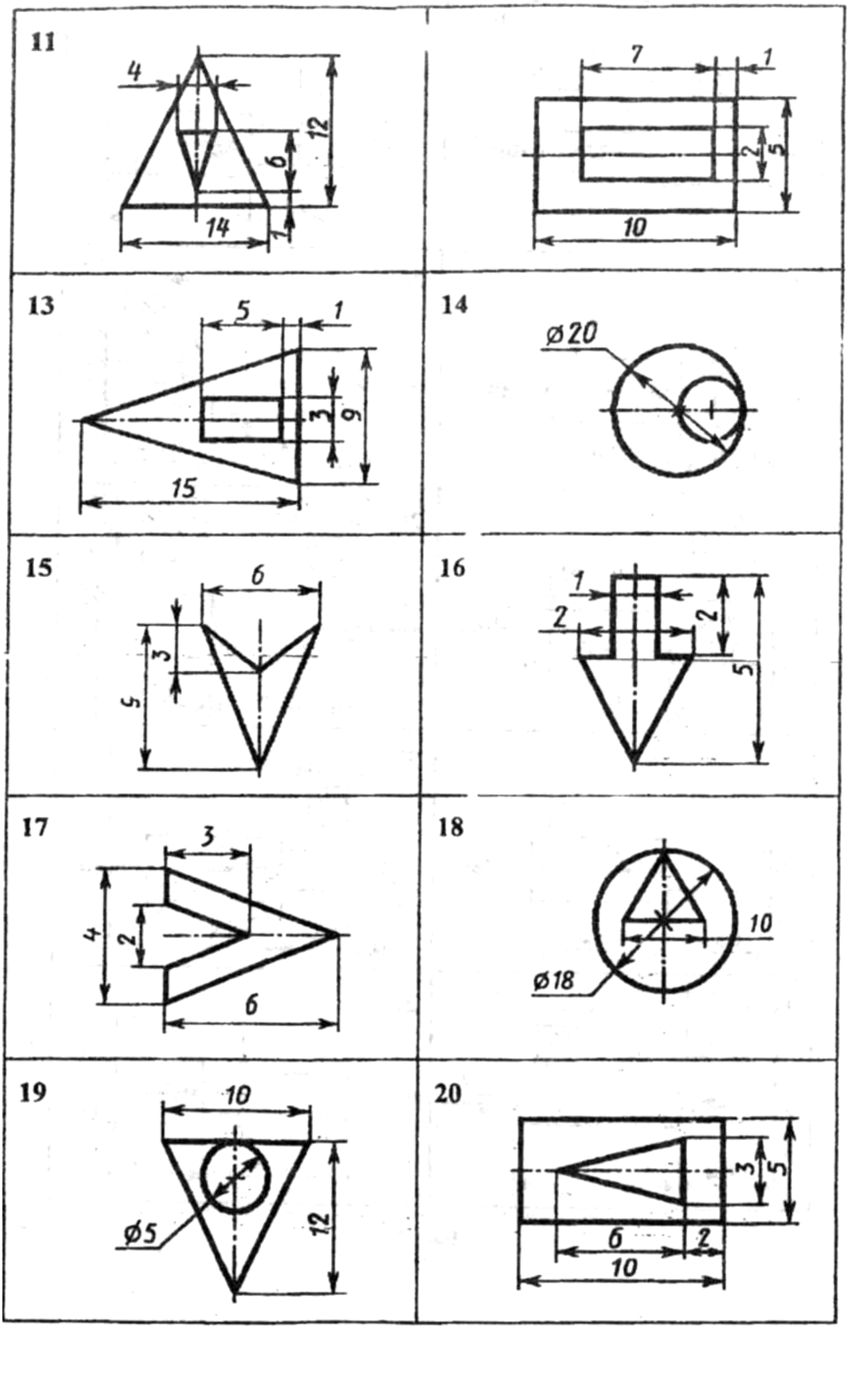
3) решить предложенную задачу в последовательности, рекомендуемой в настоящем пособии.

ЗАДАЧИ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

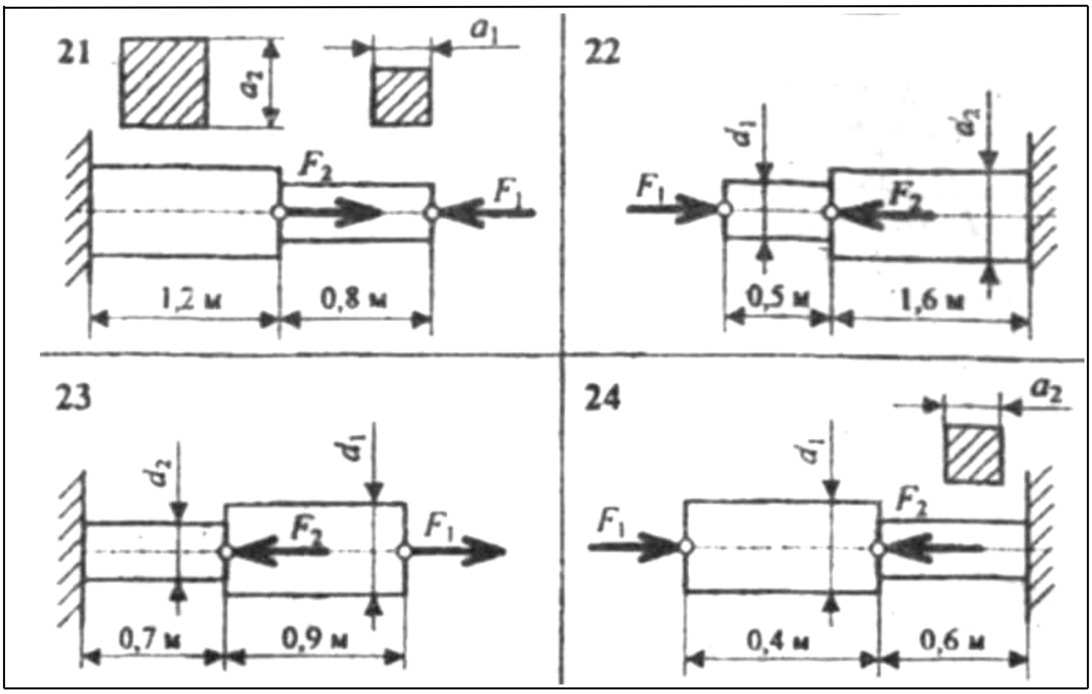
<table>
<tr><td>1

</td><td>Задача 1. Однородная стрела АВ настенного крана весом 2 кН, несущая груз весом 10 кН, удерживаемая в равновесии тросом CD в соответствии с рисунком . Приняв АВ = 3 м и ВС = 1 м, определить реакции опорного шарнира А и силу натяжения троса CD.</td></tr>
<tr><td>2

</td><td>Задача 2. Неподвижно зажатый опорный столб АВ нагружен силой F = 2,5 кН в соответствии с рисунком . Приняв АВ = 5 м и АС = CD = 1,5 м, определить опорные реакции в точках А, С и Д. Весом столба, а также трением пренебречь.</td></tr>
<tr><td>3

</td><td>Задача 3. Стоящий наклонно однородный щит АВ весом 400 Н удерживается в равновесии веревкой AD в соответствии с рисунком . Пренебрегая трением и приняв АВ = 6 м, ВС = 1 м, определить опорные реакции в точках А и С и силу натяжения веревки.</td></tr>
<tr><td>4

</td><td>Задача 4. Однородная плита АВ односкатной крыши весом 20 кН испытывает ветровую нагрузку F = 5 кН, приложенную в точке С горизонтально в соответствии с рисунком . Приняв АВ = 9 м, АС = СВ, определить опорные реакции в точках А и В.</td></tr>
<tr><td>5

</td><td>Задача 5. Натяжное устройство представляет собой двуплечий рычаг АВС, одно плечо которого несет груз весом 500 Н, а другое плечо служит для натяжения троса в соответствии с рисунком . Приняв АВ = 0,2 м и ВС = 0,5 м, определить реакции опорного шарнира В и силу натяжения троса. Весом рычага пренебречь.</td></tr>
</table>

6 	**Задача 6.** Однородная плита AB весом 430 Н удерживается в равновесии в горизонтальном положении с помощью трех стержней в соответствии с рисунком . Приняв AB = 6 м и AC = 2 м, определить силы, нагружающие стержни.
7 	**Задача 7.** Однородную плиту AB весом 4 кН равномерно вытягивают из приямка с помощью барабанной лебедки D в соответствии с рисунком. Приняв AB = 2 м и BC = 2 м, определить для данного положения плиты опорные реакции в точках A и C и силу натяжения троса BD. Трением пренебречь.
8 	**Задача 8.** Поворотный однородный рычаг AB с помощью растянутой пружины силой упругости 5 Н прижат к вращающейся кулачковой шайбе в точке C в соответствии с рисунком. Приняв AD = 100 мм, DC = 80 мм, определить реакции опорного шарнира A и силу давления рычага на кулачок. Весом частей механизма, а также трением пренебречь.
9 	**Задача 9.** Однородная лестница AB весом 200 Н опирается на пол и стены приямка в соответствии с рисунком . В точке C на лестнице стоит человек весом 700 Н. Приняв AB = 5м и AC = 3 м, определить опорные реакции в точках A и B. Трением пренебречь.
10 	**Задача 10.** Однородная стрела AB подъемного крана весом 8 кН, несущая на своем конце груз весом 40 кН, удерживается в равновесии с помощью троса CD барабанной лебедки D в соответствии с рисунком. Приняв AB = 5 м и BC = 2 м, определить реакции опорного шарнира A и силу натяжения троса CD.

Задачи 11-20 соответствуют рисункам 11- 20. Для заданной тонкой однородной пластины определить положение центра тяжести. Размеры на чертеже даны в сантиметрах.



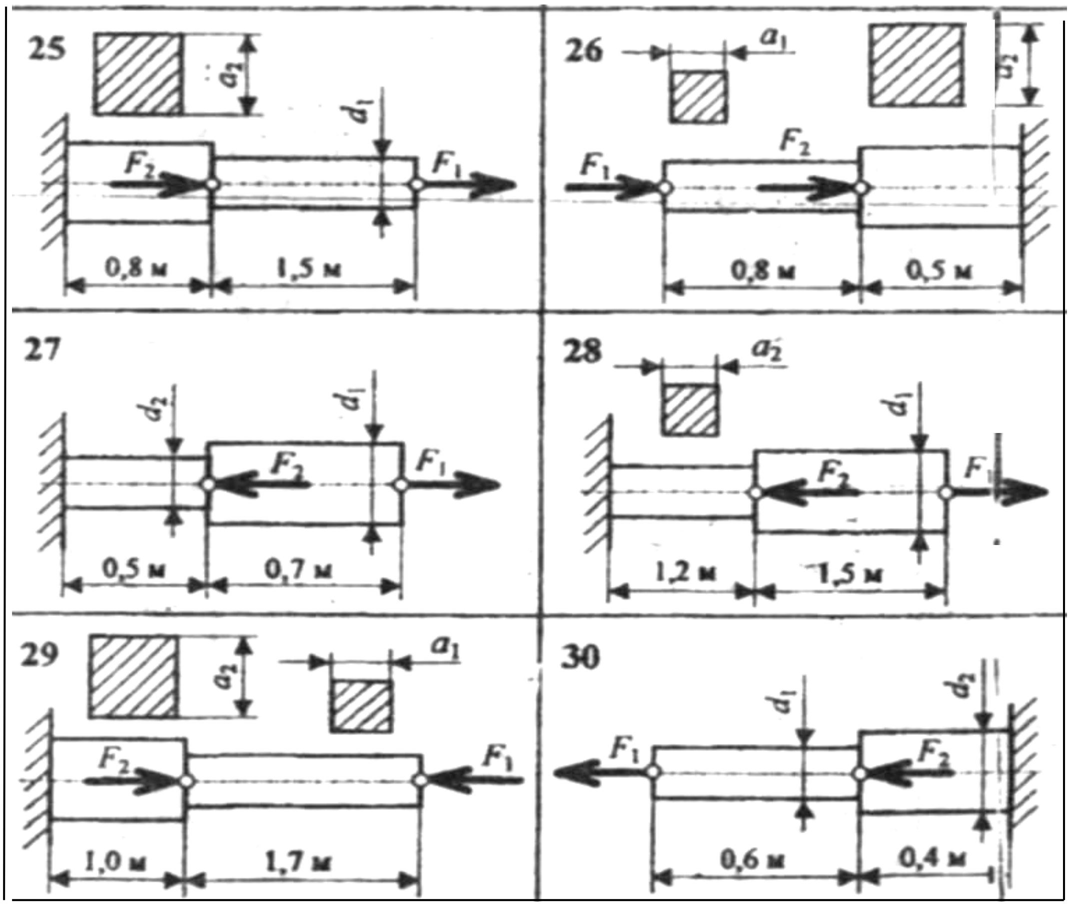
Задачи 21, 22, 23, 24 соответствуют рисунку 21,22,23,24. Для заданного бруса построить эпюру продольных сил и определить размеры поперечных сечений на обоих участках. Для стального бруса принять $[\sigma_р]$ = 160 Н/мм^2, $[\sigma_{сж}]$ = 120 Н/мм^2. Определить удлинение или укорочение стержня, если Е = 2 • 10^5 Н/мм^2. При решении использовать данные таблицы 2.



Рисунки к задачам 21-24

Задачи 25, 26, 27 соответствуют рисунку 25, 26, 27. Для заданного бруса определить допускаемые значения нагрузок F1 и F2 и построить эпюру продольных сил. Для стального бруса принять $[\sigma_р]$ = 160 Н/мм^2, $[\sigma_с]$ = 120 Н/мм^2. При решении считать вид нагружения одинаковым для обоих участков, считая по первому участку и начиная со свободного конца. Рассчитать удлинение или укорочение стержня, если Е = 2 • 10 ^{5} Н/мм^2. При решении использовать данные таблицы 2.

Задачи 28, 29, 30 соответствуют рисунку 28, 29,30. Для заданного бруса построить эпюру продольных сил и проверить прочность на обоих участках. Для стального бруса принять $[\sigma_р]$ = 160 Н/мм^2 и $[\sigma_с]$ = 120 Н/мм^2. Определить удлинение или укорочение стержня, если Е = 2 • 10^5 ^{Н}/мм^2. При решении использовать данные таблицы 2.



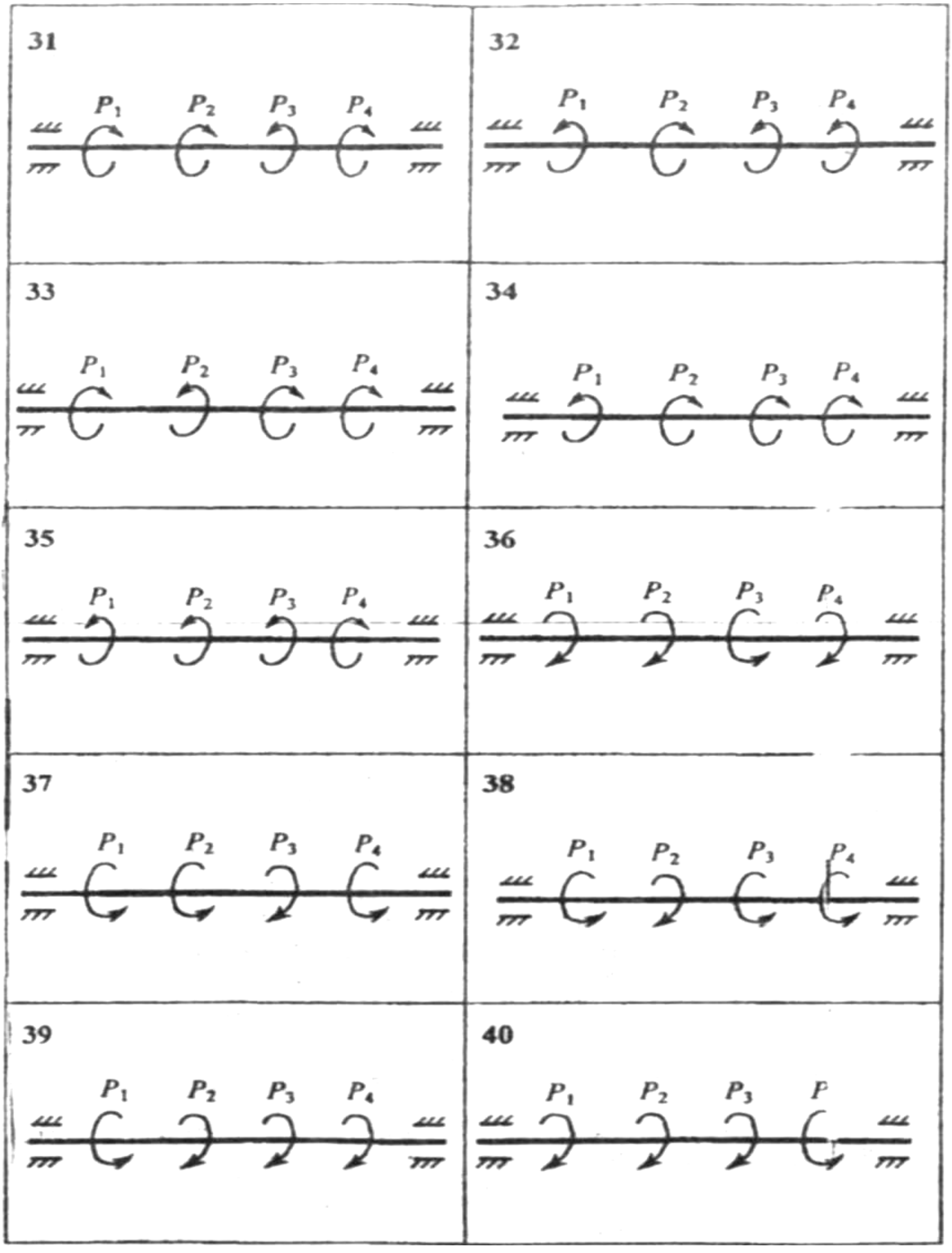
Рисунки к задачам 25-30

Таблица 2

№ задачи	Fi, кН	F_2,кН	*d*\, мм	d_2, мм	*a*\ ,мм	a2, мм
21	4	11,5	-	-	-	-
22	5	18	-	-	-	-
23	12	3	-	-	-	-
24	11,5	3,5	-	-	-	-
25	-	-	10	-	-	25
26	-	-	-	-	10	30
27	-	-	10	5	-	-
28	10	4	10	-	-	5
29	5	15	-	-	8	10
30	3	6	6	12	-	-

Задачи 31 - 35 соответствуют рисунку 31, 32, 33, 34, 35. Определить диаметр вала в опасном сечении из условия прочности, если допускаемое напряжение на кручение [$\tau_к$] = 100 Н/мм^2. Передаваемые мощности P1, P2, P3, P4; вал вращается с угловой скоростью   . При решении использовать данные таблицы 3.

Задачи 36 - 40 соответствуют рисунку 36, 37, 38, 39, 40. Проверить вал в опасном сечении на прочность при деформации на кручения, если [$\tau_к$] = 100 Н/мм^2. Передаваемые на вал мощности Р1, Р2, Р3, Р4; вал вращается с угловой скоростью . При решении использовать данные таблицы 3.



Рисунки к задачам 31-40

Таблица 3

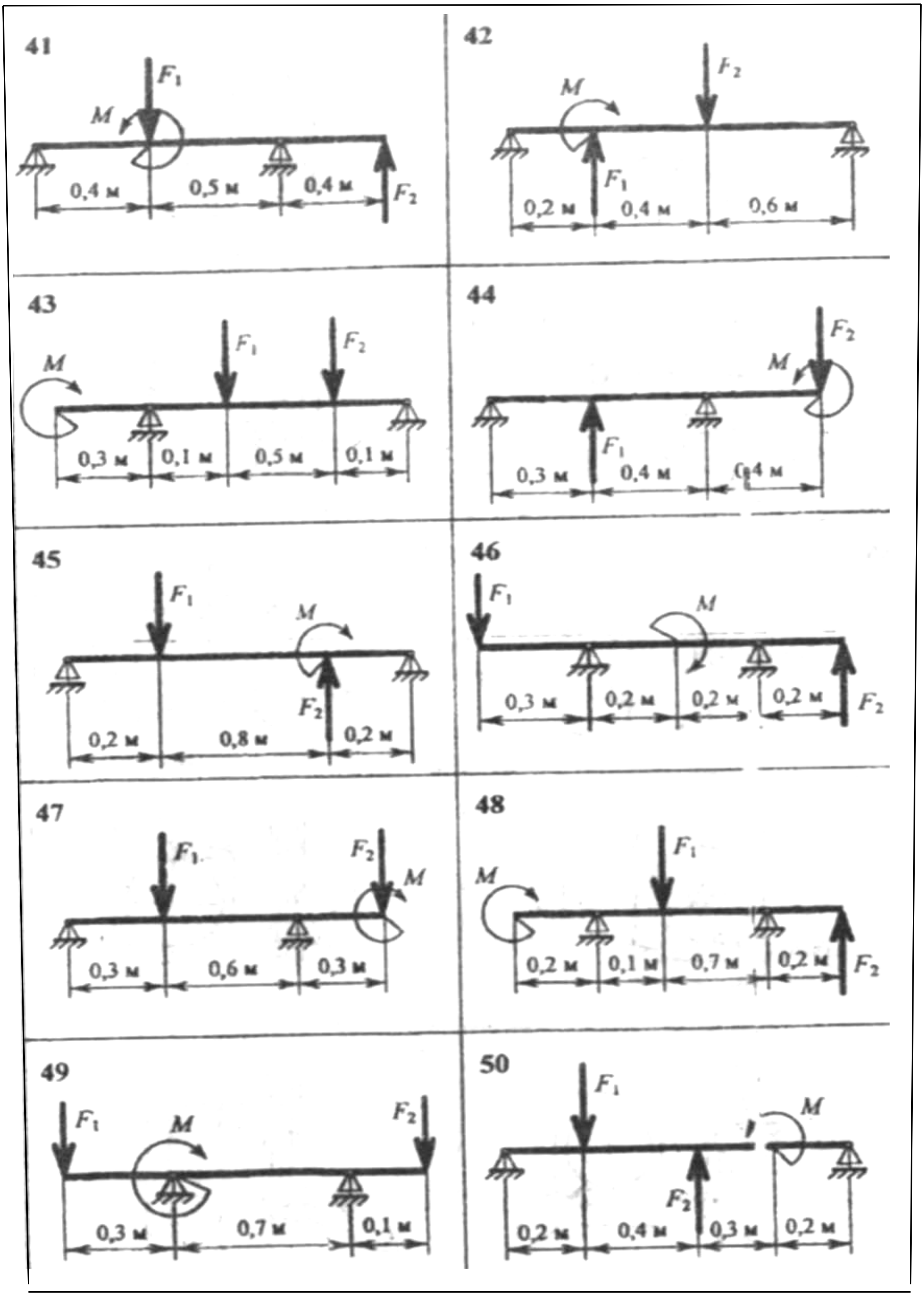
№ задачи	P1, кВт	P2, кВт	P3, кВт	P4, кВт	, рад/с	Сечение
31	2	1	4,5	1,5	2	Круг,d
32	3	6	1,5	1,5	3	Кольцо, d_0/ d =0,8
33	4	15	5	6	30	Круг,d
34	10	3	3	4	4	Круг,d
35	4	5	3	12	30	Кольцо, d_0/ d =0,7
36	2,5	3	8	2,5	8	Круг,d=50 мм
37	3	4	9	2	20	Кольцо, d_0=40мм ;d =50мм
38	4	11	5	2	10	Круг,d=30мм
39	5	1,7	1,3	2	10	Кольцо, d_0=20мм; d =30 мм
40	1,5	0,7	0,8	3	2	Круг,d=45мм

Задачи 41 - 45 соответствуют рисунку 41,42,43,44,45. Определить размеры поперечного сечения балки в опасном сечении из расчета балки на прочность при изгибе, если допускаемое напряжение на изгиб [σ_H] = 160 Н/мм^2 для балки из стали,
а для деревянной балки - [σ_H] = 12 Н/мм^2. Данные брать в таблице 4.

Задачи 46 - 50 соответствуют рисунку 45,46,47,48,49.50. Проверить балку на прочность при изгибе, если допускаемое напряжение на изгиб [G_H] = 160 Н/мм^2 для балки из стали и [G_H] = 12 Н/мм^2 для деревянной балки. Данные брать в таблице 4.

Таблица 4

№ задачи	F, кН	F, кН	м, кНм	Сечение	Материал
41	3	5	4	Квадрат	Ст3
42	1	10	6	Прямоугольник, h/в = 3	Дерево
43	2	8	3	Круг, d	Ст3
44	1	4	1	Квадрат со стороной а	Дерево
45	7	2	5	Круг, d	Ст3
46	6	2	4	Прямоугольник, h = 150 мм, в = 120 мм	Дерево
47	2	5	3	Круг, d = 80 мм	Ст3
48	4	6	2	Квадрат, а - 150 мм	Дерево
49	10	20	1	Прямоугольник, h = 40 мм, в = 40 мм	Ст3
50	2	3	1	Круг, d = 70 мм	Дерево



Рисунки к задачам 41-50

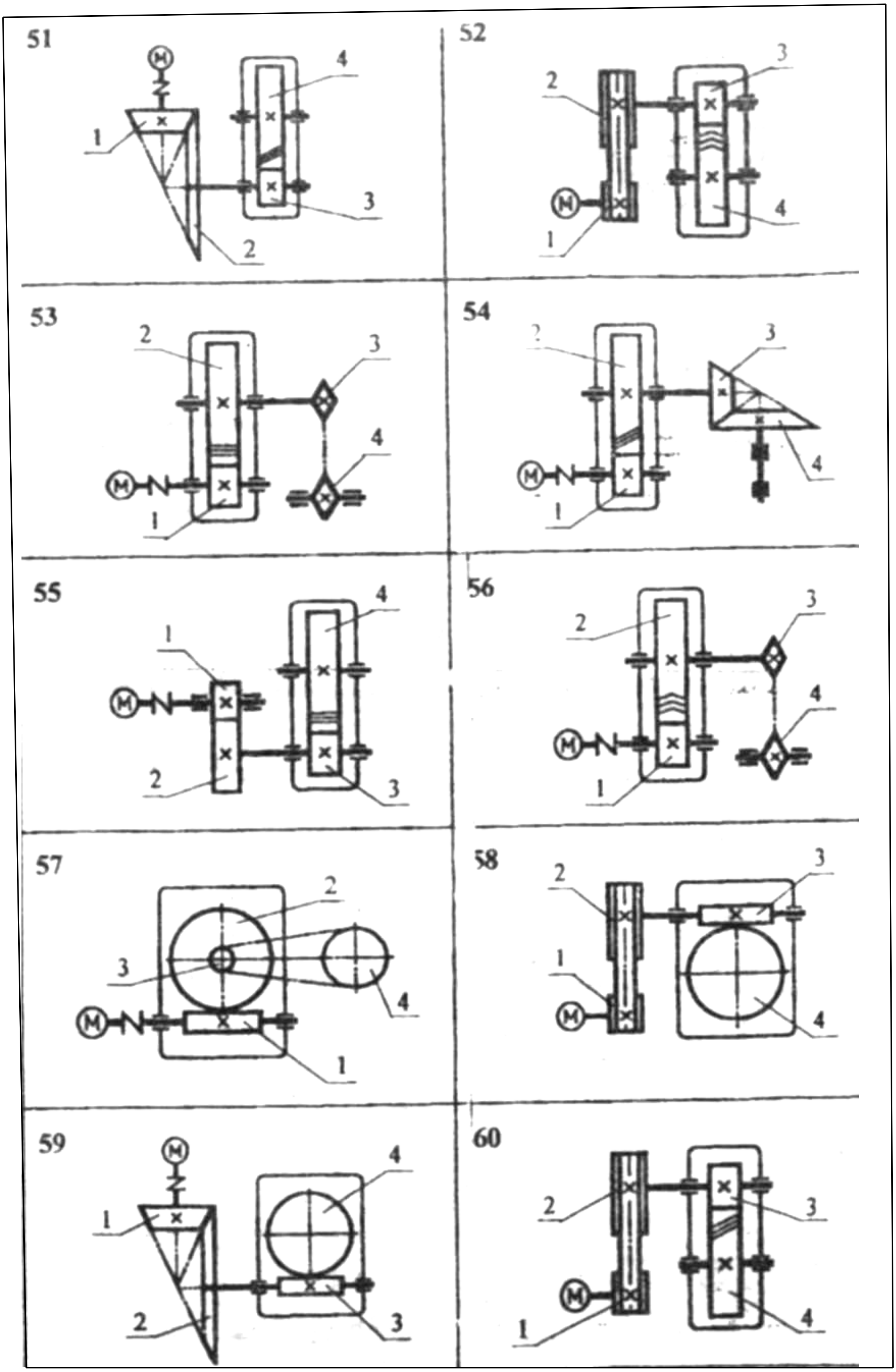
Задачи 51 - 60 соответствуют рисункам 51-60. Привод состоит из электродвигателя мощностью $P_{дв}$ с угловой скоростью вала $\omega_{дв}$ и двухступенчатой передачи, включающей редуктор и открытую передачу, характеристики звеньев которой заданы (d и z). Угловая скорость выходного вала $\omega_{вых}$. Межосевое расстояние редуктора *а* и коэффициент относительной ширины колеса ψ, а также остальные параметры заданы в таблице 5.

Требуется определить:

1) передаточное отношение привода и передаточное число редуктора;
2) общий коэффициент полезного действия (КПД) всего привода;
3) мощности, угловые скорости и вращающие моменты на каждом валу привода;
4) для редуктора выполнить геометрический расчет по заданному межосевому расстоянию *а*.

Таблица 5

№ задачи	$P_{дв}$, кВт	$\omega_{дв}$ рад/с	$\omega_{вых}$, рад/с	d1, мм	d2, мм	Z1	Z2	Z3	Z4	*a*, мм	ψ
51	3	150	15	-	-	25	100	-	-	80	0,5
52	5	140	13	20	60	-	-	-	-	100	0,6
53	4	130	12	-	-	-	-	15	60	120	0,4
54	2,2	148	20	-	-	-	-	20	40	90	0,5
55	4,5	144	24	-	-	18	36	-	-	110	0,4
56	20	150	20	-	-	-	-	20	40	150	0,6
57	5,5	140	2	-	-	-	-	20	80	125	-
58	6	145	5	30	60	-	-	-	-	100	-
59	10	160	4	-	-	30	60	-	-	210	-
60	3,5	100	8	80	240	-	-	-	-	90	0,5



Рисунки к задачам 51-60

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К РЕШЕНИЮ ЗАДАЧ

К ЗАДАЧАМ 1-10

К решению этих задач следует приступать после изучения тем: « Пара сил и моменты сил» /1, с. 12 - 20/ и «Система произвольно расположенных сил» /1,с.21 -40/.

Во всех задачах определенно подлежат опорные реакции тела, находящегося в равновесии под действием плоской системы произвольно расположенных сил. В качестве опор выбраны стержни и шарнирные опоры. Реакции в стержнях направлены вдоль стержней, реакции плоскости направлены перпендикулярно плоскости, реакция гибкой связи направлена вдоль связи. Реакции шарнирно-подвижной опоры направлена по нормали к опорной поверхности шарнира. Реакцию шарнирно-неподвижной опоры принято представлять в виде двух составляющих реакций по осям координат /1, с. 10 -12/.

Вид применяемой системы уравнений равновесия может быть различным

$\sum Ma = 0;$
$\sum M_В = 0;$
$\sum X = 0;$
$\sum Y = 0.$

Три из этих уравнений используются для решения, одно из них - для проверки решения. Следовательно, для решения задач потребуется составление как уравнений проекций сил, так и уравнений моментов.

Вспомним, что проекция силы на ось численно равна произведению модуля силы на косинус угла между линией действия силы и положительным направлением оси.

Моментом силы относительно точки называется произведение модуля силы на плечо, причем плечом силы является перпендикуляр, опущенный из точки, относительно которой берется момент, на линию действия силы. Если сила стремится повернуть тело вокруг точки, относительно которой определяется момент, по часовой стрелке, то ее момент считают положительным, если против часовой стрелки - отрицательным.

Пример 1

Однородная балка, сила тяжести которой равна 2 кН, закреплена в точке А с помощью шарнирно-неподвижной опоры и опирается в точке В на ребро стены в

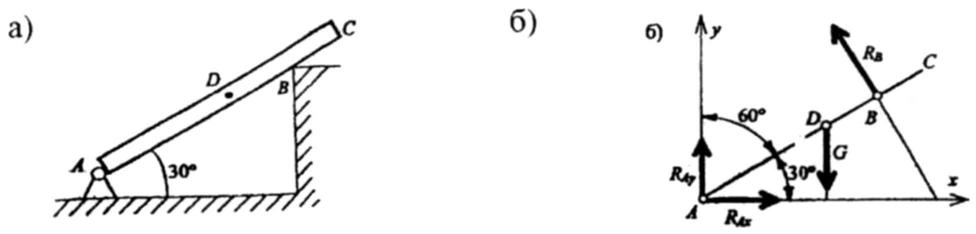


Рисунок 7

соответствии с рисунком 7а. Найти реакции опор, если АС = 4 м, ВС = 1 м.

Решение

На балку действует одна активная сила - сила тяжести, которая приложена в ее середине, т.е. в точке Д. Освободим балку от связей, приложив к ней вместо связей силы реакций в соответствии с рисунком 7б. В точке А к балке надо приложить неизвестные две взаимно перпендикулярные силы **Rax** и **Ray** . В точке В балка опирается на ребро, следовательно, реакция Rв перпендикулярна балке АС.

Сила тяжести вместе с реактивными силами представляет уравновешенную систему сил, произвольно расположенных в плоскости, для которой можно составить три независимых уравнения равновесия: два уравнения проекций и одно уравнение моментов.

Составим уравнения равновесия

$$\sum X = 0; \quad Rax - R_B \cos 60° = 0. \qquad (1)$$

$$\sum Y = 0; \quad Ray - G + R_B \cdot \cos 30° = 0. \qquad (2)$$

Для составления уравнения моментов в качестве центра моментов может быть выбрана любая точка плоскости, но для получения более простого уравнения нужно в качестве центра моментов выбрать ту точку, через которую проходит большее число неизвестных сил.

$$\sum Ma = 0; \quad G \cdot AD \cdot \cos 30° - R_B \cdot AB = 0.$$

$$RB = (G \cdot 0{,}5 \cdot AC \cos 30°) / AB = (2 \cdot 0{,}5 \cdot 4 \cdot 0{,}866) / 3 = 1{,}15 \text{ кН}.$$

Из уравнения (1)

$$Rax = R_B \cdot \cos 60° \text{ или } Rax = 1{,}15 \cdot 0{,}5 = 0{,}58 \text{ кН}.$$

Из уравнения (2)

$R_{aY} = G - R_B \cdot \cos 30°$ или $R_{aY} = 2 - 1,15 \cdot 0,866 = 1$ кН.

Для проверки правильности решения воспользуемся уравнением моментов относительно точки D.

$\sum M_D = 0$; $Ray \cdot АД \cdot \cos 30° - Rax \cdot AD \cdot \sin 30° - R_B \cdot BD = 0$

$1 \cdot 2 \cdot 0,866 - 0,58 \cdot 2 \cdot 0,5 - 1,15 - 1 = 0$

$1,73 - 0,58 - 1,15 = 0.$

Следовательно, задача решена верно.

К ЗАДАЧАМ 11-20

К решению этих задач следует приступать после изучения темы «Центр тяжести» /1, с. 41 -48/.

Задачи решаются в следующей последовательности:

1) составная фигура делится на простейшие геометрические фигуры, положения центра тяжести которых известны (круг, кольцо, прямоугольник, квадрат, треугольник);

2) выбирают базовые оси координат, относительно которых с эскиза берутся координаты центров тяжести каждой простейшей фигуры. Причем, если сечение - симметричное, одна из осей совпадает с осью симметрии;

3) вычисляют координаты центра тяжести сложной фигуры по формулам

$$X_C = (X1 \cdot A1 + X2 \cdot A2 + \ldots + x_n \cdot A_n)/(A1 + A2 + \ldots + A_п),$$

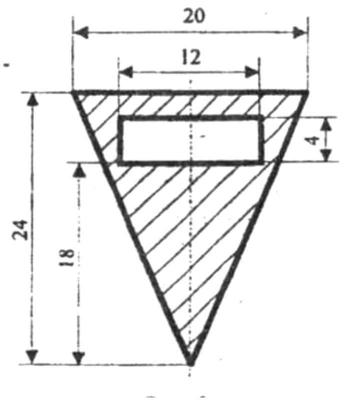
$$У_c = (У1 \cdot A1 + У2 \cdot A2 + \ldots + y_п \cdot A_n) / (A1 + A_2 + \ldots + A_п),$$

где $X1$, $X2, \ldots X_n$; $Y1, У2, \ldots У_п$ - координаты центров тяжести простейших фигур;

$A1, A2, \ldots A_п$ - площади простейших фигур. Если сечение имеет отверстия, площади отверстий вычитаются.

Пример 2

Вычислить координаты центра тяжести сечения, указанного на рисунке 8. Размеры на эскизе даны в сантиметрах. Сечение - равнобедренный треугольник с прямоугольным отверстием.



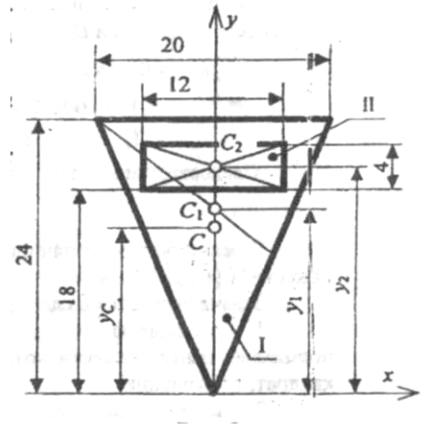


Рисунок 8 Рисунок 9

Р е ш е н и е

Проводим оси координат ох и оу. Так как сечение симметричное, одну из осей - оу - совмещаем с осью симметрии, вторую ось -ох -проводим по вершине в соответствии с рисунком 9.

Разбиваем фигуру на составные части, центры тяжести которых легко определяются в принятых осях: на треугольник I и прямоугольник II. Покажем на эскизе центры тяжести составных частей. Центр тяжести треугольника *С1* лежит в пересечении медиан и отсекает 1/3 высоты от основания.

Центр тяжести прямоугольника С2 лежит в пересечении диагоналей.

Вычисляем координаты x_c и y_c центра тяжести плоской фигуры.

$x_C = 0.$ Ус = (У1•А1 - У2 •А2) / (А1 - А2) ,

где у1 = 2/3 • 24 = 16см ; у2 = 18 + 2 = 20см

Ус = (16 • 240 - 20 • 48) / (240 - 48) = 15 см

А1 = (20 • 24) / 2 = 240 см^2 - площадь треугольника;

А2 = 12 • 4 = 48 см^2 - площадь прямоугольника.

Следует показать у1 , у2, ус на эскизе.

К З А Д А Ч А М 21-50

Для успешного решения этих задач, относящихся к разделу «Сопротивление материалов», следует получить чёткое представление о методе сечений для определения внутренних силовых факторов, о видах нагружения бруса, напряжениях, условии прочности и видах расчётов на прочность.

1. С помощью метода сечений определяют значение и знак внутренних силовых факторов во всех сечениях по длине бруса, строят их эпюры и отыскивают опасное сечения бруса. Внутренний силовой фактор (ВСФ) в произвольном поперечном сечении бруса численно равен алгебраической сумме соответствующих нагрузок (Н), действующих на оставленную для рассмотрения часть бруса

$$\text{ВСФ} = \sum_{\text{ост}} \text{Н}$$

Установленное в статике для сил и моментов правило знаков при определении ВСФ неприменимо. Для каждого вида ВСФ устанавливается собственное правило знаков, отражающее обычно характер деформирования бруса. Не следует забывать, что при построении эпюры любого ВСФ должно соблюдаться следующее общее правило, вытекающее из метода сечений: ВСФ в сечении, в котором приложена соответствующая сосредоточенная нагрузка, изменяется *«скачком»* на значение этой нагрузки.

2. По виду ВСФ устанавливают вид напряжения, возникающего в точках опасного поперечного сечения, закон его распределения по сечению и вид геометрического фактора прочности сечения (ГФП).

Расчётное напряжение (максимальное напряжение в опасной точке опасного сечения бруса) определяют как отношение ВСФ/ГФП.

В случае равномерного распределения напряжений по поперечному сечению в качестве ГФП применяется площадь сечения А, в случае неравномерного распределения напряжений - момент сопротивления W.

3. Из условия прочности при расчёте по допускаемому напряжению называют неравенство вида

$$\sigma \le [\sigma] \quad \text{или} \quad \tau \le [\tau],$$

где $[\sigma]$ или $[\tau]$ - допускаемое напряжение, зависящее от механических характеристик материала бруса и принятого коэффициента запаса прочности;

σ или τ - расчётное напряжение.

К решению задач 21-30 следует приступить после изучения темы «Растяжение и сжатие» /1, с. 63 - 75/.

Р а с т я ж е н и е м называют такой вид нагружения бруса, при котором в его поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор - продольная сила N. Продольная сила в произвольном поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме внешних сил, действующих на оставленную часть

$$N = \sum_{ост} F$$

(имеется в виду, что все внешние силы направлены по центральной продольной оси бруса).

Правило знаков: если внешняя сила направлена от сечения или от объекта равновесия, то внутри стержня возникает положительная продольная сила (+N), если - в сечение или в объект равновесия, то продольная сила отрицательна (-N), .

При решении задач на прочность надо усвоить, что из любого условия прочности можно решить три задачи:

1) Проверка прочности

$$\sigma_{p,c} = N/A < [\sigma_{p,c}]$$

где σp, σ_c - расчётные напряжения на растяжение и сжатие;
N - продольная сила;
A - площадь сечения;
$[\sigma_p]$ и $[\sigma_c]$ - допускаемые напряжения.

2) определение размеров детали $A = N / [\sigma_{p,c}]$

определение допускаемой силы $[N] = [\sigma_{p,c}] \cdot A$.

Пример 3

Для заданного бруса в соответствии с рисунком 10 определить размеры поперечного сечения на обоих участках, а также перемещение свободного конца бруса, если оба участка - квадраты со стороной «а1» и «а2». Для материала бруса (сталь Ст 3) принять $[\sigma_p] = 160$ Н/мм^2, $[\sigma_c] = 120$ Н/мм^2 и модуль продольной упругости $E=2 \cdot 10^5$ Н/мм^2, $\ell 1=0{,}8$м , $\ell 2=0{,}6$ м, F1 = 50 кН; F2 = 120 кН

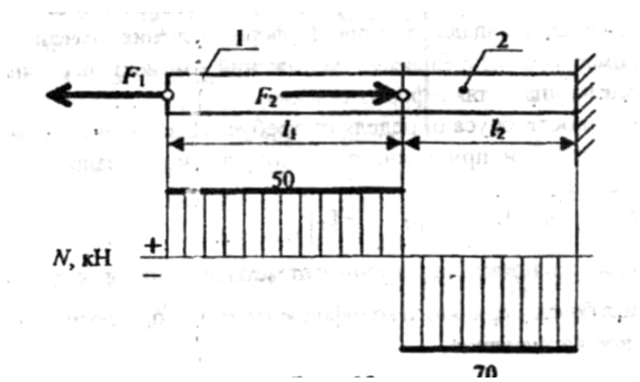


Рисунок 10

Р е ш е н и е

1 В заданном брусе два участка : 1 и 2

Применяя метод сечений, определяем на каждом участке продольную силу N.

$N1 = F1 = 50$кН; $N_2 = F1 - F2 = -70$ кН

На первом участке брус растянут, на втором - сжат.

Строим эпюру продольных сил, начиная построение со свободного конца.

2 Определяем размеры поперечного сечения бруса для каждого участка из условия прочности при растяжении и сжатии.

$\sigma 1 = N1/A1 \le [\sigma_p]$ следовательно $A1 = N1/[\sigma_p] = 50 \cdot 10^3/160 = 312$ мм^2,

где N1 - в Н, $[\sigma_p]$ - в Н/мм^2.

$A1 = a_1^2$ следовательно $a1 = \sqrt{A1}$ или $a1 = \sqrt{312} = 17{,}7$ мм;

округляем до a1=18мм.

$\sigma 2 = N2/A2 < [\sigma_c]$ следовательно $A2 = N2 / [\sigma_c] = 70 \cdot 10^3/120 = 583$ мм^2.

$A_2 = a_2^2$ следовательно $a_2 = \sqrt{A_2} = \sqrt{583} = 24$мм.

3 По закону Гука определяем перемещение свободного конца бруса

$$\Delta\ell = \Delta\ell 1 - \Delta\ell 2 = \frac{N1l1}{EA1} - \frac{N2l2}{EA2} = \frac{50 \cdot 1000 \cdot 0{,}8 \cdot 1000}{2 \cdot 100000 \cdot 312} - \frac{70 \cdot 1000 \cdot 0{,}6 \cdot 1000}{2 \cdot 100000 \cdot 583} =$$

$= 0{,}64 - 0{,}34 = 0{,}28$ мм

Брус удлинился на 0,28 мм.

Пример 4

Для бруса с заданными размерами поперечного сечения в соответствии рисунком 11 определить допускаемые значения нагрузок F1 и F2. Для материала бруса (сталь Ст3) принять допускаемое напряжение при растяжении $[\sigma_p] = 160$ Н/мм^2 и при сжатии $[\sigma_c] = 120$ Н/мм^2. Вид нагружения обоих участков одинаков.

Дано: a = 7мм, d = 4мм, $[\sigma_c] = 120$ Н/мм^2 , $[\sigma_p] = 160$ Н/мм^2, F 1 = ? F_2 = ?

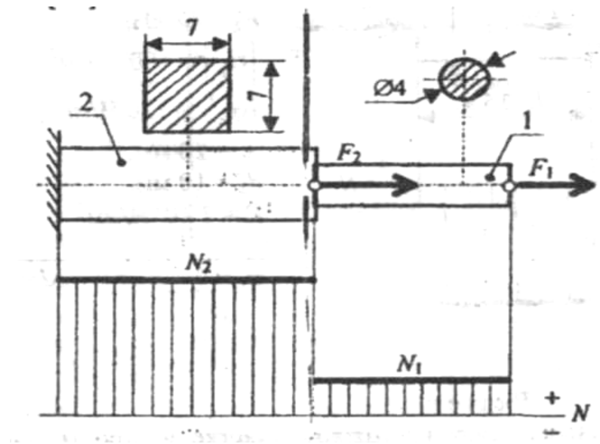


Рисунок 11

Р е ш е н и е

1 В данном брусе два участка : 1 и 2.

Применяя метод сечений, определяем продольные силы N1 и N2, выражая их через F1 и F_2.

N1= F1 ; N2=F1+F2

2 Определяем продольную силу из условия прочности на растяжение на каждом участке.

На первом участке $\sigma_p = N1/A1 \leq [\boldsymbol{\sigma}_p]$

следовательно $N1 = [\sigma_p] \cdot A1$

$N1 = 160 \cdot 12{,}56 = 2020$ Н = 2,02 кН,

где $A1 = \pi d^2/4 = 3{,}14 \cdot 4^2/4 = 12{,}56$ мм^2.

Следовательно, F1 = 2,02 кН.

На втором участке $\sigma_p = N_2/A_2 \leq [\sigma_p]$

следовательно $N_2 = [\sigma_p] \cdot A2$; $N_2 = 160 \cdot 49 = 7840$ Н =7,84 кН.

где $A_2 = a^2 = 7 \cdot 7 = 49$ мм^2.

N2=F2+F1 или N2 = 7,84 кН

следовательно F2 = 7,84 - 2,02=5,82 кН.

Строим эпюру продольных сил.

Пример 5

Для бруса, показанного на рисунке 12, проверить прочность на каждом участке бруса и найти перемещение конца бруса, если [σ_p] = 160 Н/мм^2 , [σ_c] = 120 Н/мм^2 для материала бруса (сталь Ст3). Модуль продольной упругости Е = 2 ·10^2 Н/мм^2 . Построить эпюру продольных сил и напряжений.

Дано:

F1 = 35 кН; F2 = 42 кН; [σ_p] = 160 Н/мм^2; [σ_c] = 120 Н/мм^2; *d1*= 20 мм; *d2*= 10 мм; Е = 2·10^2 Н/мм^2, σ1 = ? σ 2 = ? Δℓ = ?

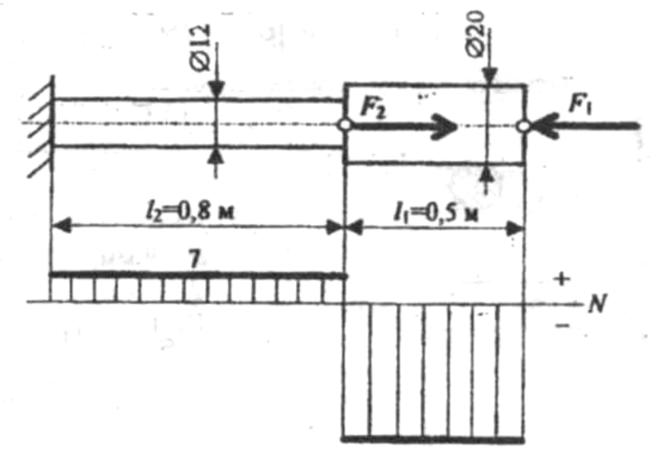


Рисунок 12

Р е ш е н и е

1 Определяем продольную силу на каждом участке и строим эпюру продольных сил.

На первом участке

N1 = - F1 или N1 = -35 кН - участок сжат.

На втором участке

N2 = -F1 + F2 или N2 = -35 + 42 = 7кН - участок растянут.

2 Определяем напряжения на каждом участке.

На первом участке

σ1 = -N1/A1 = -N1·4 / $\pi d_1{}^2$ или σ1= 35·10^3·4 / 3,14·20^2 = - 111 Н/мм^2, где A1= πd^2/4 или A1 = 3,14·20^2/4= 314 мм^2

$a1$ = 111 Н/мм^2 < $[\sigma_c]$ следовательно, брус на втором участке прочен.

Весь брус прочен.

3 Определяем по закону Гука перемещение конца стержня

$$\Delta\ell = -\Delta\ell\,1 + \Delta\ell\,2 = -\frac{N1l1}{EA1} + \frac{N2l2}{EA2} = -\frac{35\cdot1000\cdot0{,}5\cdot1000}{2\cdot100000\cdot314} +$$

$$+\frac{7\cdot1000\cdot0{,}8\cdot1000}{2\cdot100000\cdot78{,}5} = -0{,}278+0{,}356 = 0{,}078 \text{ мм}$$

Стержень удлинится на 0,078 мм.

К решению задач 31 – 40

следует приступать после изучения темы «Кручение» .

К р у ч е н и е м называют такой вид нагружения бруса, при котором в его поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор - крутящий момент $M_к$.

Крутящий момент в произвольном поперечном сечении бруса численно равен алгебраической сумме внешних моментов, действующих на оставленную часть.

$$M_K = \sum\nolimits_{ост} M$$

Установим следующее правило знаков: внешний момент, направленный по ходу часовой стрелки (при взгляде со стороны проведенного сечения), считается положительным (т. е. дает положительный крутящий момент); в противном случае внешний момент отрицателен.

Условие прочности при кручении

$$\tau_K = M_K / W_P \le [\tau_K],$$

где τ - рабочее напряжение, возникающее в брусе;

$M_к$ - крутящий момент на брусе (внутренний силовой фактор);

Wp - полярный момент сопротивления, зависящий от геометрических параметров бруса. Для круглого сечения можно принять $Wp = 0{,}2 \cdot d^3$ мм^2;

$[\tau_K]$ - допускаемое напряжение при кручении, зависящее от материала детали.

В задачах 31-35 следует выполнить проектный расчёт, т. е. по Wp определить диаметр вала; в задачах 36 - 40 следует выполнить проверочный расчет, т. е. при заданном размере вала в опасном сечении определить рабочее напряжение τ , и сравнить с $[\tau]$. Перегрузка 5% допустима.

Пример 6

Определить диаметр вала, показанного на рисунке 13, в опасном сечении из условия прочности на кручение, если допускаемое напряжение на кручение $[\tau_к] = 100$ Н/мм^2.

Передаваемые мощности на вал: $P1 = 3$кВт, $P_2 = 8$ кВт, $P3 = 1$ кВт, $P4 = 4$ кВт. Вал вращается равномерно с угловой скоростью 3 рад/с.

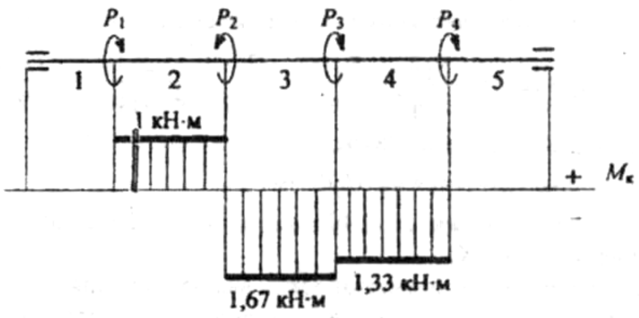


Рисунок 13

Р е ш е н и е

1 Определяем вращающие моменты на шкивах

$M_1 = P_1 / \omega = 3{\cdot}10^3/3 = 1000$ Нм,

$M_2 = P_2 / \omega = 8{\cdot}10^3/3 = 2666$ Нм,

$M_3 = P_3 / \omega = 1{\cdot}10^3/3 = 333$ Нм,

$M_4 = P_4 / \omega = 4{\cdot}10^3/3 = 1333$ Нм,

здесь P - в Вт, ω - в рад/с, M - в Нм,

Так как вал находится в равновесии, то

$\sum M = 0$; $M_1 - M_2 + M_3 + M_4 = 1000 - 2666 + 333 + 1333 = 0.$

2 Строим эпюру крутящих моментов, разделив вал на участки. Границы участков - места приложения вращающих моментов.

Используя метод сечений, определяем крутящие моменты на каждом участке

$M_K1 = M_{к5} = 0.$

$M_K2 = M1$ или $M_к2 = 1000$Нм = 1кНм.

$M_K3 = M1 - M2$ или $M_{к3} = 1000 - 2666 = - 1666$ Нм = - 1,67 кНм.

$M_K4 = - M4$ или Мк4 = - 1333 Нм = - 1,33 кНм.

$M_K4 = M_1 - M_2 + M_3 = - 1000 - 2666 + 333 = -1333$ Нм = - 1, 33 кНм.

Из эпюры видно, что самый опасный участок - участок 3, где $M_к = 1{,}67$ кНм.

3 Из условия прочности на кручение определяем диаметр вала в опасном сечении

$\tau_к = M_K3/W_P < [\tau_к]$, где $W_P = 0{,}2 \cdot d^3$.

Следовательно,

$\tau_к = M_K3/\ 0{,}2\, d^3 \leq [\tau_к]$,

где $d \geq \sqrt[3]{\frac{Мк3}{0{,}2 \cdot [\tau к]}} = \sqrt[3]{\frac{1{,}67 \cdot 1000000}{0{,}2 \cdot 100}} = 44{,}8$ мм

Принимаем d = 45 мм.

Остальные участки вала можно сделать меньших диаметров.

К з а д а ч а м 41-50 следует приступить после изучения темы «Изгиб».

Чистым изгибом называют такой вид нагружения бруса, при котором в его поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор - и з г и б а ю щ и й м о м е н т $M_и$. В большинстве случаев одновременно с изгибающим моментом возникает и другой внутренний силовой фактор - п о п е р е ч н а я с и л а Q; такой изгиб называют поперечным.

Изгибающий момент в произвольном поперечном сечении бруса численно равен алгебраической сумме моментов внешних сил действующих на оставленную часть, относительно центра тяжести сечения

$$Ми = \sum_{ост} M$$

Установим правило знаков для изгибающего момента : момент внешней силы или пары, изгибающей мысленно закрепленную в сечении оставленную часть бруса выпуклостью вниз, считается положительным (т. е. дает положительный изгибающий момент); в противном случае момент внешней силы или пары отрицателен, в соответствии с рисунком 14.

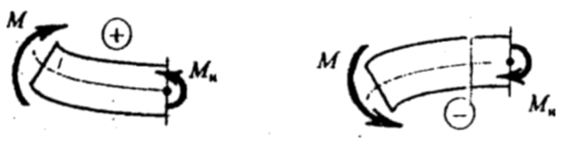


Рисунок 14

Условие прочности при изгибе

$$\sigma_и = Mи\max / W_x \quad \leq [\sigma_и]$$

где $\sigma_и$ - рабочее напряжение, возникающее в балке;

Ми.max максимальный изгибающий момент; определяется по эпюре изгибающих моментов, наибольший по абсолютной величине;

$[\sigma_и]$ - допускаемое напряжение для материала балки;

W_x - осевой момент сопротивления; зависит от геометрических параметров балки.

Можно принять для круглого сечения диаметром d

$$Wx = 0{,}1d^3 \text{ (мм}^3\text{)}.$$

Для прямоугольно сечения, в соответствии с рисунком 15

$$W_x = bh^2 / 6 \text{ (мм}^3\text{)},$$

$$Wy = hb^2 / 6 \text{ (мм}^3\text{)},$$

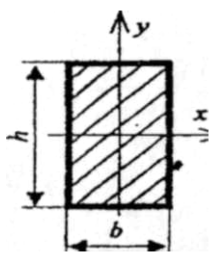


Рисунок 15

Для квадрата со стороной *a*

$$W_x = W_y = a^2 / 6 \text{ (мм}^3\text{)}.$$

В задачах 41-45 следует из условия прочности определить размеры сечения балки, а в задачах 46- 50 при заданных размерах балки проверить прочность балки в опасном сечении, т.е. определить $\sigma_и$ и сравнить с допускаемым$[\sigma_и]$. Перегрузка допустима 5%.

Пример 7

Определить размеры поперечного сечения балки в опасном сечении балки в соответствии с рисунком 16 из расчета балки на прочность при изгибе, если допускаемое напряжение на изгиб для стальной балки [$\sigma_и$] = 160 Н /мм^2; F1 =

12 кН; F_2 = 3 кН; М = 3 кНм. Балка прямоугольная: h / b = 3.

Р е ш е н и е

1 Определяем реакции опор балки, предварительно заменив связи в точках А и В.

Составляем уравнения равновесия

$\sum M_A$=0. $F1 \cdot 0,2 - M + R_B \cdot 0,8 - F_2 \cdot 1,2 = 0$.

$R_B = -F\,1 \cdot 0,2 + M + F2 \cdot 1,2 / 0,8$ или $R_B = -12 \cdot 0,2 + 3 + 8 \cdot 1,2/0,8 = 12,75$ кН.

$\sum M_B = 0$. $R_A \cdot 0,8 - F1 \cdot 0,6 - M - F_2 \cdot 0,4 = 0$.

$R_A = F1 \cdot 0,6 + M + F_2 \cdot 0,4/ 0,8$ или $R_A = 12 \cdot 0,6 + 3 + 8 \cdot 0,4/0,8 = 16,75$ кН.

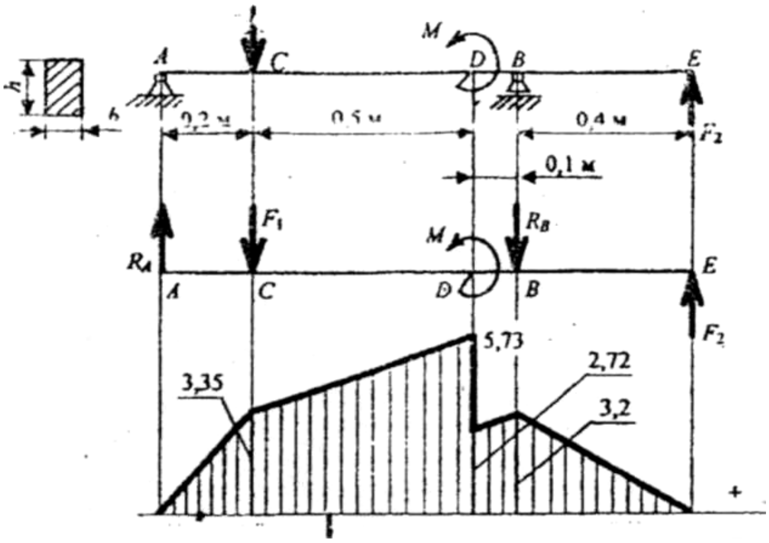


Рисунок 16

2 Строим эпюру изгибающих моментов по характерным точкам. Характерные точки - места приложения сил: A, B, C, D, E.

Определяем изгибающий момент в каждой точке.

$M_И A = 0$.

$M_И C = R_A \cdot 0,2 = 16,75 \cdot 0,2 = 3,35$ кНм

$M_и D_{слева} = R_A \text{-} 0,7 - F1 \cdot 0,5 = 16,75 \cdot 0,7 - 12 \cdot 0,5 = 11,73 - 6 = 5,73$ кНм.

$M_и D_{справа} = F2 \cdot 0,5 - R_B \cdot 0,1 = 8 \cdot 0,5 - 12,75 \cdot 0,1 = 2,72$ кНм

$M_иB = F_2 \cdot 0{,}4 = 8 \cdot 0{,}4 = 3{,}2$ кНм.

$M_ИE = 0$.

Из эпюры $Mи_{max} = 5{,}73$ кНм.

3 Определяем размеры прямоугольного сечения балки из условия прочности на изгиб

$\sigma_и = M_{и \cdot max}/W_x \le [\sigma_и]$ => $W_x = M_{Иmax} / [\sigma_и]$ или

$W_x = 5{,}73 \cdot 10^6 / 160 = 35{,}8 \cdot 10^3$ мм^3.

Для прямоугольного сечения $W_x = bh^2/6$.

Из задания $h/b = 3$ => $b= h/3$, следовательно, $W_x = h^3/18$.

$h^3 = 35{,}8$ см^3 => $h= 8{,}62$ см, $b = 8{,}62/3 = 2{,}87$ см.

К З А Д А Ч А М 51-60

К решению этих задач следует приступить после изучения тем: «Передачи вращательного движения», «Зубчатые передачи», «Червячные передачи».

В предлагаемых задачах требуется определить кинематические и силовые параметры для всех валов многоступенчатой передачи привода. Приступая к решению задачи, следует ознакомиться с ГОСТ 2.770-68 на условные обозначения элементов и правила выполнения кинематических схем. Валы и звенья нумеруются по направлению силового потока - от входного вала к выходному валу. Индекс в обозначениях параметров валов ω, Р и М соответствуют номеру вала, а в обозначениях d и z - номеру насаженного на вал звена. Для общих параметров передачи - КПД **η** и передаточного отношения **u** - принята двойная индексация, соответствующая номерам валов передачи. Параметры любого последующего вала определяют через заданные параметры входного вала при условии, что известны КПД и передаточных отношений отдельных передач, то же -для КПД.

В настоящем пособии для передаточного отношения $\omega 1/\boldsymbol{\omega}2$ и передаточного числа z_2 /z_1 принято единое обозначение *u*. Следует помнить, что для зубчатых передач

$$u = \omega 1/\boldsymbol{\omega}2 = d2 / d1 = z2 / z1,$$

для червячных и цепных $u = \omega 1/\boldsymbol{\omega}2 = z2 / z1$

для ременных $u = \omega 1/\boldsymbol{\omega}2 = d2 / d1,$

где индекс 1 относится к ведущему, а индекс 2 - к ведомому звену передачи.

Приводим таблицу 6 средних значений КПД некоторых передач (с учетом потерь в подшипниках).

Т а б л и ц а 6

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая цилиндрическая	0,97	0,95
Зубчатая коническая	0,96	0,95
Цепная	-	0,92
Клиноременная	-	0,95
Червячная при заходности:		
Zi = l	0,7	-
Zj = 2 - 3	0,8	-
Z l = 4	0,87	-

МЕТОДИКА ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЗУБЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

Исходные данные: передаточное число *u,* межосевое расстояние *a* и относительная ширина колеса (коэффициент ширины венца колеса) ψ.

1 Выбираем модуль m по рекомендации $m = (0{,}01...0{,}02) \cdot a$,

принимая стандартное значение (мм) из ряда: 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20.

2 Определяем число зубьев шестерни *z1* из формулы

$$a = (d1+d2)/2 = m \cdot z1 \cdot (u + l)/2 \cdot \cos ß,$$

где ß - угол наклона линии зуба.

Для прямозубых передач ß = 0° и cos ß = 1,

Для косозубых передач ß = 8... 15°,

Для шевронных передач ß = 25.. .40°.

Полученное значение z1 округляем до ближайшего целого числа, но не менее 17.

3 Из формулы $u = z2/z1$ определяем число зубьев колеса z_2, округляя полученное значение до ближайшего целого числа. Уточняем значение передаточного числа *u.*

4 Определяем основные геометрические параметры зацепления:

а) шаг $p = \pi \cdot m$;

б) высоту головки зуба $h_a = m$

в) высоту ножки зуба $h_f = 1{,}25 \cdot m$

5 Определяем основные геометрические размеры колес:

а) делительные диаметры $d1 = mz1/\cos\beta$; $d2 = mz2/\cos\beta$;

б) диаметры вершин зубьев $da_1 = d1 + 2 \cdot ha$ и $da_2 = d2 + 2 \cdot ha$

в) диаметры впадин $d_{f1} = d1 - 2 \cdot hf$ и $d_{f2} = d2 - 2 \cdot hf$

г) уточненное межосевое расстояние $a = (d1 + d_2) / 2$;

д) из формулы $\psi = b / a$ находим ширину зубчатого венца b.

МЕТОДИКА ГЕОМЕТРИЧЕСКОГО РАСЧЕТА ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Исходные данные: передаточное число *u,* межосевое расстояние *a.*

1 Число витков червяка *Z1* определяем в зависимости от *u* по рекомендации таблицы 7.

Т а б л и ц а 7

u	8...16	16...32	32...80
Z1	4	2	1

2 Из формулы $u = z2/z1$ определяем число зубьев червячного колеса z_2, округляя полученное значение до ближайшего целого числа. Уточняем значение до ближайшего целого числа. Уточняем значение передаточного числа *u.*

3 Выбираем коэффициент диаметра червяка q по рекомендации

$q = 0{,}25\, z_2$, принимая ближайшее целое число из ряда 8.. .20.

4 Определяем модуль m из формулы

$$a = (d1 + d_2)/2 = m(q + z_2)/2 .$$

Принимаем для модуля стандартное значение (мм) из ряда: 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20.

5 Определяем основные геометрические параметры зацепления:

а) осевой шаг червяка и окружной шаг колес $p = \pi \cdot m$;

б) делительный диаметр $d1 = m \cdot q$;

в) диаметр вершин витков $da1 = d1+2h_a;$

г) высота головки витка червяка и зуба колеса $h_a = m;$

д) высота ножки витка червяка и зуба колеса $h_f = 1{,}2m$

6 Определяем основные геометрические размеры червяка:

а) диаметр впадин $df1 = d1-2h_f;$

б) угол подъема линии витка $\operatorname{tg} \gamma = z1/q$

в) длина нарезной части червяка $b_1 = m(11 + 0{,}06 \cdot z_2)$.

7 Определяем основные геометрические размеры червячного колеса:

а) делительный диаметр $d_2 = m \cdot z_2$;

б)диаметр впадин $df2 = d2-2h_f;$

в)диаметр вершин зубьев $da2 = d2+2h_a;$

г) ширина зубчатого венца колеса $d2=0{,}75 \cdot d1$

8 Уточняем межосевое расстояние $a = (d1 + d_2)/2$.

В пунктах 5, 6, 7 и 8вычисления следует вести с точностью до второго знака после запятой, за исключением размеров $b1$, b_2, и d_{ae2}, которые округляют до ближайшего целого числа

Пример 8

Привод, показанный на рисунке 17, состоит из электродвигателя мощностью Рдв= 4 кВт с угловой скоростью $\omega_{дв} = 120$ рад/с; $\mathbf{z_2} = 30$; $\mathbf{z_3} = 120$; угловая скорость выходного вала $\omega_{вых} = 1$ рад/с; межосевое расстояние редуктора a= 120мм

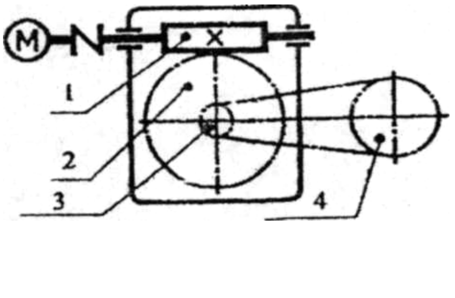


Рисунок 17

Требуется определить:

1) передаточное отношение привода и передаточное число редуктора;
2) КПД привода;
3) мощности, угловые скорости и вращающие моменты на валах привода;
4) для редуктора выполнить геометрический расчет редуктора.

Р е ш е н и е

1 Передача - двухступенчатая, понижающая. Первая ступень - червячный редуктор, вторая - открытая цепная передача.

Передаточное отношение привода

$u_{общ} = \omega_{дв} / \omega_{вых}$ или $u_{вых}$ =120/1 = 120.

Передаточное число цепной передачи

$u_{2\_3} = \mathbf{z}_3 / \mathbf{z}_2$ или u = 120/30 = 4.

Передаточное число редуктора $u_{общ} = u_{1\text{-}2} \cdot u_{2\text{-}3} = 120$; $u_{1\text{-}2} = 120/4 = 30$.

По полученному u редуктора определяем число витков (заходов) червяка Z1 = 2.

2 Определяем по таблице 6 КПД привода

$\eta = \eta_{ред} \cdot \eta_{ц.п.} = 0{,}8 \cdot 0{,}92 = 0{,}736$.

где $\eta_{ред}$ - КПД редуктора, равно 0,8;

$\eta_{ц.п}$ - КПД цепной передачи, равно 0,92.

3 Определяем мощности на валах привода P,

$P1 = P_{дв} = 4$ кВт или $P2 = P1 \cdot \eta_{ред} = 4 \cdot 0{,}8 = 3{,}2$кВт;

$P3 = P2 \cdot \eta_{ц.п} = 3{,}2 \cdot 0{,}92 = 2{,}94$ кВт;

4 Определяем угловые скорости на валах привода

$u_{1\text{-}2} = \omega_{дв} / \omega_2$; $\omega_2 = \omega_{дв} / u_{1\text{-}2} = 120/30 = 4$ рад/с.

$\omega 1 = \omega_{вых} = 1$ рад/с.

6 Определяем моменты на валах привода

М1 = Р1/ ω1 =4· 10^3 /120 =33,3 Нм;

М2 = Р2/ ω2 =3,2· 10^3 /4 =800 Нм;

М3 = Р3/ ω3 =2,94· 10^3 /1 =2940 Нм.

где Р - мощность, Вт;

ω- угловая скорость, рад/с.

6 Выполняем геометрический расчет червячного редуктора.

6.1 Определяем число зубьев на червячном колесе

Z_2 =2·30 = 60.

6.2 Выбираем коэффициент диаметра червяка по рекомендации

q = 0,25·Z_2 = 0,25·60 = 15

Принимаем целое число из ряда от 8 до 20.

6.3 Определяем модуль m из формулы

$a = (d_l + d_2)/2 = m(q + Z_2)/2$; $m = 2 \cdot a/(q + Z_2)$ = 2·120/(15 + 60) = 3,2 мм.

Принимаем для модуля стандартное значение m = 3,15 мм.

6.4 Определяем основные геометрические параметры зацепления:

а)осевой шаг червяка и окружной шаг колеса, мм

$p = \pi \cdot m$ = 3,14·3,15 = 9,89;

б)высота головки витка червяка и зуба колеса, мм

$h_{a1} = h_{a2} = m$ = 3,15;

в)высота ножки витка червяка и зуба колеса, мм

$h_{f1} = h_{f2} = 1{,}2 \cdot m$ = 1,2 · 3,15 = 3,78

6.5 Определяем геометрические размеры червяка:

а)делительный диаметр, мм

$d_1 = m \cdot q$ =3,15·15 = 47,25;

б)диаметр вершин витков, мм

$$d_{ai}=d_i+2\cdot h_a = 47,25 + 2\cdot 3,15 = 53,55 ;$$

в)диаметр впадин, мм

$$d_{fl} = d_l - 2\cdot h_{f\ l} = 47,25 - 2 \cdot 3,78 = 39,69;$$

г)угол подъема линии витка

$$tg\gamma = Z1/q = 2/15 = 0,133 \qquad \gamma = 7°35'41;$$

д)длина нарезной части червяка, мм

$$b1 = m(11 + 0,06Z_2) = 3,15\cdot(11 + 0,06\cdot 60) = 46,18.$$

6.6 Определяем основные геометрические размеры червячного колеса:

а)делительный диаметр, мм

$$d_2 = m\cdot Z_2 = 3,15\cdot 60 = 210 ;$$

б)диаметр вершин зубьев, мм

$$d_{a2} = d_2 + 2\cdot h_a = 210 + 2\cdot 3,15 = 216,3;$$

в)диаметр впадин, мм

$$d_{f2} = d_2 - 2\cdot h_f = 210 - 2\cdot 3,78 = 202,44;$$

г)наружный диаметр колеса, мм

$$d_{ae2} = d_{a2} + 6m/(Z1 + 2) = 216,3 + 6\cdot 3,15/(2 + 2) = 221.$$

Принимаем $d_{ae2} = 220$ мм;

д)ширину зубчатого венца колеса, мм

$$b_2 = 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 50,4 = 37,8 .$$

Принимаем $b_2 = 38$ мм.

6.7 Уточняем межосевое расстояние, мм

$$a = (d_l + d_2)/2 \quad \text{или} \quad a = (47,25 + 210)/2 = 128,63$$

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1 Аркуша А.И. Техническая механика. Теоретическая механика и сопротивление материалов. - М.: Высшая школа, 2002.

2 Аркуша А.И. Руководство к решению задач по теоретической механике. - М.: Высшая школа, 2002.

3 Аркуша А.И., Фролов М.И. Техническая механика. - М.: Высшая школа, 1983.-447 с;

4 Костенко Н.А, Балясникова СВ. Сопротивление материалов. - М.: Машиностроение, 2000.

5 Мовнин М.С., Израелит А.Б., Рубашкин А.П. Основы технической механики. - Л.: Машиностроение, 1990. - 288 .;

6 Мовнин М.С., Израелит А.Б., Рубашкин А.Г. Руководство к решению задач по технической механике. - М.: Высшая школа, 1977 - 400 с.

7 Мишенин Б.В. Техническая механика. Задания на расчетно-графические работы для ССУЗ с примерами их выполнения. - М.: НМЦ СПО РФ, 1994.

8 Никитин Е.М. Теоретическая механика для техникумов. - М.: Наука, 1983.-336 с.

9 Тарч СМ. Краткий курс теоретической механики.- М.: Высшая школа, 1998.

10 Олофинская В.П. Техническая механика. Сборник тестовых заданий. - М.: Инфра-М.2002.

11 Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. Теоретическая механика. Сопротивление материалов. - М.: Высшая школа, 2002.

12 Эрдеди А.А., Эрдеди Н.А. и др. Детали машин. - М.: Высшая школа, 2001.