

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра сопротивления материалов
и деталей машин

Механика

*Учебно-методическое пособие
для самостоятельной работы студентов специальностей:
1-74 06 05-01 «Энергетическое обеспечение сельского хозяйства»,
1-53 01 01-09 «Автоматизация технологических процессов
и производств»*

Минск
БГАТУ
2009

УДК 531(07)
ББК 22.2я 7
М 55

Рекомендовано научно-методическим советом агроэнергетического факультета

Протокол № 8 от 13 апреля 2009 г.

Составители:

ст. преп. *Л.С. Жаркова* (разделы 1, 2, 3, 4);
канд. техн. наук, доц. *В.Н. Основин* (раздел 2);
ст. преп. *А.И. Оскирко* (раздел 4);
ст. преп. *Н.Н. Жаркова* (раздел 1, приложения)

Рецензенты:

зав. каф. «Теоретическая механика и теория механизмов и машин» БГАТУ, д-р техн. наук, доц. *А.Н. Орда*;
канд. тех. наук, доц. кафедры «Механика материалов и конструкций» БГТУ *А. В. Дорошко*

М 55

Механика: учебно-методическое пособие / сост.:
Л.С. Жаркова [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2009. – 108 с.

ISBN 978-985-519-117-0.

Учебно-методическое пособие содержит задачи и задания, методические материалы и рекомендации для самостоятельной работы студентов дневной и заочной форм обучения.

Пособие предназначено студентам агроинженерных специальностей, а также может быть использовано преподавателями и учащимися аграрно-технических колледжей.

УДК 531(07)
ББК 22.2я 7

ISBN 978-985-519-117-0

© БГАТУ 2009

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	4
РАЗДЕЛ 1. СТАТИЧЕСКОЕ ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ»	5
Решение типовой задачи	5
РАЗДЕЛ 2. ОСНОВЫ ОЦЕНКИ ВНУТРЕННЕГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ»	11
Решение типовых задач	12
Методические указания для решения задачи 2	14
Растяжение (сжатие)	14
Методические указания для решения задачи 3	20
Плоский поперечный изгиб. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов	20
Последовательность построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов по уравнениям	21
Построение эпюр поперечной силы и изгибающих моментов по характерным точкам	22
Расчеты на прочность при изгибе	27
РАЗДЕЛ 3. ОСНОВЫ ПОСТРОЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ	36
Решение типовой задачи	36
Методические указания для решения задачи 4	43
Кинематический анализ плоских рычажных механизмов	43
РАЗДЕЛ 4 «ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН»	50
Решение типовой задачи	51
Методические указания для решения задачи 5	61
Механические передачи. Примеры применения	61
Проектирование передач с гибкой связью	69
Расчет плоскоременной передачи	69
Расчет клиноременных и поликлиноременных передач	78
Проектирование цепных передач	90
ПРИЛОЖЕНИЯ	100
ЛИТЕРАТУРА	105

ПРЕДИСЛОВИЕ

Механика – комплексная дисциплина, являющаяся основой общетехнической подготовки инженеров агроэнергетической отрасли. Она включает в себя основные разделы теоретической механики, теории механизмов и машин, сопротивления материалов, деталей машин и основ конструирования. Тематический раздел дисциплины «Механика» – «Статическое взаимодействие элементов конструкций» представляет статику, методы которой используются для решения обширного класса инженерных задач. Раздел «Основы оценки внутреннего состояния элементов конструкций» охватывает основные разделы курса сопротивления материалов и рассматривает вопросы расчета элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость. Раздел «Основы строения и исследования механизмов» базируется на основных положениях теории механизмов и машин – науки, изучающей общие методы кинематического и динамического анализа и синтеза механизмов и машин. Излагаемые в теории механизмов и машин методы используются для проектирования любого механизма, независимо от его назначения.

Несмотря на большое разнообразие машин и механизмов, используемых в различных областях техники, многие из них состоят из однотипных деталей и узлов. Детали и узлы, входящие в состав большинства машин и механизмов, являются предметом изучения раздела «Основы расчета и конструирования деталей машин».

Учебно-методическое пособие составлено в соответствии с учебной программой по курсу и предназначено для студентов, изучающих курс механики самостоятельно. Пособие содержит краткие теоретические сведения, задачи для самостоятельного решения: задача 1 – по разделу «Статическое взаимодействие элементов конструкций», задачи 2 и 3 – по разделу «Основы оценки внутреннего состояния элементов конструкций», задача 4 – по разделу «Основы строения и исследования механизмов», задача 5 – по разделу «Основы расчета и конструирования деталей машин». В пособии представлены типовые примеры задач и рассмотрены методики их решения.

РАЗДЕЛ 1 ОСНОВЫ СТАТИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Основные понятия статики. Сила как мера механического взаимодействия тел. Системы сил. Проекция силы на координатные оси. Аксиомы статики. Связи и их реакции. Типы опор.

Плоская система сходящихся сил. Геометрическое условие равновесия системы сходящихся сил. Аналитическое определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил. Уравнения равновесия системы сходящихся сил. Статически определимые и неопределимые задачи.

Теория пар сил. Момент силы относительно точки и оси. Пара сил. Эквивалентность пар. Сложение пар на плоскости. Условие равновесия системы пар сил.

Произвольная плоская система сил. Приведение произвольной системы сил к центру (теорема Пуансо). Главный вектор и главный момент системы сил. Теорема о моменте равнодействующей (теорема Вариньона). Условия и уравнения равновесия произвольной системы сил на плоскости.

Литература [1, 2, 3, 4, 7].

Решение типовой задачи

Задача 1. Соответствует схеме (рисунок 1.1) подъема мачтовых опор ЛЭП с помощью тягачей или лебедок с тяговым усилием F_1 . На опору ЛЭП действует сила F_2 . Опора поднимается вокруг шарнира A из первоначального положения, определяемого углом β .

Определить:

- 1) значение угла наклона троса к горизонту α (который определяет высоту дополнительной подставки h_D) при $F_1 = 1,5F_2$;
- 2) величину и направление реакции в шарнире A .

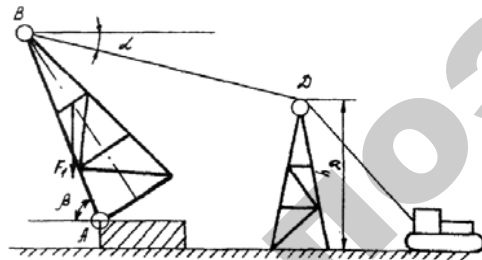


Рисунок 1.1 – К задаче 1

Проанализировать результаты решения.

Варианты схем к задаче 2 — на рисунке 1.2, данные к схемам — в таблице 1.1. Считать, что $l_{AC} = \frac{1}{3}l_{AB}$ или (для схем 9 и 10) $l_{BC} = \frac{1}{3}l_{AB}$.

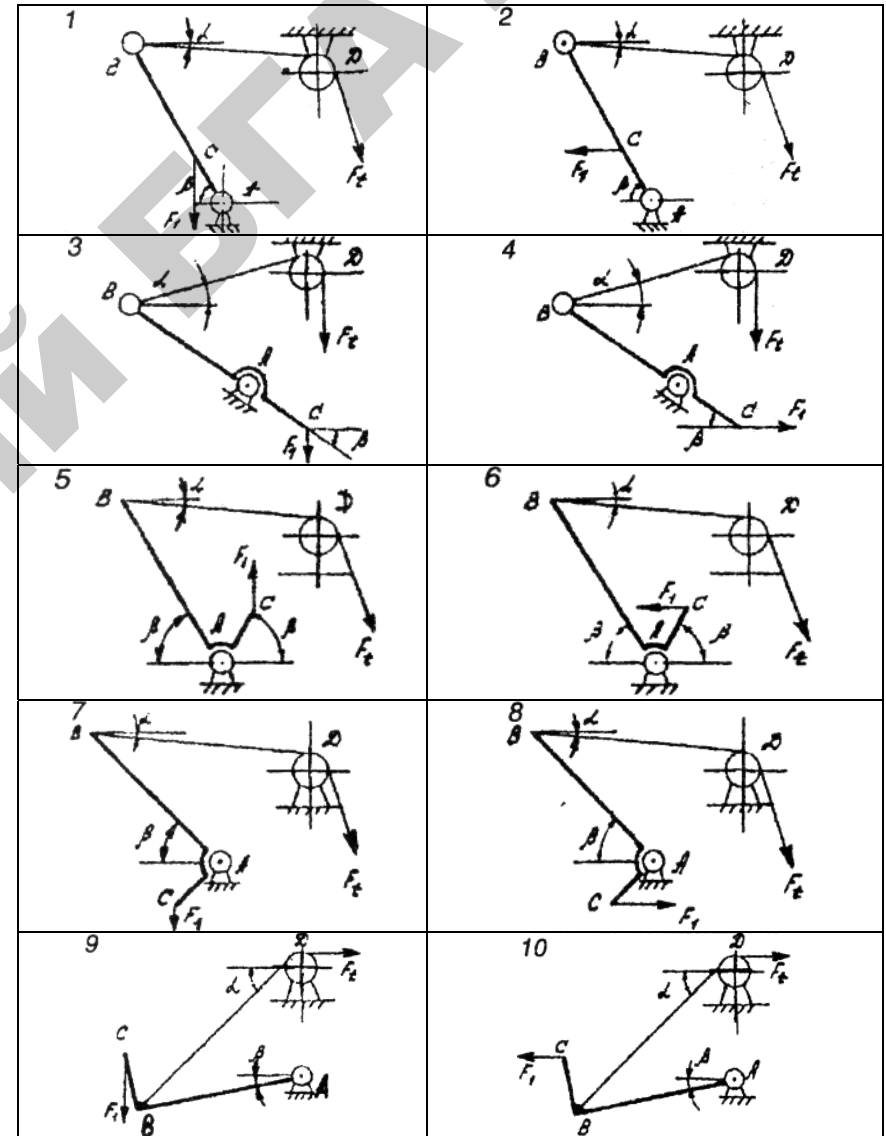


Рисунок 1.2 – Схема подъема мачтовых опор ЛЭП (к задаче 1)

Таблица 1.1 – Исходные данные к задаче 1

№ варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_1 , кН	60	70	100	120	150	140	90	80	100	120
l_{AB} , м	21	24	27	30	21	24	27	30	21	30
β°	5	6	7	8	9	10	5	6	8	9
β°	5	6	7	8	9	10	5	6	8	9

Методические указания для решения задачи 1

Равновесие произвольной системы сил на плоскости

Для равновесия произвольной плоской системы сил необходимо и достаточно, чтобы суммы проекций всех сил на каждую из двух координатных осей и сумма их моментов относительно любой точки, лежащей в плоскости действия сил, были равны нулю:

$$\sum F_{kx} = 0; \quad \sum F_{ky} = 0; \quad \sum M_z = 0. \quad (1.1)$$

Эти формулы выражают основную форму условий равновесия.

Вторая форма условий равновесия: для равновесия произвольной плоской системы сил необходимо и достаточно, чтобы сумма моментов всех этих сил относительно каких-либо центров A и B и сумма их проекций на ось Ox , не перпендикулярную прямой AB , были равны нулю:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0; \quad \sum F_{kx} = 0. \quad (1.2)$$

Третья форма условий равновесия: для равновесия произвольной плоской системы сил необходимо и достаточно, чтобы сумма моментов всех этих сил относительно любых трех центров A , B и C , не лежащих на одной прямой, были равны нулю:

$$\sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0; \quad \sum M_C = 0. \quad (1.3)$$

Во всех рассмотренных случаях для плоской системы сил получаются три условия равновесия. Условия (1.1) считаются основными, так как при пользовании ими никаких ограничений на выбор координатных осей и центра момента сил не налагается.

Если на тело наряду с плоской системой сил F_1, F_2, \dots, F_n действует система лежащих в той же плоскости пар с моментами $M_1,$

M_2, \dots, M_n , то при составлении условий равновесия в уравнения проекций пары не войдут, так как сумма проекций сил пары на любую ось равна нулю. В уравнениях моментов к моментам сил алгебраически прибавятся моменты пар, так как сумма моментов сил пары относительно любого центра равна моменту пары.

При решении задач этого раздела (для получения более простых уравнений) следует, составляя уравнения проекций, проводить координатную ось перпендикулярно какой-нибудь неизвестной силе, а, составляя уравнения моментов, брать центр моментов в точке, где пересекается больше неизвестных сил.

Пример 1.1. Пример имеет своим прототипом схему подъема мачтовых опор ЛЭП с помощью тягачей (рисунок 1.3).

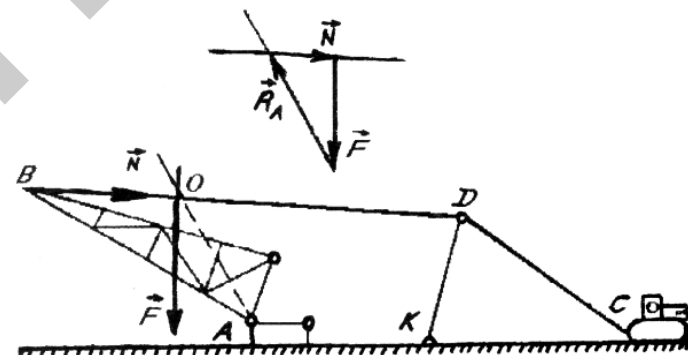


Рисунок 1.3 – К примеру 1.1

Мачта AB соединяется с фундаментом шарниром A . С помощью канатной тяги BDC ее поднимают до вертикального положения. Вспомогательная штанга KD облегчает работу в начальной стадии подъема, отводя направление тяги вверх.

Требуется определить силу натяжения каната N и реакцию опоры в шарнире A , если известны вес мачты F , угол ее наклона к горизонту $-\beta$, угол наклона тяги α (см. рисунок 1.4). Задачу можно решить графически (см. рисунок 1.3).

На схеме представлен случай равновесия тела под действием 3-х сил, лежащих в одной плоскости (вертикальной). Так как система находится в равновесии, линии действия сил должны пересекаться в одной точке.

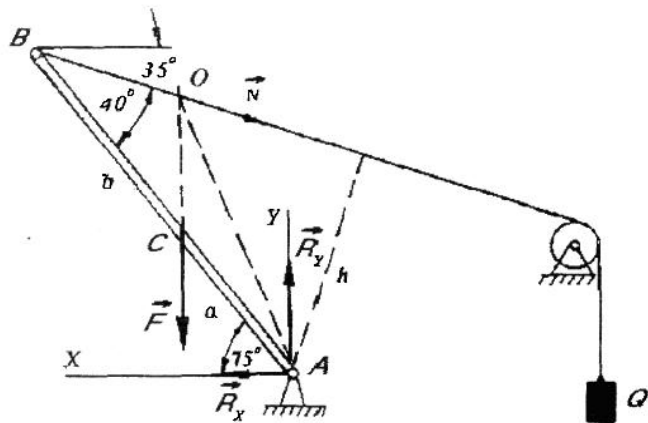


Рисунок 1.4 – К примеру 1.1

Необходимо построить на векторе F в определенном масштабе замкнутый силовой треугольник. Стороны треугольника должны быть строго параллельны направлениям искомых сил. При соблюдении данного условия величины этих сил будут найдены прямым измерением сторон треугольника в миллиметрах и умножением их длины на выбранный масштаб.

Аналитическое решение задачи состоит в использовании уравнений равновесия для систем сил, произвольно расположенных на плоскости:

$$\begin{aligned} \sum M_z(F_k) &= 0; \\ \sum F_{kx} &= 0; \\ \sum F_{ky} &= 0. \end{aligned}$$

Допустим, что мачта AB в данный момент подъема составляет с горизонтом угол, равный 75° , а тяга BK наклонена к горизонту под углом 35° . Тогда угол между мачтой и канатом равен 40° . Центр тяжести C делит длину мачты на отрезки $AC = a = 7$ и $CB = b = 12$ м. Вес мачты $F = 14 \cdot 10^4$ Н. Требуется определить силу N натяжения каната и реакцию опоры R_A .

Решение. За начало координат принимаем шарнир A , направив ось x в сторону наклона мачты (влево), а ось y — вверх. Тогда уравнение моментов примет вид:

$$\sum M_A(F_i) = N \cdot h - F \cdot a \cdot \cos 75^\circ = 0,$$

где $h = (a + b) \cdot \cos 40^\circ$ (плечо силы N относительно центра моментов A).

Отсюда

$$N = \frac{F \cdot a \cdot \cos 75^\circ}{h} = \frac{14 \cdot 10^4 \cdot 7 \cdot 0,26}{19 \cdot 0,64} = 2,10 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Уравнения проекций сил на координатные оси:

$$\sum F_{kx} = R_x - N \cdot \cos 35^\circ = 0;$$

$$\sum F_{ky} = R_y - F - N \cdot \sin 35^\circ = 0,$$

откуда

$$R_x = N \cdot \cos 35^\circ = 2,1 \cdot 10^4 \cdot 0,819 = 1,7 \cdot 10^4 \text{ Н;}$$

$$R_y = F + N \cdot \sin 35^\circ = 14 \cdot 10^4 + 2,1 \cdot 10^4 \cdot 0,574 = 15,2 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Положительные значения реакций указывают на то, что их направления на чертеже определены верно.

Полная реакция в шарнире A :

$$R_A = 10^4 \cdot \sqrt{1,7^2 + 15,2^2} = 15,3 \cdot 10^4 \text{ Н.}$$

Угол между направлением реакции в шарнире A и осью x :

$$\alpha_{R_{Ax}} = \arccos \frac{R_x}{R_A} = \arccos \frac{1,7 \cdot 10^4}{1,3 \cdot 3 \cdot 10^4} = 29,8^\circ.$$

Для проверки решения следует убедиться, что линия действия реакции R_A действительно выходит на точку O пересечения линий действия сил F и N (см. рисунок 1.3).

РАЗДЕЛ 2 ОСНОВЫ ОЦЕНКИ ВНУТРЕННЕГО СОСТОЯНИЯ ЭЛЕМЕНТОВ КОНСТРУКЦИЙ

Работоспособность элемента конструкции, ее критерии. Расчетная модель элемента конструкции и основные допущения при ее построении по форме, материалу, деформациям. Метод сечений. Геометрические характеристики плоских сечений.

Внутренние силовые факторы в сечении и их компоненты. Напряжение и деформация в окрестности точки и их компоненты. Связь напряжений. Закон Гука и коэффициент Пуассона. Физические константы материала. Механические характеристики материалов. Допускаемые напряжения и коэффициенты безопасности.

Растяжение (сжатие). Эпюры внутренних силовых факторов при растяжении (сжатии). Оценка прочности и жесткости участков стержня при растяжении (сжатии). Напряжения в наклонных сечениях стержня. Статически неопределимые задачи при растяжении (сжатии). Распределение усилий и напряжений в нагруженном сталеалюминиевом стержне. Температурные напряжения.

Гибкие нити. Дифференциальное уравнение горизонтально-подвешенного провода с учетом собственного веса, обледенения и ветровой нагрузки. Оценка прочности провода в нижней точке и на изоляторе. Уравнение состояния горизонтально подвешенного провода. Оптимальная стрела провисания. Расчет биметаллических проводов.

Плоский поперечный изгиб. Эпюры внутренних силовых факторов при поперечном изгибе. Оценка прочности балки при изгибе по нормальным напряжениям. Рациональные формы сечения балок при изгибе. Оценка жесткости балок.

Кручение. Эпюры внутренних силовых факторов при кручении. Оценка прочности и жесткости при кручении. Расчет винтовых пружин с малым шагом.

Сложное напряженно-деформированное состояние. Главные площадки и главные напряжения. Основные гипотезы прочности. Эквивалентные напряжения. Статическая прочность при совместном действии изгиба и кручения.

Устойчивость элементов конструкций. Критическая сила. Коэффициент запаса устойчивости по Эйлеру. Практические способы расчета сжатых стержней на устойчивость.

Прочность при переменных напряжениях. Циклы переменных напряжений и их характеристики. Предел выносливости и диаграмма предельных напряжений. Влияние конструктивных и технологических факторов на выносливость элементов конструкции. Коэффициент запаса выносливости.

Литература [1, 2, 3, 5, 7, 8].

Решение типовых задач

Задача 2. Для стального бруса (рисунок 2.1, схемы 1–10, таблица 2.1) построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений. Проверить прочность стержня, если $[\sigma] = 160$ МПа. Определить перемещение свободного конца стержня под действием сил.

Таблица 2.1 – Исходные данные к задаче 2

№ варианта	Нагрузки, кН			Размеры, мм						
	F_1	F_2	F_3	d_1	d_2	d_3	a	b	c	d
1	25	20	14	15	40	50	34	45	75	100
2	27	18	12	22	45	55	23	45	80	110
3	17	21	10	15	42	60	35	55	80	100
4	15	19	16	12	41	55	28	40	70	105
5	19	14	15	10	43	50	20	45	65	100
6	20	16	30	16	30	55	30	40	75	110
7	14	23	16	20	34	45	35	50	75	115
8	23	16	35	20	40	60	35	60	70	120
9	14	15	11	10	44	55	15	45	85	110
10	14	20	16	15	45	50	35	50	75	100

Методические указания для решения задачи 2

Растяжение (сжатие)

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

Для расчета бруса на прочность надо знать закон изменения продольных сил по его длине. При растяжении продольную силу будем считать положительной, при сжатии – отрицательной.

Изменение продольной силы по длине бруса удобно представлять в виде графика, называемого *эпюрой продольных сил*.

Расчеты на прочность при растяжении и сжатии проводят по условию прочности

$$\sigma_{P(сж)} = \frac{N}{A} \leq [\sigma],$$

где $\sigma_{P(сж)} = N/A \leq [\sigma]$;

$\sigma_{P(сж)}$ – нормальное напряжение в сечении бруса;

A – площадь поперечного сечения бруса;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение.

График изменения напряжения σ по длине бруса называется

эпюрой нормальных напряжений. Используя закон Гука $\Delta l = \frac{Nl}{EA}$,

можно определить удлинение свободного конца бруса как алгебраическую сумму удлинений (укорочений) всех его участков.

Пример 2.1. На стальной стержень действуют внешние силы: $F_1 = 10$ кН; $F_2 = 20$ кН; $F_3 = 60$ кН. Площади поперечного сечения участков стержня составляют: $A_1 = 10$ см²; $A_2 = 30$ см²; $A_3 = 20$ см². Построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений, собственную массу стержня не учитывать. Определить перемещение свободного конца стержня под действием сил.

Решение. Для построения эпюр применим метод сечений. Знак «плюс» в значении продольной силы N показывает, что стержень подвергается растяжению, знак «минус» – сжатию. Разобьем стержень на участки в местах приложения нагрузок и изменения площадей поперечных сечений (рисунок 2.2).

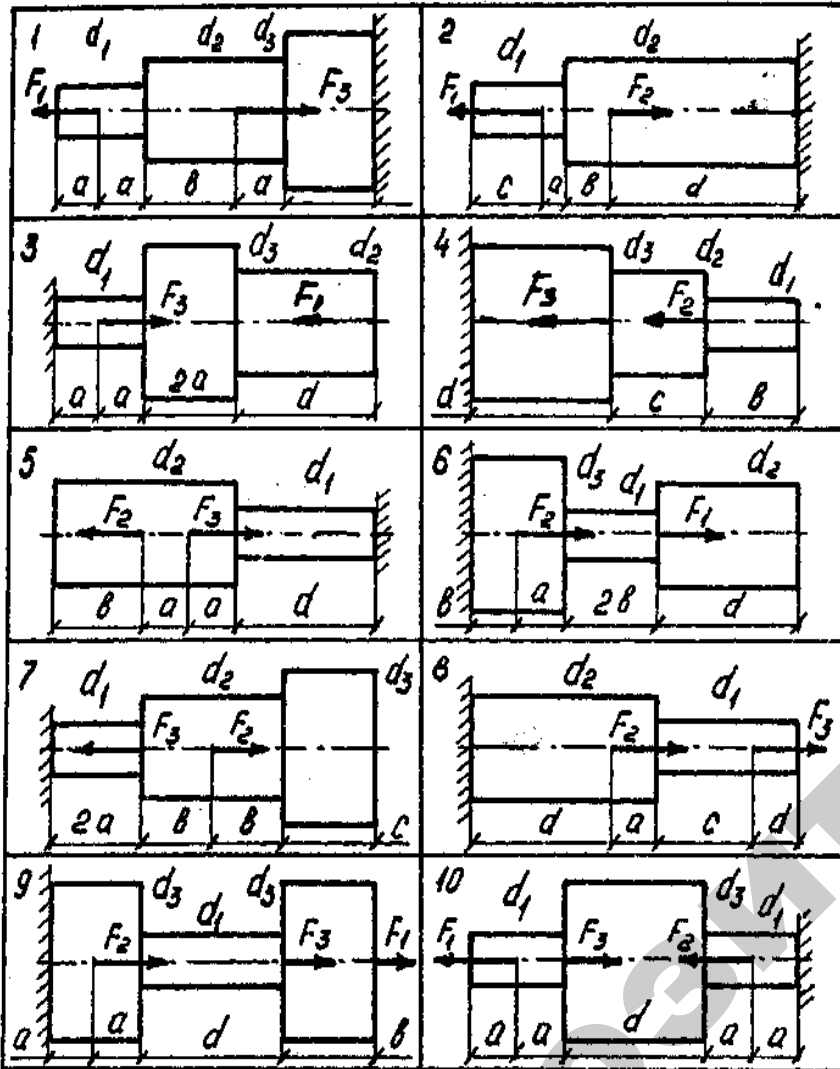


Рисунок 2.1 – Расчетные схемы к задаче 2

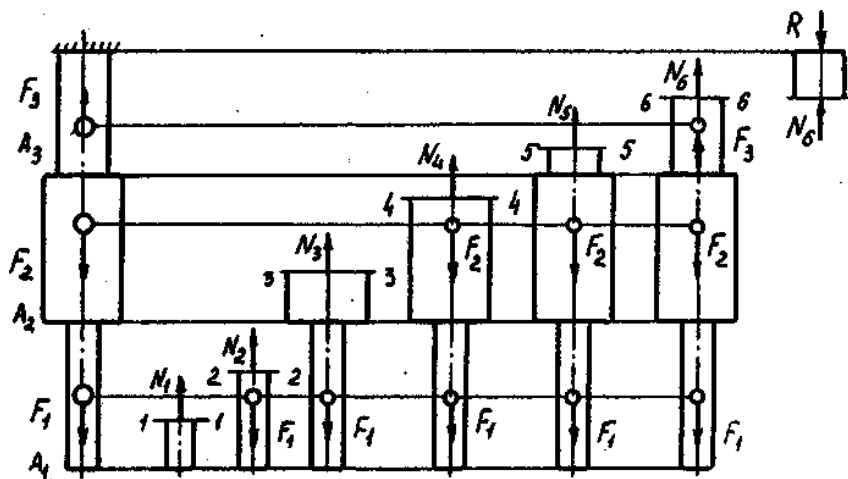


Рисунок 2.2 – К примеру 2.1

Сечение 1 – 1:

$$\sum F_{iy} = -N_1 = 0.$$

Сечение 2 – 2:

$$\sum F_{iy} = -N_2 + F_1 = 0; N_2 = F_1 = 10 \text{ кН.}$$

Сечение 3 – 3:

$$\sum F_{iy} = -N_3 + F_1 = 0; N_3 = F_1 = 10 \text{ кН.}$$

Сечение 4 – 4:

$$\sum F_{iy} = -N_4 + F_1 + F_2 = 0; N_4 = F_1 + F_2 = 10 + 20 = 30 \text{ кН.}$$

Сечение 5 – 5:

$$\sum F_{iy} = -N_5 + F_1 + F_2 = 0; N_5 = F_1 + F_2 = 10 + 20 = 30 \text{ кН.}$$

Сечение 6 – 6:

$$\sum F_{iy} = -N_6 + F_1 + F_2 - F_3 = 0; N_6 = F_1 + F_2 - F_3 = 10 + 20 - 60 = -30 \text{ кН.}$$

Реакция заделки $R = -30$ кН.

Построим эпюру продольных сил N (рисунок 2.3).

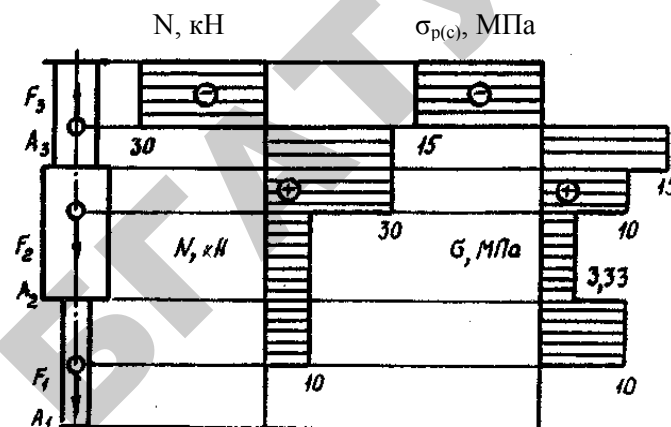


Рисунок 2.3 – Эпюры продольной силы и нормальных напряжений

Определим напряжения на участках стержня, используя закон Гука для растяжения – сжатия.

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} = 0;$$

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_1} = \frac{10 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^2} = 10 \text{ МПа};$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_2} = \frac{10 \cdot 10^3}{10 \cdot 10^2} = 3,33 \text{ МПа};$$

$$\sigma_4 = \frac{N_4}{A_2} = \frac{30 \cdot 10^3}{30 \cdot 10^2} = 10 \text{ МПа};$$

$$\sigma_5 = \frac{N_5}{A_3} = \frac{30 \cdot 10^3}{20 \cdot 10^2} = 15 \text{ МПа};$$

$$\sigma_6 = \frac{N_6}{A_3} = \frac{30 \cdot 10^3}{20 \cdot 10^2} = -15 \text{ МПа.}$$

Построим эпюру нормальных напряжений (рисунок 2.3.).

Определим перемещение свободного конца стержня под действием сил.

Для этого зададим длину участков стержня:

$$\begin{aligned}
 l_1 &= 150 \text{ мм} & l_2 &= 150 \text{ мм} \\
 l_3 &= 250 \text{ мм} & l_4 &= 100 \text{ мм} \\
 l_5 &= 100 \text{ мм} & l_6 &= 150 \text{ мм}
 \end{aligned}$$

Из закона Гука, полагая модуль Юнга $E = 2 \cdot 10^5$ МПа:

$$\begin{aligned}
 \Delta l &= \frac{N \cdot l}{E \cdot A} = \frac{N_1 \cdot l_1}{E \cdot A_1} + \frac{N_2 \cdot l_2}{E \cdot A_1} + \frac{N_3 \cdot l_3}{E \cdot A_2} + \frac{N_4 \cdot l_4}{E \cdot A_2} + \frac{N_5 \cdot l_5}{E \cdot A_3} + \frac{N_6 \cdot l_6}{E \cdot A_3} = \\
 &= \frac{1}{2 \cdot 10^5} \left(\frac{0 \cdot 150}{10 \cdot 10^2} + \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 150}{10 \cdot 10^2} + \frac{10 \cdot 10^3 \cdot 250}{30 \cdot 10^2} + \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 100}{30 \cdot 10^2} + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 100}{20 \cdot 10^2} + \frac{30 \cdot 10^3 \cdot 150}{20 \cdot 10^2} \right) = 0,013 \text{ мм}
 \end{aligned}$$

Задача 3. Для заданных схем балок (см. рисунки 2.4–2.6, таблица 2.3) построить эпюры поперечной силы и изгибающих моментов, подобрать сечение круглого профиля для балки на двух опорах и сечение в виде двутавра для балки с защемленным концом из сортамента прокатной стали (приложение 3), если для материала балок $[\sigma] = 160$ Мпа.

Таблица 2.3 – Исходные данные к задаче 3

№ варианта	F, кН	q, кН/м	M, кН·м
1	18	2	15
2	15	3	8
3	12	7	13
4	16	4	15
5	11	6	14
6	17	5	16
7	10	4	12
8	12	8	11
9	14	5	16
10	13	9	10

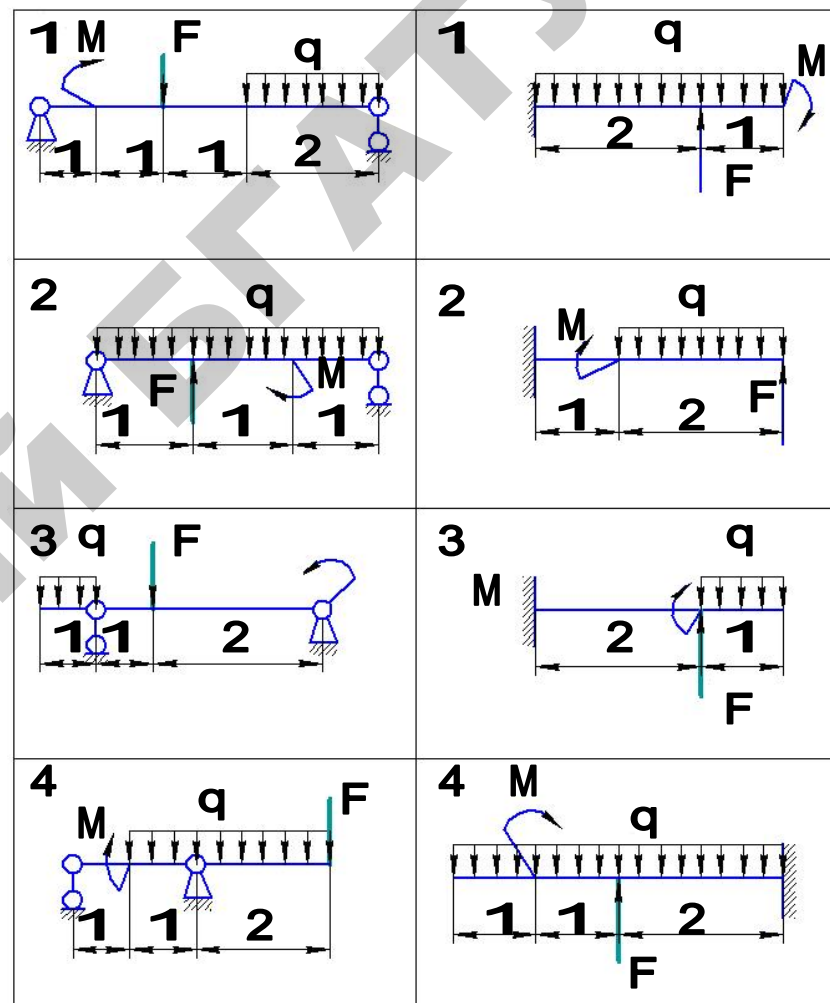


Рисунок 2.4 – Схемы балок к задаче 3

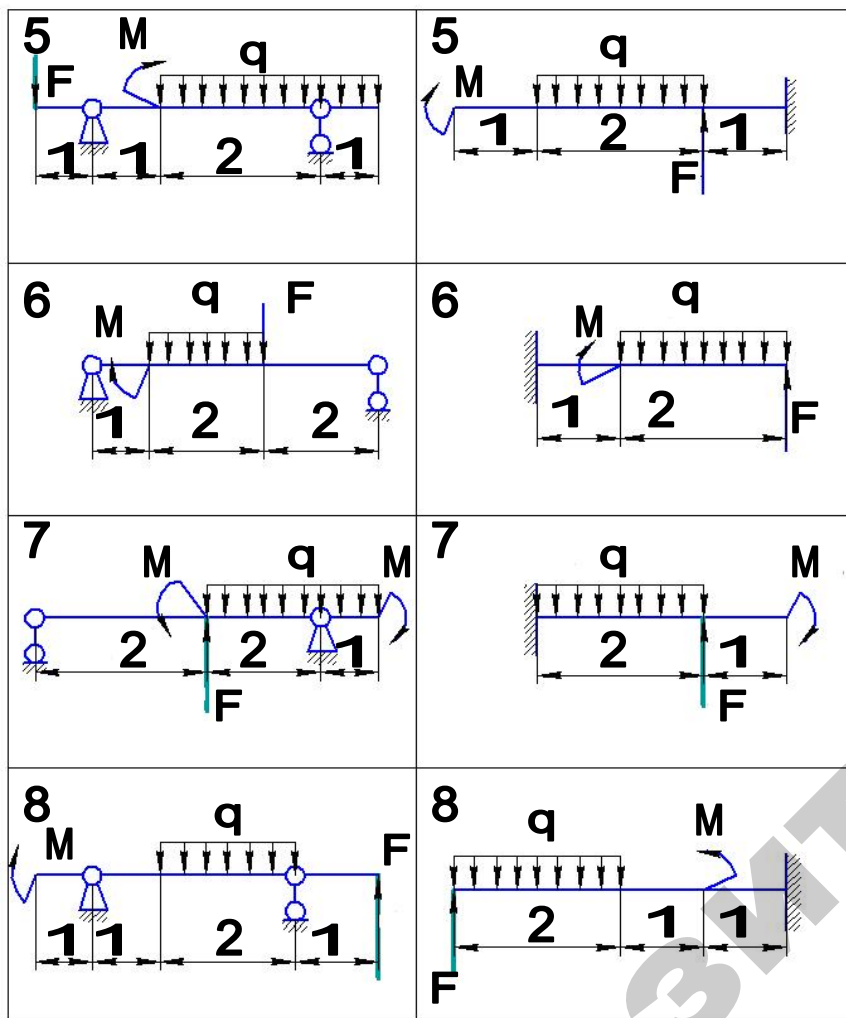


Рисунок 2.5 – Схемы балок к задаче 3

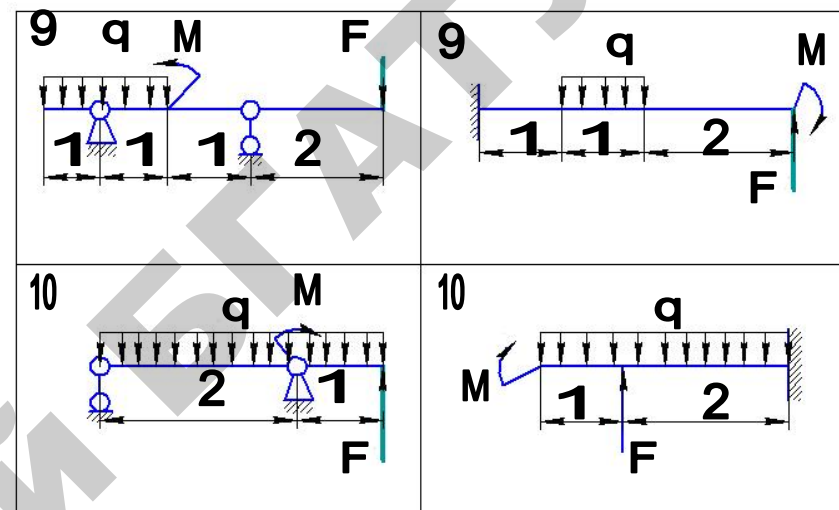


Рисунок 2.6 – Схемы балок к задаче 3

Методические указания для решения задачи 3

Плоский поперечный изгиб.

Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов

В поперечных сечениях балок возникают поперечные силы Q_y и изгибающие моменты M_x .

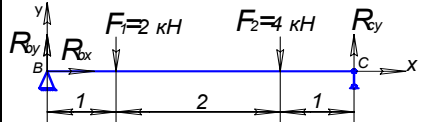
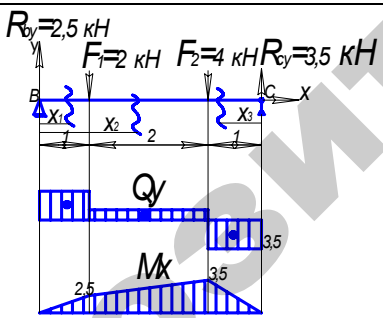
Поперечная сила в сечении бруса численно равна алгебраической сумме проекций на ось y внешних сил, лежащих по одну сторону от сечения.

Внешняя сила, стремящаяся повернуть отсеченную часть балки относительно точки сечения по ходу часовой стрелки, входит в уравнение поперечной силы со знаком плюс, если против хода часовой стрелки – со знаком минус.

Изгибающий момент численно равен алгебраической сумме моментов относительно центра тяжести сечения всех сил, действующих на балку по одну сторону от этого сечения.

Внешняя сила (или пара сил), изгибающая отсеченную часть балки относительно центра тяжести сечения выпуклостью вниз, входит в уравнение моментов со знаком плюс, если выпуклостью вверх – со знаком минус. Графики изменения поперечной силы и изгибающего момента по длине балки называют эпюрами.

Последовательность построения эпюр поперечных сил и изгибающих моментов по уравнениям

Что делать	Чем руководствоваться
1. Определить опорные реакции и полученные данные проверить	 $\sum F_{kx} = R_{bx} = 0$ $\sum M_B = R_{cy} \cdot 4 - F_2 \cdot 3 - F_1 \cdot 2 = 0;$ $R_{cy} = \frac{F_2 \cdot 3 + F_1 \cdot 2}{4} = \frac{4 \cdot 3 + 2 \cdot 1}{4} = 3,5 \text{ кН};$ $\sum M_c = F \cdot 1 + F \cdot 3 - R_{by} \cdot 4 = 0;$ $R_{by} = \frac{F_2 \cdot 1 + F_1 \cdot 3}{4} = \frac{4 \cdot 1 + 2 \cdot 3}{4} = 2,5 \text{ кН};$ $\sum F_{ky} = R_{By} - F_1 - F_2 + R_{Cy} = 2,5 - 2 - 4 + 3,5 = 0$
2. Балку разделить на участки, границы которых совпадают с точками приложения сил, пар сил или с точками начала и конца распределенной нагрузки	<p>I участок $0 \leq x_1 < 1$; II участок $1 \leq x_2 < 3$; III участок $3 \leq x_3 < 4$.</p>
3. На каждом участке провести сечение и, рассматривая равновесие отсеченной части балки (левой или правой), составить уравнения, выражающие поперечную силу и изгибающий момент. Для поперечной силы Q_y : $0 \leq x_1 < 1$. Поперечная сила в сечении x_1 $Q_{x_1} = R_{By} = 2,5 \text{ кН}$. $1 \leq x_2 < 3$. Поперечная сила в сечении x_2 $Q_{x_2} = R_{By} - F_1 = 2,5 - 2 = 0,5 \text{ кН}$. Удобнее сечение x_3 рассмотреть справа.	 <p>Обращаем внимание, что сечения x_1, x_2 и x_3 (в нашем случае) показаны от «конца» балки, а запись, например, $2 \leq x_2 < 3$ означает, что только на участке от точки приложения силы F_1 до точки приложения силы F_2 будет действовать уравнение по определению Q_{x_2}.</p>

$0 \leq x_3 < 1$. Поперечная сила в сечении x_3 $Q_{x_3} = -R_{By}$ (относительно точки сечения вращает отсеченную часть балки против часовой стрелки). $Q_{x_3} = -3,5 \text{ кН}$.	В пределах каждого из участков поперечная сила постоянна. Эпюра имеет скачки под сосредоточенными силами R_{By} , R_{Cy} , F_1 , F_2 , величина и направление скачка соответствуют направлению внешней силы.
Для построения эпюры изгибающего момента рассматриваем указанные выше участки $0 \leq x_1 < 1$; $Mx_1 = R_{By} \cdot x_1$ – уравнение прямой, для построения эпюры моментов достаточно найти ординаты двух точек: при $x_1 = 0$, $Mx_1 = 0$; при $x_1 = 1$, $Mx_1 = 2,5 \cdot 1 = 2,5 \text{ кНм}$	Рассматриваем правую часть балки, так как к ней приложено меньше сил, чем к левой. Под силой F_2 значения $Mx_2 = Mx_3$, что подтверждает правильность решения. Строим эпюры Q_y и Mx по полученным значениям этих внутренних силовых факторов
$1 \leq x_2 < 3$; $Mx_2 = R_{By} \cdot x_1 - F_1(x_2 - 1)$; при $x_2 = 1$, $Mx_2 = 2,5 \cdot 1 - 2(1-1) = 2,5 \text{ кНм}$ при $x_2 = 3$, $Mx_2 = 2,5 \cdot 3 - 2(3-1) = 3,5 \text{ кНм}$. Далее целесообразно рассмотреть правую часть балки. $0 \leq x_3 < 1$; $Mx_3 = R_{Cy} \cdot x_3$; при $x_3 = 0$, $Mx_3 = 0$; при $x_3 = 1$, $Mx_3 = 3,5 \cdot 1 = 3,5 \text{ кНм}$	

Построение эпюр поперечной силы и изгибающих моментов по характерным точкам

Между выражениями изгибающего момента M_x , поперечной силы Q_y и интенсивностью распределенной нагрузки q существуют дифференциальные зависимости: производная от поперечной силы по длине бруса равна интенсивности нагрузки

$$\frac{dQ_y}{dx} = q,$$

а производная от изгибающего момента по длине бруса равна поперечной силе

$$\frac{dM_x}{dx} = Q_y;$$

и, следовательно,

$$\frac{d^2 M_x}{dx^2} = q.$$

На основе метода сечений и дифференциальных зависимостей можно сделать выводы о характере эпюр Q_y и M_x .

Для эпюры поперечных сил:

- 1) на участке, нагруженном равномерно распределенной нагрузкой, эпюра изображается прямой, наклоненной к оси балки;
- 2) на участке, свободном от распределенной нагрузки, эпюра изображается прямой, параллельной оси балки;
- 3) под сечением балки, где приложена сосредоточенная сила, в эпюре поперечных сил есть скачок, равный величине приложенной силы;
- 4) в сечении балки, где приложена пара сил, поперечная сила не изменяет своего значения.

Для эпюры изгибающих моментов:

- 1) на участке, нагруженном равномерно распределенной нагрузкой, эпюра моментов изображается квадратной параболой, обращенной выпуклостью навстречу стрелкам распределенной нагрузки;
- 2) на участке, свободном от распределенной нагрузки, эпюра моментов – прямая линия;
- 3) под сечением балки, где приложена сосредоточенная пара сил, на эпюре изгибающих моментов имеется скачок, равный величине момента пары;
- 4) на участке, где поперечная сила равна нулю, балка испытывает чистый изгиб, и эпюра изгибающих моментов – прямая, параллельная оси балки;
- 5) изгибающий момент принимает экстремальное значение в сечении, где поперечная сила равна нулю.

Пример 2.2. Для балки, изображенной на рисунке 2.7, определить реакции опор, если $F = 5 \text{ кН}$, $M = 6 \text{ кН}\cdot\text{м}$; $q = 4 \text{ кН/м}$.

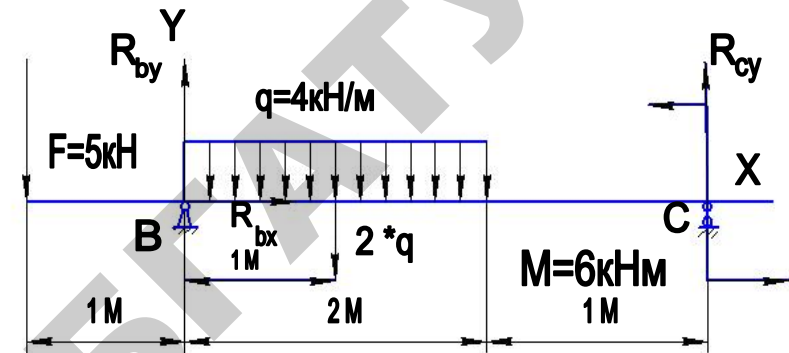


Рисунок 2.7 – К примеру 2.2

Решение. Изображенная на рисунке 1.8 балка называется балкой на двух опорах с консолью (часть балки, расположенная левее точки B). Освободим балку от связей (мысленно отбросив опоры), приложим вместо них неизвестные реакции.

Реакция шарнирно-неподвижной опоры B неизвестна как по модулю, так и по направлению. Изображаем ее в виде двух составляющих R_{By} и R_{Bx} , направленных вдоль выбранных осей координат x и y .

В шарнирно-подвижной опоре C , не препятствующей вращательному и поступательному движению, возникает реакция R_{Cy} , направленная вертикально. Реакции изображены на том же рисунке, где и опоры.

На балку действует плоская система произвольно расположенных сил. Для решения задачи следует составить уравнения равновесия. Целесообразно составить два уравнения моментов с центрами точек B и C и одно уравнение проекций сил на ось x .

Для определения R_{Bx} составляем уравнение проекции сил на ось x :

$$\sum F_{ix} = R_{Bx} = 0.$$

Уравнение суммы моментов всех сил, действующих на балку, относительно точки B :

$$\sum M_B = F \cdot 1 - q \cdot 2 \cdot 1 + M + R_{Cy} \cdot 4 = 0.$$

В записанном выше уравнении равномерно распределенная нагрузка имеет равнодействующую, приложенную в середине пролета 2 м, то есть равнодействующая равна $q \cdot 2$ и ее расстояние до точки B – 1 м.

Момент относительно точки B сосредоточенной силы $F \cdot 1$, а также сосредоточенный момент M и момент реакции $R_{By} \cdot 4$ вращают балку относительно точки B против хода часовой стрелки, поэтому вошли в уравнение моментов с положительным знаком, а момент равнодействующей распределенной нагрузки $q \cdot 2 \cdot 1$ вошел в уравнение со знаком минус, так как вращает балку по ходу часовой стрелки.

Составляем уравнение моментов всех сил, действующих на балку относительно опоры C :

$$\Sigma M_c = F \cdot 5 - R_{By} \cdot 4 + q \cdot 2 \cdot 3 + M = 0.$$

Моменты силы F , равнодействующей равномерно распределенной нагрузки $q \cdot 2$ и заданного момента M , вращают балку относительно опоры C против хода часовой стрелки и вошли в уравнение моментов со знаком плюс, а момент составляющей R_{By} , направленный по ходу часовой стрелки, войдет со знаком минус.

Решаем уравнения:

$$R_{cy} = (-F \cdot 1 + q \cdot 2 \cdot 1 - M) / 4 = [(-5) \cdot 1 + 4 \cdot 2 \cdot 1 - 6] / 4 = -0,75 \text{ кН};$$

$$R_{ey} = (F \cdot 5 + q \cdot 2 \cdot 3 + M) / 4 = (5 \cdot 5 + 4 \cdot 2 \cdot 3 + 6) / 4 = 13,75 \text{ кН}.$$

Значение составляющей R_{cy} получено со знаком минус, это означает, что сила R_{cy} направлена в другую сторону (вниз).

В качестве проверки верности решения используем уравнение проекции сил на ось y :

$$\Sigma F_{ky} = -F + R_{ey} - q \cdot 2 + R_{cy} = -5 + 13,75 - 4 \cdot 2 + (-0,75) = 0.$$

Обращаем внимание на факт алгебраического решения задачи, то есть если мы не изменяем направление реакции R_{cy} , то в уравнение проверки подставляем значение реакции со своим знаком, в нашем случае — с минусом. Так как в последнем уравнении получили 0, задача решена верно.

Пример 2.3. Определить опорные реакции балки, жестко защемленной одним концом (рисунок 2.8, а), если $q = 4 \text{ кН/м}$; $F = 6 \text{ кН}$.

Решение. Жестким защемлением называют такое закрепление, когда заделанный наглухо конец балки не смещается и не поворачивается. Отбрасываем заделку, заменяем ее реакциями и рассматриваем равновесие балки.

Реакция стены представляет собой реактивную силу R_e , раскладываемую на составляющие R_{ey} и R_{ex} и реактивный момент M_{Re} , направление вращения которого нам неизвестно. Примем момент M_{Re}

за положительный, то есть будем считать, что он стремится повернуть балку против хода стрелки часов. Расчетная схема изображена на рисунке 2.8, б.

Рассматриваем равновесие балки.

1) $\Sigma F_{kx} = 0$ (сумма проекции всех сил на ось x равна 0).

На ось x проецируются силы R_{ex} и $F \cdot \cos 30^\circ$, направление которых совпадает с направлением оси x :

$\Sigma F_{kx} = R_{ex} + F \cdot \cos 30^\circ = 0$, откуда $R_{ex} = -F \cos 30^\circ$, то есть действительное направление силы $F \cdot \cos 30^\circ$ не совпадает с положительным направлением оси x .

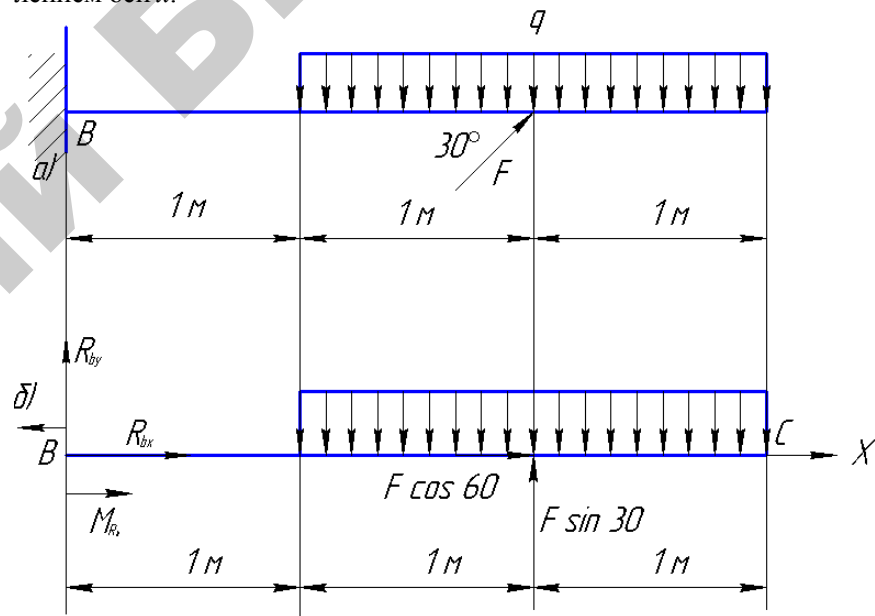


Рисунок 2.8 – К примеру 2.3

2) $\Sigma F_{ky} = 0$ (сумма проекции всех сил на ось y равна 0).

Проецируя все силы на ось y , получаем:

$$\Sigma F_{ky} = R_{ey} - q \cdot 2 + F \cdot \cos 60^\circ = 0,$$

$$\text{откуда } R_{ey} = q \cdot 2 - F \cdot \cos 60^\circ = 4 \cdot 2 - 6 \cdot \cos 60^\circ = 5 \text{ кН}.$$

3) $\Sigma M_B = 0$ (сумма моментов сил относительно точки B):

$$\Sigma M_B = M_{Re} - q \cdot 2 \cdot 2 + F \cdot (\cos 60^\circ) \cdot 2 = 0.$$

Решаем последнее уравнение

$$M_{Re} = q \cdot 2 \cdot 2 - F \cdot \cos 60^\circ \cdot 2 = 4 \cdot 2 \cdot 2 - 6 \cdot 0,5 \cdot 2 = 10 \text{ кН}.$$

4) проверим решение, составив контрольное уравнение моментов относительно произвольно выбранной точки C :

$$\Sigma M_c = -F \cdot \cos 60^\circ + q \cdot 2 \cdot 1 - R_{qy} \cdot 3 + M_{Rz} = -6 \cdot \cos 60^\circ + 4 \cdot 2 \cdot 1 - 5 \cdot 3 + 13 = 0.$$

Задача решена верно.

Расчеты на прочность при изгибе

Условие прочности на изгиб для балок с сечениями, симметричными относительно нейтральной оси, имеет вид:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} \geq [\sigma] \text{ Н/мм}^2,$$

где σ_{\max} — максимальное расчетное значение напряжения изгиба, Н;
 M_{\max} — максимальное значение изгибающего момента, (Н·мм);
 $[\sigma]$ — допускаемое напряжение на изгиб для материала балки;
 W_x — осевой момент сопротивления изгибу сечения балки (геометрическая характеристика сечения), мм³.

Осевой момент сопротивления W_x для простых сечений (рисунок 2.9) можно определить по формулам:

для квадрата $W_x = \frac{a^3}{6}$, (рисунок 2.9, а);

для прямоугольника $W_x = \frac{bh^2}{6}$, $W_y = \frac{hb^2}{6}$ (рисунок 2.9, б);

для круга $W_x = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$, (рисунок 2.9, в);

для прокатных профилей значения моментов инерции приведены в приложении 2.

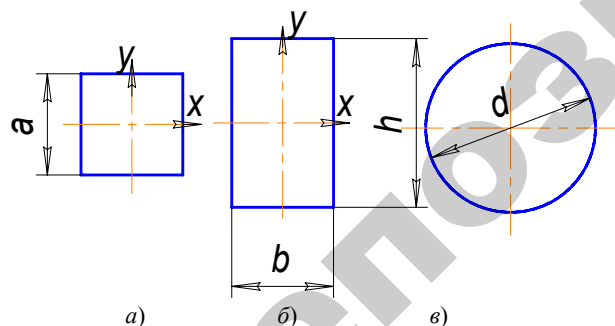


Рисунок 2.9 – К подбору сечения балки

Пример 2.4. Построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов для балки, изображенной на рисунке 2.10.

Решение. При построении эпюр для балок с одним защемлённым концом можно не определять опорные реакции. Будем рассматривать равновесие той части, к которой приложены только внешние силы.

Рассматриваем равновесие левой, отсечённой части балки: $0 \leq x_1 < 3$, уравнение для определения поперечной силы в рассматриваемом сечении будет таким:

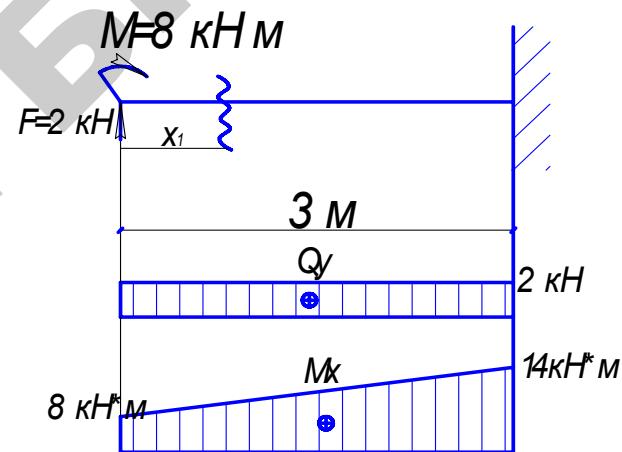


Рисунок 2.10 – К примеру 2.4

$Q_{x_1} = F = 2 \text{ кН}$ (поперечная сила положительна, так как внешняя нагрузка стремится повернуть отсеченную часть балки относительно точки сечения по часовой стрелке). Поперечная сила постоянна на всем протяжении балки, эпюра Q_y – на рисунке 2.10.

Уравнение, по которому можно определить изгибающий момент на участке $0 \leq x_1 < 3$, имеет вид:

$$M_{x_1} = M + F \cdot x_1.$$

Оба слагаемых, входящих в выражение изгибающего момента, положительны, так как соответствующие внешние силы изгибают балку выпуклостью вниз.

Изгибающий момент выражается линейной функцией, поэтому для построения эпюры достаточно найти значения изгибающего момента в 2-х сечениях балки:

$$\text{при } x_1 = 0; M_{x_1} = M = 8 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$\text{при } x_2 = 3 \text{ м}; M_{x_2} = M = 8 + 2 \cdot 3 = 14 \text{ кН}\cdot\text{м}.$$

Эпюра изгибающих моментов показана на рисунке 2.9.

Пример 2.5. Для балки (рисунок 2.11) построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

Решение. Определяем опорные реакции. Для определения R_{Bx} составляем уравнение проекции сил на ось x :

$$\sum F_{Kx} = R_{Bx} = 0.$$

Сумма моментов всех сил относительно опоры B :

$$\sum M_B = q \cdot 2 \cdot 1 - F \cdot 4 + R_{Cy} \cdot 7 - M = 0,$$

откуда

$$R_{Cy} = \frac{-q \cdot 2 \cdot 1 + F \cdot 4 + M}{7} = \frac{-4 \cdot 2 + 8 \cdot 4 + 11}{7} = 5 \text{ кН}.$$

Сумма моментов всех сил относительно опоры C :

$$\sum M_C = -M + F \cdot 3 - R_{By} \cdot 7 + q \cdot 2 \cdot 8 = 0,$$

откуда

$$R_{By} = \frac{-M + F \cdot 3 + q \cdot 2 \cdot 8}{7} = \frac{-11 + 8 \cdot 3 + 4 \cdot 2 \cdot 8}{7} = 11 \text{ кН}.$$

Уравнение проверки — сумма проекций всех сил на вертикальную ось y :

$$\sum F_{Ky} = R_{By} - q \cdot 2 - F + R_{Cy} = 11 - 4 \cdot 2 - 8 + 5 = 0.$$

Строим эпюру поперечных сил.

Балку условно разбиваем на участки: 1-ый участок от точки K до опоры B , 2-ой — от опоры B до точки D , 3-ий — от опоры C до точки D .

На первом участке произвольно выбираем сечение, отстоящее на расстоянии x_1 от точки K , то есть $0 \leq x_1 < 2$. Равномерно распре-

ленную нагрузку на длине x_1 заменяем равнодействующей силой, равной $q \cdot x_1$, приложенной по середине длины x_1 .

Поперечная сила в сечении x_1

$Q_{x_1} = -q x_1$ (относительно точки сечения равнодействующая вращает отсеченную часть балки против хода стрелки часов).

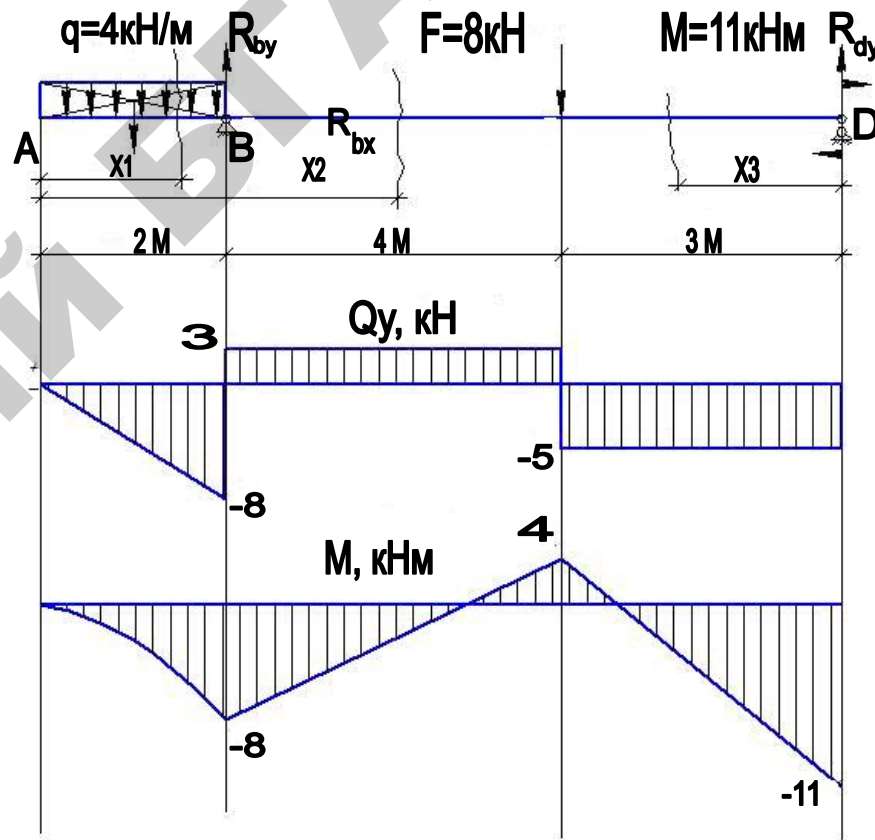


Рисунок 2.11 – К примеру 2.5

$$\text{При } x_1 = 0; Q_{x_1} = 0.$$

$$\text{При } x_1 = 2; Q_{x_1} = -4 \cdot 2 = -8 \text{ кН}.$$

Второе сечение проводим за опорой B и рассматриваем участок, когда $2 \leq x_2 < 6$. Поперечную силу можно определить на этом участке по уравнению:

$$Q_{x_2} = -q \cdot 2 + R_{BY} \text{ кН.}$$

Относительно центра тяжести сечения x_2 сила $q \cdot 2$ вращает отсеченную часть балки против хода часовой стрелки, в уравнение она вошла со знаком минус. Реакция R_{BY} проектируется со знаком плюс, так как вращает отсеченную часть балки по ходу часовой стрелки.

$$\text{При } x_2 = 2 \text{ м } Q_{x_2} = -4 \cdot 2 + 11 = 3 \text{ кН.}$$

Рассматриваем балку справа. Делаем сечение x_3 , когда $0 \leq x_3 < 3$, уравнение для определения поперечной силы на обозначенном участке:

$Q_{x_3} = -R_{CY}$ (минус — так как сила реакции R_{CY} вращает относительно точки сечения правую, отсеченную часть балки против хода часовой стрелки).

$$Q_{x_3} = -R_{CY} = -5 \text{ кН.}$$

По полученным значениям строим эпюру Q_y . Переходим к построению эпюры изгибающих моментов.

Рассматриваем сечение x_1 . На балку действует равномерно распределенная нагрузка. Мысленно закрепим отсеченную левую часть балки в проведенном сечении на первом участке. Равнодействующая равномерно распределенной нагрузки $q \cdot x_1$ изгибает отсеченную часть балки относительно проведенного сечения выпуклостью вверх, следовательно, изгибающий момент от равнодействующей распределенной нагрузки в сечении x_1 будет отрицательным:

$$0 \leq x_1 < 2;$$

$$M_{x_1} = -q \cdot x_1 \cdot \frac{x_1}{2} = -q \frac{x_1^2}{2},$$

где $\frac{x_1}{2}$ — расстояние от равнодействующей до точки сечения, то есть точки, относительно которой определяем значение момента.

На участке от точки K до опоры B — парабола.

Рассматриваем участок $2 \leq x_2 < 6$ для, которого значение изгибающего момента $M_{x_2} = -q \cdot 2(x_2 - 1) + R_{BY}(x_2 - 2)$.

$$\text{Решаем при } x_2 = 2; M_{x_2} = -4 \cdot 2 = -8 \text{ кН}\cdot\text{м;}$$

$$\text{при } x_2 = 6; M_{x_2} = -4 \cdot 2 \cdot 5 + 11 \cdot 4 = 4 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Рассматриваем правую часть балки.

$0 \leq x_3 < 2; M_{x_3} = -M + R_{CY} \cdot x_3$ (сосредоточенный момент относительно точки сечения изгибает балку выпуклостью вверх, в уравнение вошел со знаком минус, а момент от реакции $R_{CY} \cdot x_3$ изгибает балку выпуклостью вниз, поэтому в уравнение включаем со знаком плюс).

Решим при

$$x_3 = 0; M_{x_3} = -M = -11 \text{ кН}\cdot\text{м;}$$

$$\text{при } x_3 = 3 \text{ м; } M_{x_3} = -11 + 5 \cdot 3 = 4 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

По полученным значениям моментов строим эпюру изгибающих моментов (рисунок 2.11).

Пример 2.6. Для балки, изображенной на рисунке 2.12, построить эпюры изгибающих моментов и поперечных сил.

Решение. Определяем опорные реакции. Для определения R_{Ax} составляем уравнение проекции сил на ось x :

$$\sum F_{Kx} = R_{Ax} = 0.$$

$$\sum M_A = -q \cdot 6 \cdot 3 - M + R_{BY} \cdot 10 = 0;$$

$$R_{BY} = \frac{q \cdot 6 \cdot 3 + M}{10} = \frac{2 \cdot 6 \cdot 3 + 20}{10} = 5,6 \text{ кН.}$$

$$\sum M_B = -M + q \cdot 6 \cdot 7 - R_{AY} \cdot 10 = 0;$$

$$R_{AY} = \frac{-M + q \cdot 6 \cdot 7}{10} = \frac{-20 + 2 \cdot 6 \cdot 7}{10} = 6,4 \text{ кН.}$$

Составляем проверочное уравнение:

$$\sum F_{Ky} = R_{AY} - q \cdot 6 + R_{BY} = 6,4 - 2 \cdot 6 + 5,6 = 0,$$

следовательно, опорные реакции определены верно.

Балка имеет три участка: AC , CD и DB .

Строим эпюру поперечных сил.

$$0 \leq x_1 < 6; Q_{x_1} = R_{AY} - q \cdot x_1 \text{ — уравнение прямой.}$$

Подставляя в уравнение крайние значения x_1 , получим:

$$\text{при } x_1 = 0; Q_{x_1} = R_{AY} = 6,4 \text{ кН.}$$

$$\text{при } x_1 = 6; Q_{x_1} = 6,4 - 2 \cdot 6 = -5,6 \text{ кН.}$$

Сечение x_2 удобно обозначить справа.

$$0 \leq x_2 < 2; Q_{x_2} = -R_{BY} = -5,6 \text{ кН.}$$

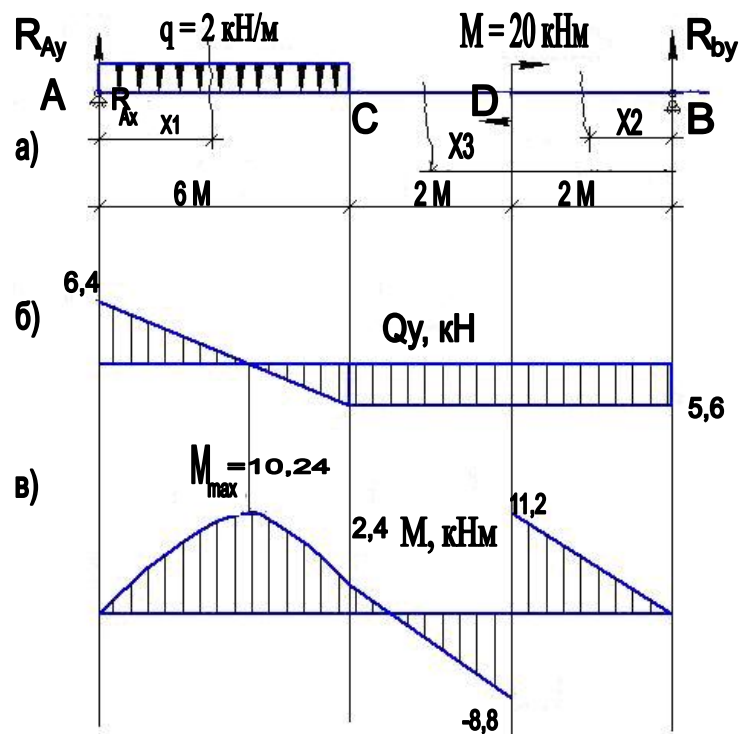


Рисунок 2.12 – К примеру 2.6

За точкой приложения момента $M = 20 \text{ кН}\cdot\text{м}$ характер уравнения для вычисления поперечной силы не изменится, то есть и на участке за точкой D численное значение поперечной силы равно $-5,6 \text{ кН}$.

По найденным числовым значениям строим эпюру поперечной силы (рисунок 2.12, б).

Определим значения изгибающих моментов для каждого из участков балки. Для этого воспользуемся теми же сечениями, которые были выбраны ранее. На первом участке, где $0 \leq x_1 < 6$ изгибающий момент изменяется по закону квадратной параболы:

$$M_{x_1} = R_{Ay} \cdot x_1 - qx_1 \cdot \frac{x_1}{2} = R_{Ay} \cdot x_1 - \frac{qx_1^2}{2}$$

Чтобы найти максимальное значение изгибающего момента на участке AC , приравняем к нулю значение поперечной силы на этом участке:

$$Q_{x_1} = 6,4 - q \cdot x_1 = 0; \text{ откуда } x_1 = \frac{6,4}{2} = 3,2 \text{ м.}$$

Подставив значения x_1 в уравнение моментов, получим:
при $x_1 = 0$; $M_{x_1} = 0$;

$$\text{при } x_1 = 6 \text{ м}; M_{x_1} = 6,4 \cdot 6 - 2 \cdot \frac{6^2}{2} = 2,4 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$\text{при } x_1 = 3,2 \text{ м}; M_{x_1} = 6,4 \cdot 3,2 - 2 \cdot \frac{3,2^2}{2} = 10,24 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Для второго участка:

$$0 \leq x_2 < 2; M_{x_2} = R_{By} \cdot x_2.$$

Решаем: при $x_2 = 0$; $M_{x_2} = 0$;

$$x_2 = 2 \text{ м}; M_{x_2} = 5,6 \cdot 2 = 11,2 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Для третьего участка, когда

$$2 \leq x_3 < 4; M_{x_3} = R_{By} \cdot x_3 - M;$$

$$\text{при } x_3 = 2 \text{ м}; M_{x_3} = 5,6 \cdot 2 - 20 = -8,8 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$\text{при } x_3 = 4 \text{ м}; M_{x_3} = 5,6 \cdot 4 - 20 = 2,4 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Эпюры поперечной силы и изгибающих моментов построены на рисунке 2.12, б, в.

Пример 2.7. Проверить прочность балки круглого сечения диаметром $d = 200 \text{ мм}$, если $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ (см. пример 2.5).

Решение. Максимальное значение изгибающего момента (по модулю)

$$M_{\max} = 11 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \text{ (Н}\cdot\text{мм)},$$

где момент сопротивления круглого сечения

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 d^3 = 0,1 \cdot 200^3 = 800\,000 \text{ мм}^3.$$

Подставляем полученные значения в уравнение прочности:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_x} = \frac{11 \cdot 10^6}{800\,000} = 13,75 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{\max} < [\sigma].$$

Пример 9. Подобрать сечение для балки с прямоугольным профилем с соотношением сторон $b = \frac{3}{4} h$ (см. пример 2.4) если $[\sigma] = 160$ МПа.

Решение. Из условия прочности на изгиб определяем осевой момент сопротивления

$$W_x = \frac{M_{\max}}{\sigma_{\max}} = \frac{14 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \text{ (Н} \cdot \text{мм)}}{160} = 87500 \text{ мм}^3.$$

Для прямоугольного сечения

$$W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{3 \cdot h \cdot h^2}{4 \cdot 6} = \frac{h^3}{8} = 87500 \text{ мм}^3;$$

$$h = \sqrt[3]{\frac{87500}{8}} = 12,2 \text{ мм}; \quad b = \frac{3}{4} h = \frac{3}{4} \cdot 12,2 = 9,2 \text{ мм}.$$

Структура и классификация механизмов. Понятие о машине, механизме, звене, кинематической паре. Степень подвижности механизма. Конструктивно-функциональная классификация механизмов.

Основные случаи движения звена как твердого тела. Поступательное движение звена и его свойства. Вращательное движение звена вокруг неподвижной оси. Уравнение вращательного движения. Угловая скорость и угловое ускорение, частота вращения. Неравномерность вращения и его коэффициент. Линейные скорости и ускорения точек звена при вращательном движении. Плоское движение звена. Скорости и ускорения точек звена в сложном движении.

Кинематическое исследование плоских механизмов. Цели и задачи кинематического исследования. Построение траекторий движения, планов скоростей и ускорений для различных положений механизма.

Механизмы передачи вращательного движения. Способы передачи вращательного движения. Передаточные отношения сложных механизмов с неподвижными осями и планетарных. Зубчатые передачи. Общие сведения. Кинематика передач. Элементы теории зацепления. Геометрические параметры цилиндрических и конических передач. Кинематика и геометрия червячных передач. Особенности кинематики и геометрии планетарных передач.

Основы динамического анализа механизмов. Задачи динамического анализа механизмов. Силы, действующие в механизмах. Силовой расчет механизмов. Сущность принципа Даламбера. Теорема Жуковского.

Динамика механизмов. Задачи динамики механизмов. Уравнения движения механизма. Основные режимы движения механизмов. Приведенные динамические модели механизма. Регулирование неравномерности хода машин.

Литература [1, 2, 6, 7].

Решение типовой задачи

Задача 4. Выполнить кинематический анализ рычажного механизма (схемы механизмов указаны на рисунках 3.1–3.10, таблицы 3.1–3.10).

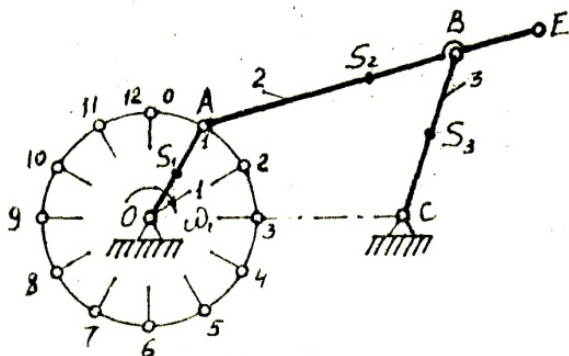


Рисунок 3.4 – Схема 4 шарнирного четырехзвенника

Таблица 3.4 – Исходные данные к схеме 4

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	60	58	80	75	100	105	120	125	14	140
OC, мм	120	140	160	200	200	240	245	250	30	300
BC, мм	150	160	200	200	250	230	300	320	34	320
AB, мм	150	180	200	200	250	300	300	260	34	400
BE, мм	150	100	180	150	200	140	180	200	25	200
ω_1 , рад/с	40	30	16	30	28	25	22	20	60	21

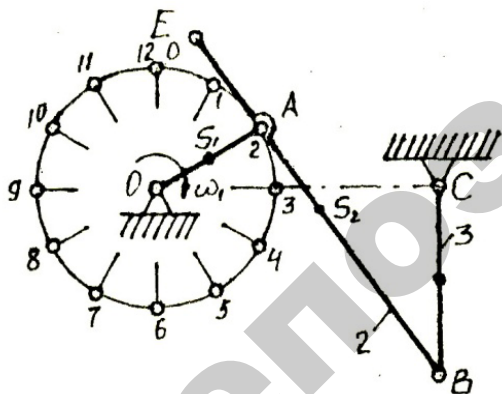


Рисунок 3.5 – Схема 5 шарнирного четырехзвенника

Таблица 3.5 – Исходные данные к схеме 5

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	60	80	100	120	140	160	180	200	22	240
OC, мм	140	180	280	240	320	380	440	420	46	400
BC, мм	160	200	180	300	300	320	300	500	50	600
AB, мм	200	260	300	360	400	480	500	600	60	700
AE, мм	100	120	150	200	200	240	200	250	35	250
ω_1 , рад/с	30	28	25	20	24	31	21	30	60	12

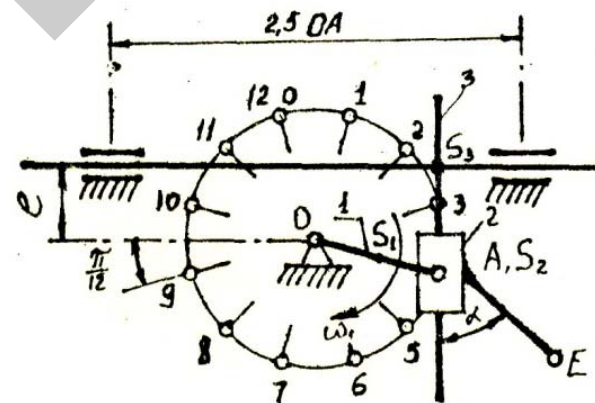


Рисунок 3.6 – Схема 6 синусного механизма

Таблица 3.6 – Исходные данные к схеме 6

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	50	100	150	25	60	80	120	200	140	175
e, мм	10	30	60	10	30	40	60	80	70	100
AE, мм	20	40	30	10	25	30	50	100	56	80
α , рад	$\pi/6$	0	$\pi/2$	$\pi/3$	$\pi/4$	$\pi/2$	$\pi/4$	$\pi/3$	0	$\pi/2$
ω_1 , рад/с	20	15	30	50	35	40	25	15	28	18

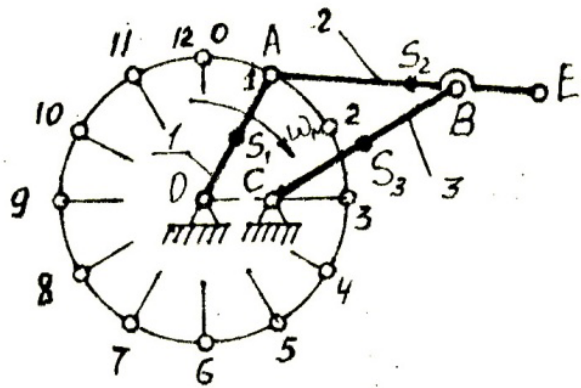


Рисунок 3.7 – Схема 7 шарнирного четырехзвенника

Таблица 3.7 – Исходные данные к схеме 7

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	150	200	50	240	70	80	35	60	60	50
OC, мм	55	100	20	75	40	50	20	10	24	30
BC, мм	170	240	60	200	80	100	40	80	64	60
AB, мм	120	200	52	160	75	90	37	70	40	55
BE, мм	50	80	30	85	40	60	30	40	20	35
ω_1 , рад/с	15	12	40	10	15	30	50	40	35	45

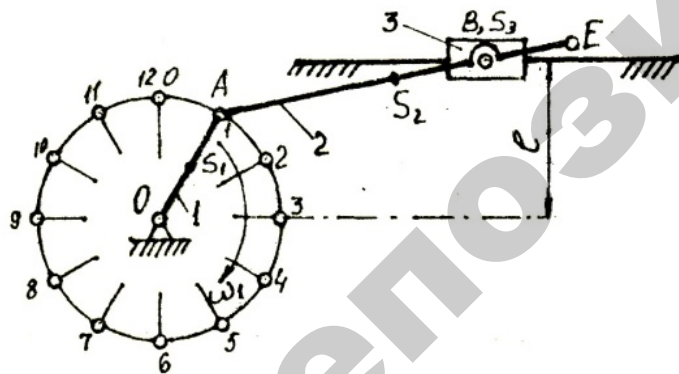


Рисунок 3.8 – Схема 8 кривошипно-ползунного механизма

Таблица 3.8 – Исходные данные к схеме 8

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	40	100	200	150	80	60	120	70	110	30
e, мм	60	120	220	210	90	120	150	80	113	40
AB, мм	160	320	650	550	250	280	400	220	360	110
BE, мм	50	80	200	150	60	100	120	60	110	40
ω_1 , рад/с	60	30	20	15	35	40	12	37	26	80

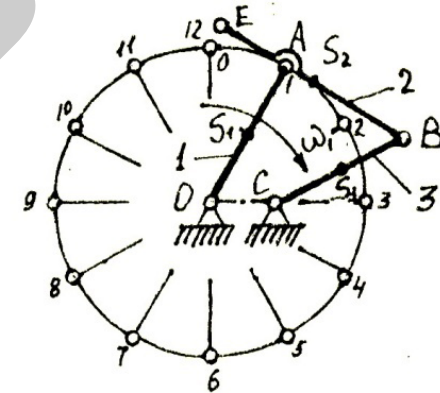


Рисунок 3.9 – Схема 9 шарнирного четырехзвенника

Таблица 3.9 – Исходные данные к схеме 9

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	60	80	64	40	100	80	200	60	240	170
OC, мм	25	10	20	20	50	40	75	20	100	60
BC, мм	50	60	60	35	80	70	240	50	200	150
AB, мм	55	70	40	36	90	75	160	52	200	130
AE, мм	30	35	25	26	40	40	70	25	120	60
ω_1 , рад/с	35	28	30	45	25	30	15	32	12	16

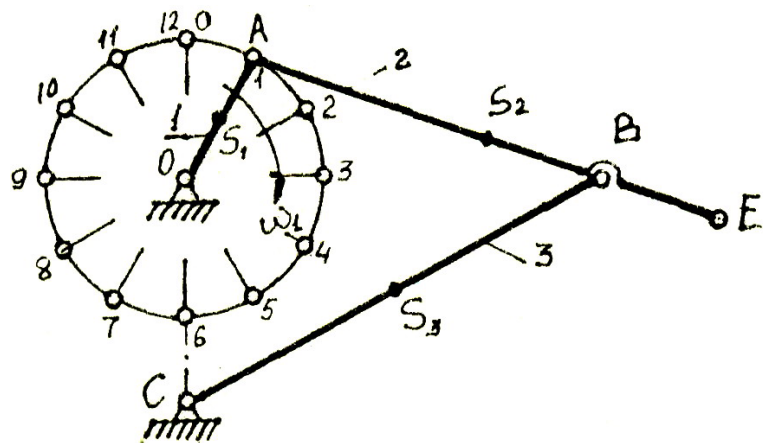


Рисунок 3.10 – Схема 10 шарнирного четырехзвенника с большим коромыслом

Таблица 3.10 – Исходные данные к схеме 10

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	40	20	100	60	50	80	25	100	120	90
OC, мм	80	30	180	100	150	200	100	400	300	315
BC, мм	160	60	350	200	250	400	150	550	420	315
AB, мм	140	60	320	190	200	300	90	300	350	250
BE, мм	40	15	50	40	100	100	40	75	100	65
ω_1 , рад/с	30	35	12	15	20	16	40	20	15	22

Методические указания для решения задачи 4

Кинематический анализ плоских рычажных механизмов

Кинематический анализ механизма проводят без учета сил, вызывающих его движение.

Основные задачи кинематического анализа:

- 1) определение положений звеньев и траекторий отдельных точек звеньев;
- 2) определение линейных скоростей и ускорений точек и угловых скоростей и ускорений звеньев;
- 3) определение передаточных отношений между звеньями.

Планом наложений механизма называется изображение кинематической схемы механизма в выбранном масштабе, соответ-

ствующее определенному положению ведущего звена. При построении механизма применяют масштабный коэффициент.

Масштабным коэффициентом называется отношение численного значения физической величины к длине отрезка (в миллиметрах), изображающего эту величину.

Например, если длина звена равна $l_{AB} = 50$ мм, то масштабный коэффициент длин $\mu_l = 0,05/50 = 0,001$ м/мм (читают так: 0,001 метра в одном миллиметре чертежа).

Масштабный коэффициент скоростей μ_v – м/с/мм, масштабный коэффициент ускорений μ_a – м/с²/мм.

Построение положений плоских механизмов второго класса обычно выполняется **методом засечек**. В качестве примера рассмотрим кривошипно-ползунный механизм (рисунок 3.11).

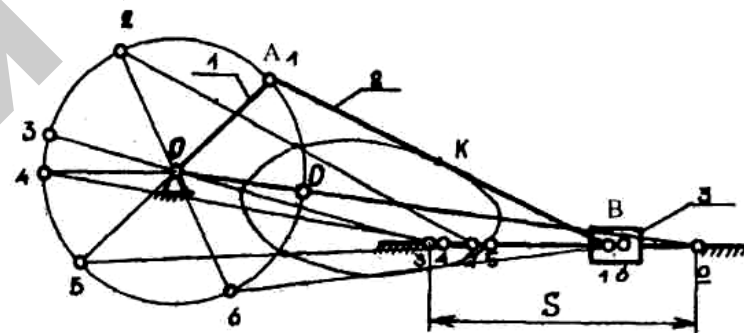


Рисунок 3.11 – Кривошипно-ползунный механизм

Вначале находим крайние положения механизма (0 и 3), в которых кривошип 1 и шатун 2 располагаются на одной прямой. Для этого из центра O делаем засечки радиусами $AB + OA$ и $AB - OA$ на линии движения ползуна 3. Далее делим окружность, описываемую точкой A, на равные части (например, на шесть) и отмечаем последовательные положения точки A – 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6, а затем методом засечек на линии движения ползуна получаем последовательные положения точки B – 0, 1, 2, 3 (движение справа налево), 4, 5, 6 (движение слева направо). S – ход ползуна. В результате получаем последовательные положения всех звеньев механизма.

Траектория некоторой точки K шатуна получается, если все последовательные положения точки соединить плавной кривой.

Плаными скоростей и ускорений механизма называют чертежи, на которых изображены в соответствующем масштабе в виде отрезков векторы, равные по модулю и по направлению скоростям и ускорениям узловых точек механизма в данный момент для данного положения механизма.

Точки, из которых берут начало векторы плана скоростей и плана ускорений, называются **поллюсом плана скоростей – P** и **поллюсом плана ускорений – π**.

Векторы, выходящие из поллюса плана скоростей или поллюса плана ускорений, изображают абсолютные скорости или ускорения узловых точек механизма.

Пример 3.1. Рассмотрим построение плана скоростей и ускорений механизма на примере шарнирного четырехзвенника, заданного размерами своих звеньев, углом φ и угловой скоростью ω₁ ведущего звена O₁A (рисунок 3.12, а).

Алгоритм решения.

1. Определяем по формуле Чебышева степень подвижности механизма:

$W = 3 \times 3 - 2 \times 4 = 1$, то есть данный механизм имеет одно ведущее звено.

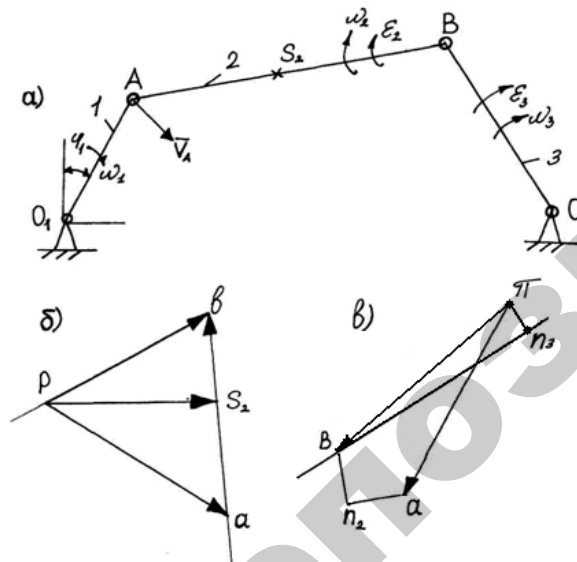


Рисунок 3.12 – К примеру 3.1

2. Для заданного угла φ₁ строим схему механизма в соответствующем масштабе с коэффициентом длин

$$\mu_l = l_{O_1A} / OA, \frac{\text{м}}{\text{мм}}$$

3. **Строим план скоростей.** Определяем скорость точки A ведущего звена:

$$V_A = l_{O_1A} \cdot \omega_1, \frac{\text{м}}{\text{с}}$$

Вектор скорости точки AV_A перпендикулярен радиусу вращения AO₁ и направлен в сторону вращения (как ω₁). Выбираем масштабный коэффициент скоростей

$$\mu_v = \frac{V_A}{Pa} \frac{\text{м/с}}{\text{мм}}, \text{ где отрезок } Pa \text{ будет изображать скорость точки } A \text{ на плане скоростей.}$$

Из произвольно выбранной точки P (поллюса плана скоростей) проводим вектор Pa перпендикулярно звену O₁A в сторону ω₁. Отметим, что в точке поллюса P находятся точки, скорости которых равны нулю, – точка O₁, точка O₂.

Рассматриваем движение точки B (как одновременно принадлежащей звеньям 2 и 3) относительно точек A и O₂. Составляем векторные уравнения скоростей:

$$\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}} \quad (\perp AB);$$

$$\overline{V_B} = \overline{V_{O_2}} + \overline{V_{BO_2}} \quad (\perp O_2B).$$

Решаем систему векторных уравнений графически.

Через точку a на плане скоростей проводим перпендикулярно звену AB направление вектора $\overline{V_{BA}} \quad (\perp AB)$. Через точку O₂, которая совпадает с поллюсом P плана скоростей, проводим перпендикулярно звену BO₂ направление вектора $\overline{V_{BO_2}}$. На пересечении этих двух направлений получим точку b – конец вектора скорости $\overline{V_B}$ точки B.

Если точка S₂ на механизме делит звено AB на две равные части, то, используя теорему подобия, можно найти скорость точки S₂ и на плане скоростей: делим отрезок av на две части, ставим точку S₂ и соединяем ее с поллюсом P.

Численные значения скоростей узловых точек определим, используя масштабный коэффициент скоростей:

$$V_B = Pb\mu_v, \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_{S_2} = P_{S_2}\mu_v, \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

$$V_{BA} = ab\mu_v, \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

Численные значения угловых скоростей звеньев:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} \frac{\text{рад}}{\text{сек}};$$

$$\omega_3 = \frac{V_{BA}}{l_{O_2B}} \frac{\text{рад}}{\text{сек}}.$$

План ускорений. При $\omega_1 = const$, (звено вращается равномерно), ускорение точки A :

$$a_A = a_{AO_1}^n = \omega_1^2 l_{O_1A}, \text{ м/с}^2.$$

Вектор ускорения точки A направлен к центру его вращения, то есть к точке O_1 .

Выбираем масштабный коэффициент ускорений

$$\mu_a = a_A/\pi a, \frac{\text{м/с}^2}{\text{мм}}, \text{ где } \pi a \text{ – отрезок на плане ускорений, изображающий ускорение точки } A.$$

Произвольно выбираем полюс плана ускорений – точку π и из этой точки проводим отрезок длиной πa в направлении, параллельном O_1A_1 от точки A к точке O_1 (рисунок 3.12, в).

Составляем векторные уравнения ускорений, рассматривая движение точки B одновременно относительно точки A и O_2 .

Составляем векторные уравнения ускорений, рассматривая движение точки B одновременно относительно точки A и O_2 .

$$\bar{a}_B = \bar{a}_A + \bar{a}_{BA}^n + \bar{a}_{BA}^\tau;$$

$$\bar{a}_B = \bar{a}_{O_2} + \bar{a}_{BO_2}^n + \bar{a}_{BO_2}^\tau.$$

Нормальные ускорения точек звена направлены к центру его вращения в относительном движении. Вектор \bar{a}_{BA}^n параллелен звену AB и направлен от точки B к точке A ; вектор $\bar{a}_{BO_2}^n$ параллелен звену BO_2 и направлен от точки B к точке O_2 . Для векторов тангенциальных ускорений известны только их направления. Вектор \bar{a}_{BA}^τ на-

правлен перпендикулярно звену AB , а вектор $\bar{a}_{BO_2}^\tau$ – перпендикулярно звену BO_2 . Величину тангенциальных ускорений определим в результате построения плана ускорений.

Определим величину нормальных ускорений:

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}} \text{ м/с}^2;$$

$$a_{BO_2}^n = \frac{V_{BO_2}^2}{l_{O_2B}} \text{ м/с}^2.$$

Строим план ускорений для точки B . Из точки a на плане ускорений проводим вектор a_{BA}^n , длина которого на плане равна:

$$\pi a = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} \text{ мм, (вектор параллелен } AB), \text{ а из точки } \pi \text{ строим вектор } a_{BO_2}^n, \text{ длина которого } \pi n_3 = \frac{a_{BO_2}^n}{\mu_a} \text{ мм, (вектор параллелен } O_2B).$$

Через точку n_2 проводим перпендикуляр к звену AB (это направление вектора \bar{a}_{BA}^τ), а через точку n_3 проводим перпендикуляр к звену O_2B (направление вектора $\bar{a}_{BO_2}^\tau$). На пересечении получаем точку v – конец вектора абсолютного ускорения точки B .

Модуль ускорения точки B :

$$a_B = \pi v \cdot \mu_a \text{ м/с}^2.$$

Численные значения угловых ускорений звеньев механизма:

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{BO_2}^\tau}{l_{BO_2}} = \frac{n_3 v \cdot \mu_a}{BO_2 \cdot \mu_e}, \text{ рад/с}^2;$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{BA}^\tau}{l_{BA}} = \frac{n_2 v \cdot \mu_a}{BA \cdot \mu_e}, \text{ рад/с}^2.$$

Для определения направления угловой скорости ω_3 звена 3 переносим с плана скоростей в точку B механизма направления вектора Pv и устанавливаем, что ω_3 направлено по часовой стрелке.

Если в точку B на механизме поместить вектор av с плана скоростей, то ω_2 против часовой стрелки вращает второе звено.

Для определения направления углового ускорения звена 2 переносим в точку B вектор тангенциального ускорения a_{BA}^{τ} (an_2) и видим, что угловое ускорение ε_2 направлено против вращения часовой стрелки; переносим вектор an_3 в точку B на плане механизма и отмечаем, что ε_3 – по часовой стрелке.

Выводы:

- 1) обращаясь к плану скоростей, устанавливаем:
 - полюс плана скоростей является изображением тех точек механизма, скорости которых равны нулю;
 - векторы, выходящие из полюса, представляют собой абсолютные скорости;
 - векторы, не выходящие из полюса плана скоростей, представляют собой относительные скорости;
- 2) обращаясь к плану ускорений, устанавливаем:
 - полюс плана ускорений является изображением точек механизма, ускорения которых равны нулю;
 - векторы, выходящие из полюса, представляют собой абсолютные ускорения;
 - векторы, не выходящие из полюса плана ускорений, представляют собой относительные ускорения.

РАЗДЕЛ 4 ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Детали машин общего назначения и их классификация.

Критерии работоспособности, надежности и расчета деталей машин. Основные машиностроительные материалы, их маркировка, термообработка и физико-механические показатели.

Механические передачи. Кинематические и энергетические параметры передач. Кинематический и энергетический расчеты электромеханической приводной станции.

Передачи с использованием сил трения. Ременные передачи. Общие сведения. Основные типы и материалы ремней. Кинематические и геометрические параметры.

Цепные передачи. Общие сведения. Кинематика и геометрия. Конструкция цепей. Оценка износостойкости и долговечности цепных передач. Алгоритм расчета цепных передач.

Зубчатые передачи. Составляющие силового воздействия в зацеплении цилиндрических передач. Виды разрушения зубьев. Контактная и изгибная выносливость цилиндрических передач. Допускаемые напряжения контактной и изгибной выносливости с учетом срока службы и режимов нагружения. Особенности расчета конических передач. Перспективные зубчатые передачи. Алгоритм расчета зубчатых передач на прочность.

Червячные передачи. Составляющие усилия в контакте червячной передачи. Материалы для изготовления червяков и червячных колес. Алгоритм расчета червячных передач.

Валы и оси. Классификация, конструктивные особенности валов и осей. Расчет валов на прочность и жесткость.

Опоры валов и осей. Классификация подшипников. Конструкция, классификация и маркировка подшипников качения. Статическая и динамическая грузоподъемность подшипников. Практический подбор и расчет теоретического срока службы подшипников качения.

Муфты. Общая характеристика и классификация муфт. Практический подбор и проверочные расчеты элементов муфт.

Соединения деталей машин. Общая характеристика и классификация соединений. Неразъемные соединения: сварные. Расчет сварных соединений. Шпоночные соединения. Критерии работоспособности и расчет шпоночных соединений.

Основы стандартизации. Номинальный размер. Допуск, качество точности. Основное отклонение. Предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей. Посадки. Шероховатость поверхности. Требования к оформлению чертежей.

Литература: [1, 2, 9, 12, 13, 14, 15].

Решение типовой задачи

Задача 5. Для приводной станции, которая состоит из электродвигателя, гибкой передачи, редуктора и муфты (рисунки 4.1–4.10), требуется:

- подобрать электродвигатель;
- определить передаточные числа ступеней привода;
- рассчитать мощность и частоту вращения валов привода;
- определить крутящие моменты на валах редуктора;
- представить ориентировочный расчет валов редуктора;
- рассчитать передачу с гибкой связью.

Схемы приводных станций представлены на рисунках 4.1–4.10, исходные данные – в таблицах 4.1–4.10.

Задание 1

Приводная станция к кормораздатчику состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рисунок 4.1).

Требуется: подобрать электродвигатель; определить передаточные числа ступеней привода; рассчитать мощность и частоту вращения валов привода; определить крутящие моменты на валах редуктора; представить ориентировочный расчет валов редуктора, рассчитать передачу с гибкой связью.

Таблица 4.1 – Исходные данные к заданию 1

Параметр	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	в	г	а	б	в	г	а	б
P_T , кВт	1,5	1,5	1,5	1,5	2,3	2,3	2,3	2,3	3,4	3,4
n_T , мин ⁻¹	90	90	90	90	100	100	100	100	110	110
α , град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Режим	вт	вт	вт	вт	т	т	т	т	с	с
$L_h \times 10^3$, час	2	2	2	2	4	4	4	4	6	6

Примечание – P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; α – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий. $L_h \times 10^3$ – срок службы приводной станции.

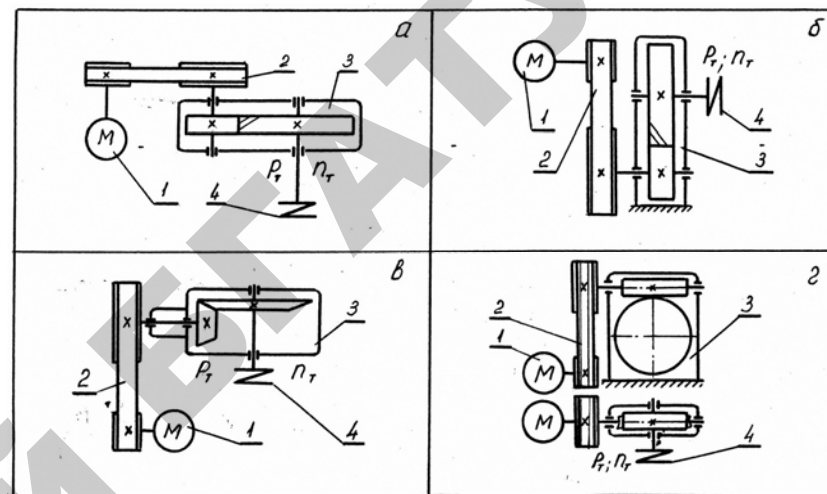


Рисунок 4.1 – Схемы приводных станций к заданию 1

Задание 2

Приводная станция к скреперному штанговому транспортеру состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рисунок 4.2).

Требуется: подобрать электродвигатель; определить передаточные числа ступеней привода; рассчитать мощность и частоту вращения валов привода; определить крутящие моменты на валах редуктора; представить ориентировочный расчет валов редуктора, рассчитать передачу с гибкой связью.

Таблица 4.2 – Исходные данные к заданию 2

Параметр	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	в	г	а	б	в	г	а	б
P_T , кВт	1.7	1.7	1.7	1.7	2.8	2.8	2.8	2.8	4.5	4.5
n_T , мин ⁻¹	70	70	70	70	80	80	80	80	90	90
α , град	0	0	0	0	30	30	30	30	60	60
Режим	вт	вт	вт	вт	т	т	т	т	с	с
$L_h \times 10^3$, час	2	2	2	2	4	4	4	4	6	6

Примечание – P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; α – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий. $L_h \times 10^3$ – срок службы приводной станции.

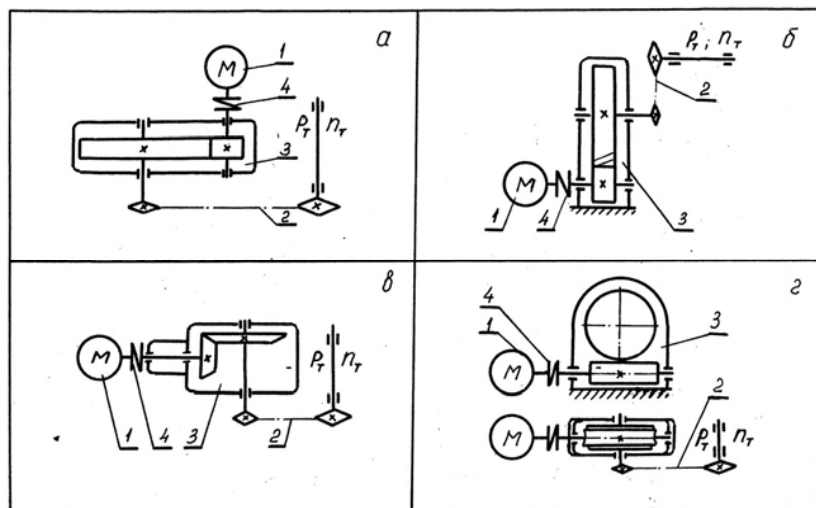


Рисунок 4.2 – Схемы приводных станций к заданию 2

Задание 3

Приводная станция к горизонтальному винтовому транспортеру (шнеку) для перемещения зерна состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рисунок 4.3).

Требуется: подобрать электродвигатель; определить передаточные числа ступеней привода; рассчитать мощность и частоту вращения валов привода; определить крутящие моменты на валах редуктора; представить ориентировочный расчет валов редуктора, рассчитать передачу с гибкой связью.

Таблица 4.3 – Исходные данные к заданию 3

Параметр	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	в	г	а	б	в	г	а	б
P_T , кВт	2	2	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5	3	3
n_T , мин ⁻¹	80	80	80	80	110	110	110	110	90	90
α , град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Режим	вт	вт	вт	вт	т	т	т	т	с	с
$L_h \times 10^3$, час	10	10	10	10	2	2	2	2	4	4

Примечание – P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; α – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий. $L_h \times 10^3$ – срок службы приводной станции.

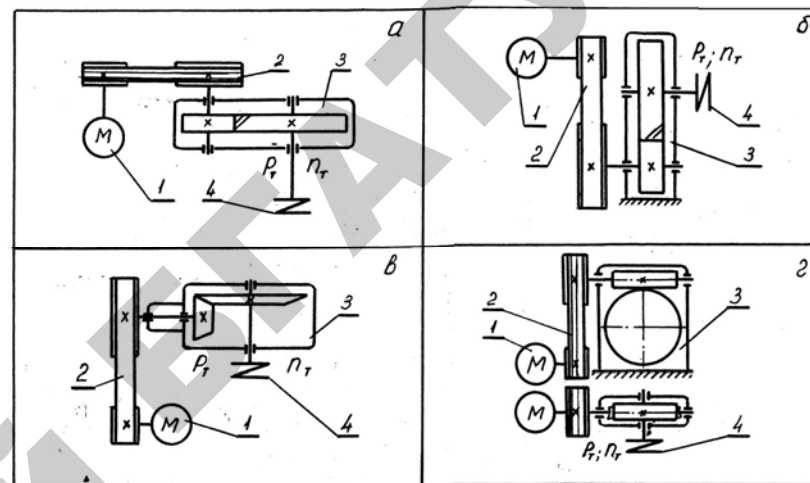


Рисунок 4.3 – Схемы приводных станций к заданию 3

Задание 4

Приводная станция к скиповому подъемнику для подъема сельскохозяйственных грузов состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рисунок 4.4).

Требуется: подобрать электродвигатель; определить передаточные числа ступеней привода; рассчитать мощность и частоту вращения валов привода; определить крутящие моменты на валах редуктора; представить ориентировочный расчет валов редуктора, рассчитать передачу с гибкой связью.

Таблица 4.4 – Исходные данные к заданию 4

Параметр	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	в	г	а	б	в	г	а	б
P_T , кВт	2,1	2,1	2,1	2,1	2,4	2,4	2,4	2,4	1,9	1,9
n_T , мин ⁻¹	80	80	80	80	90	90	90	90	70	70
α , град	0	0	0	0	30	30	30	30	45	45
Режим	вт	вт	вт	вт	т	т	т	т	с	с
$L_h \times 10^3$, час	10	10	10	10	8	8	8	8	6	6

Примечание – P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; α – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий. $L_h \times 10^3$ – срок службы приводной станции.

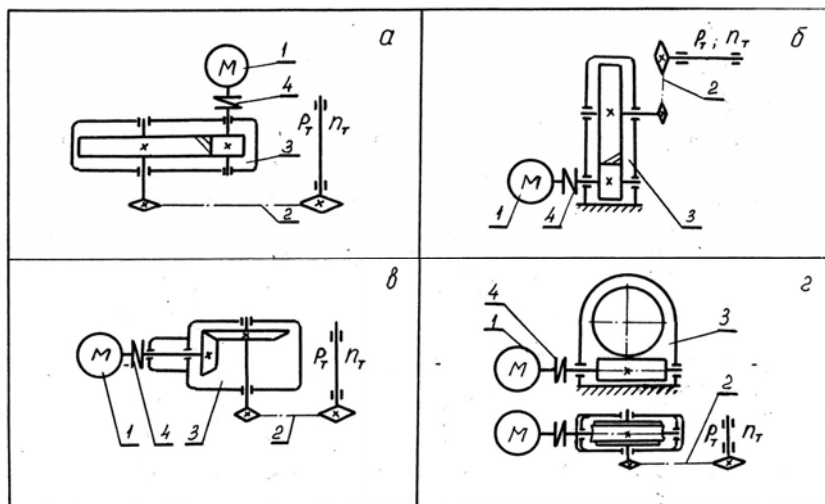


Рисунок 4.4 – Схемы приводных станций к заданию 4

Задание 5

Приводная станция к горизонтальному ленточному транспортеру состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рисунок 4.5).

Требуется: подобрать электродвигатель; определить передаточные числа ступеней привода; рассчитать мощность и частоту вращения валов привода; определить крутящие моменты на валах редуктора; представить ориентировочный расчет валов редуктора, рассчитать передачу с гибкой связью.

Таблица 4.5 – Исходные данные к заданию 5

Параметр	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	в	г	а	б	в	г	а	б
P_T , кВт	1,8	1,8	1,8	1,8	2,4	2,4	2,4	2,4	3,2	3,2
n_T , мин ⁻¹	90	90	90	90	70	70	70	70	80	80
α , град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Режим	вт	вт	вт	вт	т	т	т	т	с	с
$L_h \cdot 10^3$, час	8	8	8	8	10	10	10	10	2	2

Примечание – P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; α – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий. $L_h \cdot 10^3$ – срок службы приводной станции.

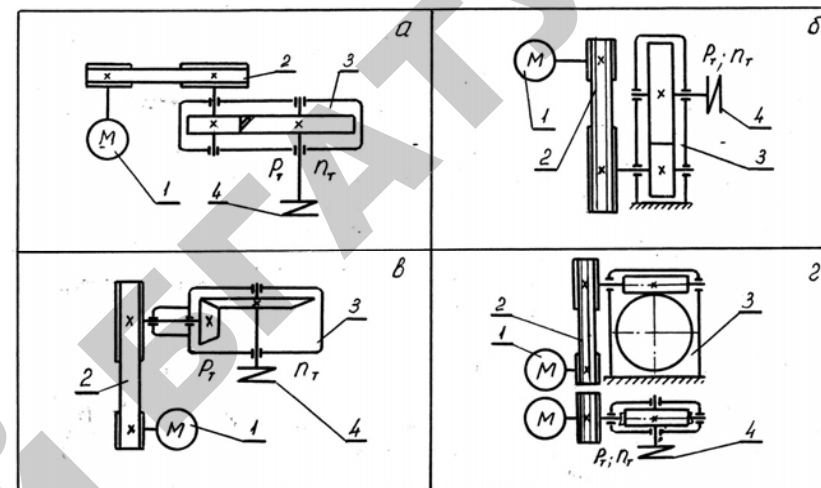


Рисунок 4.5 – Схемы приводных станций к заданию 5

Задание 6

Приводная станция к роликовому конвейеру для перемещения ящиков с фруктами состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рисунок 4.6).

Требуется: подобрать электродвигатель; определить передаточные числа ступеней привода; рассчитать мощность и частоту вращения валов привода; определить крутящие моменты на валах редуктора; представить ориентировочный расчет валов редуктора, рассчитать передачу с гибкой связью.

Таблица 4.6 – Исходные данные к заданию 6

Параметр	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	в	г	а	б	в	г	а	б
P_T , кВт	3,0	3,0	3,0	3,0	2,3	2,3	2,3	2,3	5,4	4,1
n_T , мин ⁻¹	90	90	90	90	70	70	70	70	90	90
α , град	0	0	0	0	45	45	45	45	30	30
Режим	вт	вт	вт	вт	т	т	т	т	с	с
$L_h \cdot 10^3$, час	8	8	8	8	10	10	10	10	4	4

Примечание – P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; α – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий. $L_h \cdot 10^3$ – срок службы приводной станции.

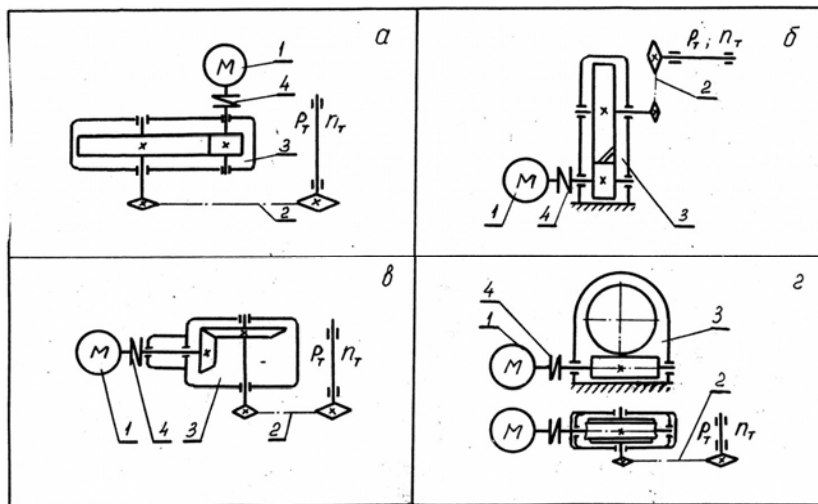


Рисунок 4.6 – Схемы приводных станций к заданию 6

Задание 7

Приводная станция к горизонтальному шнековому смесителю-дробильщику зерновых компонентов состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рисунок 4.7).

Требуется: подобрать электродвигатель; определить передаточные числа ступеней привода; рассчитать мощность и частоту вращения валов привода; определить крутящие моменты на валах редуктора; представить ориентировочный расчет валов редуктора, рассчитать передачу с гибкой связью.

Таблица 4.7 – Исходные данные к заданию 7

Параметр	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	в	г	а	б	в	г	а	б
P_T , кВт	2,8	2,8	2,8	2,8	3,9	3,9	3,9	3,9	3,5	3,5
n_T , мин ⁻¹	60	60	60	60	80	80	80	80	90	90
α , град	вт	вт	вт	вт	т	т	т	т	с	с
Режим	6	6	6	6	8	8	8	8	10	10
$L_h \times 10^3$, час										

Примечание – P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; α – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий. $L_h \times 10^3$ – срок службы приводной станции.

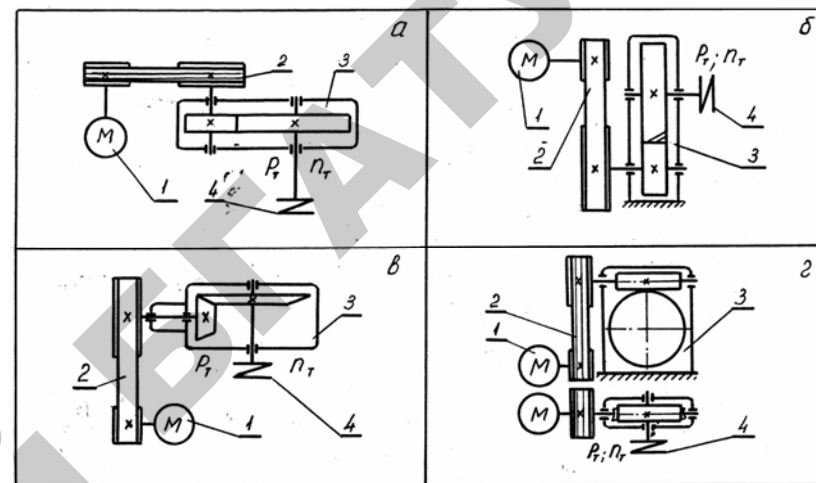


Рисунок 4.7 – Схемы приводных станций к заданию 7

Задание 8

Приводная станция к вертикальному ковшовому элеватору для перемещения сельскохозяйственных грузов состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рисунок 4.8).

Требуется: подобрать электродвигатель; определить передаточные числа ступеней привода; рассчитать мощность и частоту вращения валов привода; определить крутящие моменты на валах редуктора; представить ориентировочный расчет валов редуктора, рассчитать передачу с гибкой связью.

Таблица 4.8 – Исходные данные к заданию 8

Параметр	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	в	г	а	б	в	г	а	б
P_T , кВт	2,6	2,6	2,6	2,6	3,8	3,8	3,8	3,8	1,6	1,6
n_T , мин ⁻¹	70	70	70	70	90	90	90	90	80	80
α , град	0	0	0	0	30	30	30	30	45	45
Режим	вт	вт	вт	вт	т	т	т	т	с	с
$L_h \times 10^3$, час	6	6	6	6	8	8	8	8	2	2

Примечание – P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; α – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий. $L_h \times 10^3$ – срок службы приводной станции.

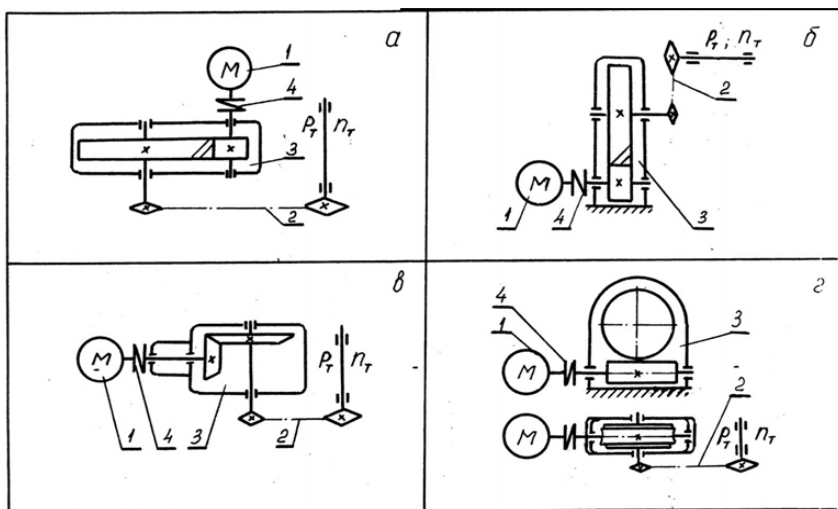


Рисунок 4.8 – Схемы приводных станций к заданию 8

Задание 9

Приводная станция к передвижному вибратору для снятия фруктов путем встряхивания состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рисунок 4.9).

Требуется: подобрать электродвигатель; определить передаточные числа ступеней привода; рассчитать мощность и частоту вращения валов привода; определить крутящие моменты на валах редуктора; представить ориентировочный расчет валов редуктора, рассчитать передачу с гибкой связью.

Таблица 4.9 – Исходные данные к заданию 9

Параметр	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	в	Г	а	б	в	г	а	б
P_t , кВт	3,6	3,6	3,6	3,6	5,0	5,0	5,0	5,0	4,5	4,5
n_t , мин ⁻¹	70	70	70	70	90	90	90	90	100	100
α , град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Режим	вт	вт	вт	Вт	т	т	т	т	с	с
$L_h \times 10^3$, час	4	4	4	4	6	6	6	6	8	8

Примечание – P_t – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_t – частота вращения технологического вала; α – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий. $L_h \times 10^3$ – срок службы приводной станции.

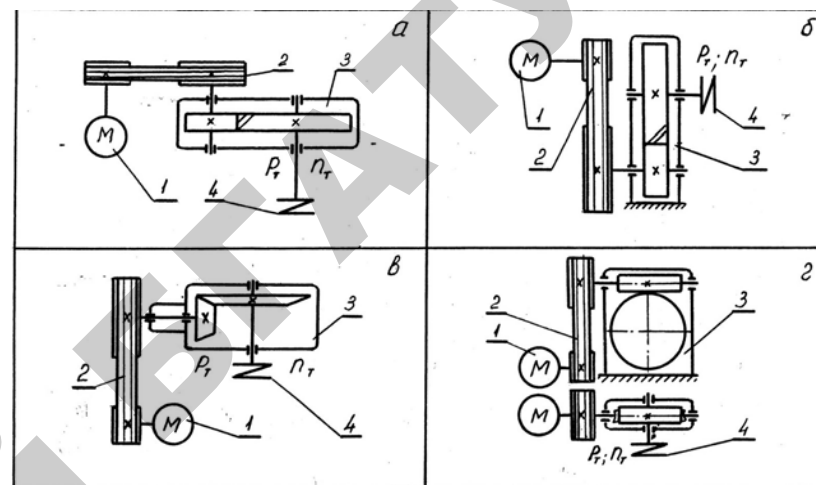


Рисунок 4.9 – Схемы приводных станций к заданию 9

Задание 10

Приводная станция к люлечному элеватору для поднятия сельскохозяйственных грузов состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рисунок 4.10).

Требуется: подобрать электродвигатель; определить передаточные числа ступеней привода; рассчитать мощность и частоту вращения валов привода; определить крутящие моменты на валах редуктора; представить ориентировочный расчет валов редуктора, рассчитать передачу с гибкой связью.

Таблица 4.10 – Исходные данные к заданию 10

Параметр	№ варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	В	г	а	б	в	г	а	б
P_t , кВт	1,8	1,8	1,8	1,8	5,1	5,1	5,1	5,1	4,6	4,6
n_t , мин ⁻¹	80	80	80	80	100	100	100	100	80	80
α , град	0	0	0	0	30	30	30	30	45	45
Режим	вт	вт	вт	вт	т	т	т	т	с	с
$L_h \times 10^3$, час	4	4	4	4	2	2	2	2	10	10

Примечание – P_t – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_t – частота вращения технологического вала; α – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: вт – весьма тяжелый; т – тяжелый; с – средний; л – легкий. $L_h \times 10^3$ – срок службы приводной станции.

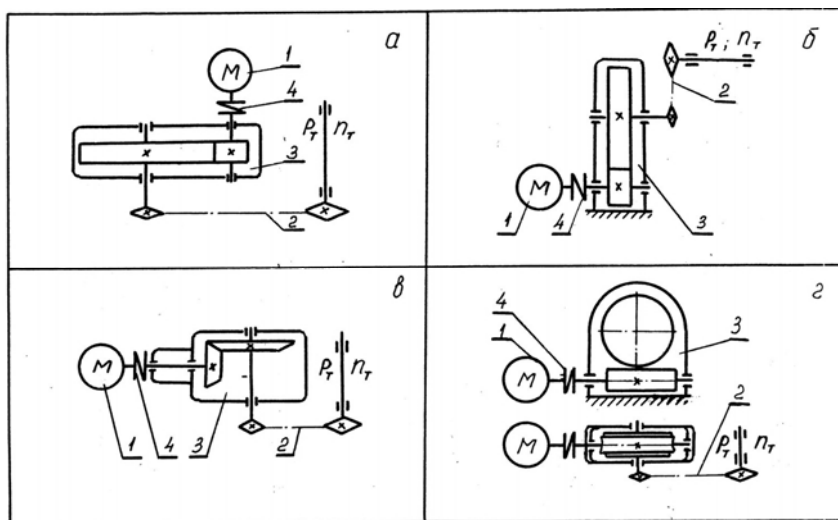


Рисунок 4.10 – Схемы приводных станций к заданию 10

**Методические указания для решения задачи 5
Механические передачи. Примеры применения.**

Большинство современных машин создано по схеме двигатель – передача – исполнительный орган машины. Непосредственное соединение двигателя с рабочим органом машины применяется крайне редко (например, гидравлические насосы, вентиляторы). Как правило, между двигателем и исполнительным органом устанавливают передачи, которые служат для передачи механической энергии на расстояние. По принципу передачи движения от ведущего звена к ведомому их можно разделить на передачи зацеплением – с непосредственным контактом твёрдых тел (зубчатые, червячные); передачи с использованием сил трения – с непосредственным контактом жёстких тел (фрикционные) и с гибкой связью (ременные, цепные). Примером использования механических передач служат приводные станции различного рода механизмов: конвейеры, элеваторы, подъемники и др. На рисунках 4.11–4.14 представлены часто используемые сочетания механических передач, образующие приводную станцию.

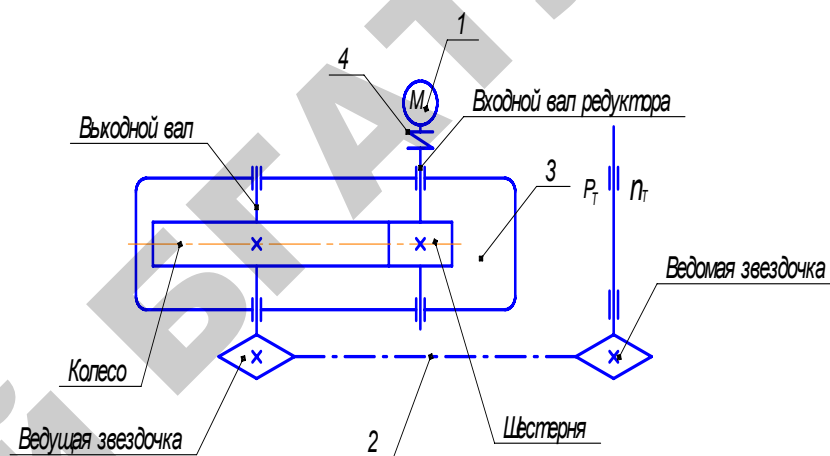


Рисунок 4.11 – Кинематическая схема привода с цилиндрическим одноступенчатым редуктором и цепной передачей

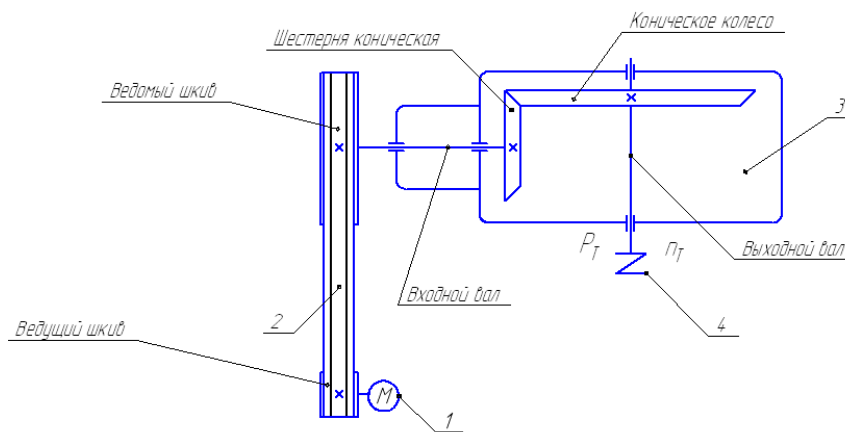


Рисунок 4.12 – Кинематическая схема привода с коническим редуктором

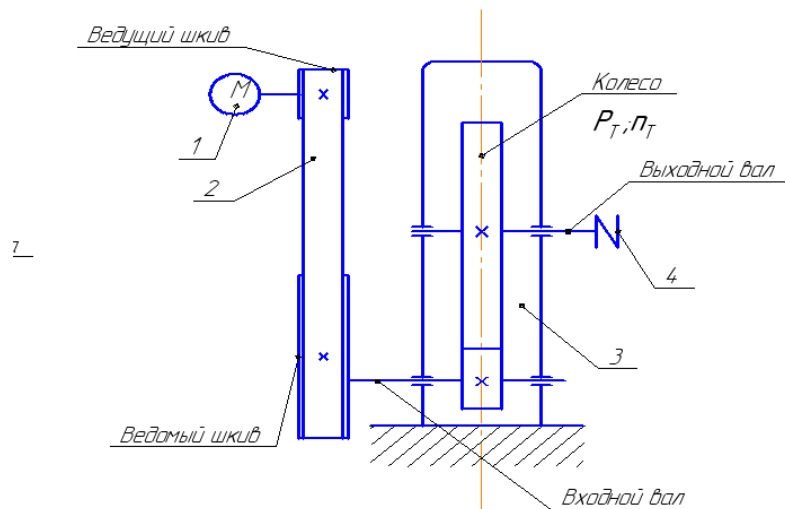


Рисунок 4.13 – Кинематическая схема привода с ременной передачей и цилиндрическим редуктором

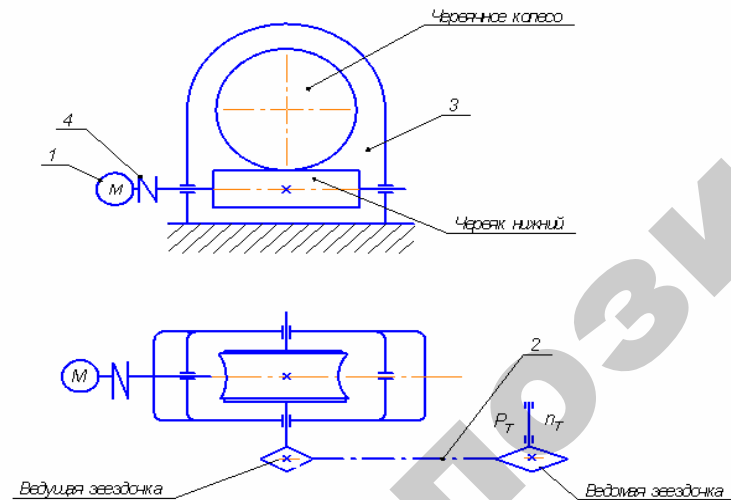


Рисунок 4.14 – Кинематическая схема привода с червячным редуктором и цепной передачей

На рисунках 4.12–4.15 обозначены цифрами: 1 – двигатель, 4 – муфта соединительная (соединяет концы двух валов и передаёт вращающий момент с одного вала на другой без изменения его значения и направления); 2 – передача с гибкой связью (на рисунке 4.12 – клиноременная, на рисунке 4.13 – плоскоременная), на рисунках 4.11 и 4.14 – цепная. Под номером 3 представлен редуктор, который включает в себя одну из передач зацеплением: на рисунках 4.11 и 4.13 – цилиндрическую; на рисунке 4.12 – коническую, на рисунке 4.14 – червячную.

Основные кинематические и силовые зависимости в передачах. В каждой передаче различают два основных элемента – ведущий (входной) и ведомый (выходной). Передача, состоящая только из ведущего и ведомого звеньев, называется одноступенчатой. На рисунке 4.11 под номером 3 изображен горизонтальный цилиндрический одноступенчатый редуктор; на рисунке 4.13 – вертикальный цилиндрический одноступенчатый редуктор; на рисунке 4.12 – конический одноступенчатый редуктор; на рисунке 4.14 – червячный (тоже одноступенчатый) редуктор с нижним расположением червяка (бывают и с верхним расположением). Параметрам ведущего элемента при проведении расчётов присваивают индекс 1, а ведомого – 2.

Для проведения расчётов передачи необходимы следующие параметры: мощность P_1 на ведущем или P_2 на ведомом валах (кВт); угловая скорость ведущего ω_1 или ведомого ω_2 (сек⁻¹); частота вращения n_1 или n_2 (мин⁻¹); передаточное число передач $u_{12} = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2$.

Кроме того, можно определить передаточное число передачи по числу зубьев ведомого Z_2 и ведущего Z_1 колес: $u = Z_2/Z_1$.

Если привод состоит из нескольких последовательно соединенных передач, его передаточное отношение (число) равно произведению передаточных отношений (чисел) всех передач.

Таблица 4.11 – Рациональные передаточные числа механических передач

Ременная передача, $u_{\text{рем}}$	Цепная передача, $u_{\text{цепн}}$	Цилиндрическая передача, $u_{\text{цил}}$	Коническая передача, $u_{\text{кон}}$	Червячная передача, $u_{\text{чер}}$
1,2; 1,4; 1,6; 1,8; 2,2; 2,5; 2,8; 3,2.	1,5...5	2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,55; 5,0; 5,6; 6,3	2,5; 2,8; 3,15; 3,55; 4,0; 4,5; 5,0	8; 10; 12,5; 14; 16; 20; 28; 40; 63

Коэффициент полезного действия передачи представляет безразмерную величину η , характеризующую степень совершенства технического устройства. Если P_1 и P_2 – мощности, передаваемые соответственно ведущим и ведомым телами вращения (зубчатыми колесами, звездочками, шкивами и др.), то коэффициент полезного действия передачи

$$\eta = P_2 / P_1.$$

Коэффициент полезного действия механического привода, состоящего из нескольких последовательно соединенных передач, равен произведению коэффициентов полезного действия всех его (n) передач:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_n.$$

Таблица 4.12 – Коэффициенты полезного действия механических передач (с учетом потерь в подшипниках)

Вид передачи	КПД передачи	
	Открытая	Закрытая
Зубчатая цилиндрическая	0,95–0,96	0,96–0,97
Зубчатая коническая	0,95–0,96	0,96–0,97
Червячная при числе заходов червяка		
	$Z_1 = 1$	0,69–0,79
	$Z_1 = 2$	0,74–0,84
	$Z_1 = 4$	0,79–0,89
Цепная	0,9–0,92	0,95–0,96
Ременная	0,94–0,95	–

Вращающий момент T :

$$T = 9550 P / n, \text{ Н}\cdot\text{м},$$

где мощность P – кВт, частота вращения n – мин⁻¹.

Момент вращения ведущего вала T_1 является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент ведомого вала T_2 – момент силы сопротивления, его направление противоположно направлению вращения вала.

Для определения выше перечисленных параметров, по заданным выходным характеристикам P_T – мощности на технологическом валу и n_T – частоте вращения технологического вала, проводят кинематический и энергетический расчеты приводной станции.

Пример 4.1. По заданным выходным параметрам – мощности $P_T = 4,2$ кВт и частоте вращения технологического вала $n_T = 100$ мин⁻¹ – провести кинематический и энергетический расчеты приводной станции (рисунок 4.15): подобрать электродвигатель; определить передаточное число ступеней привода (цилиндрической и цепной передач); определить мощность, частоту вращения и крутящие моменты на валах привода, представить ориентировочный расчет валов.

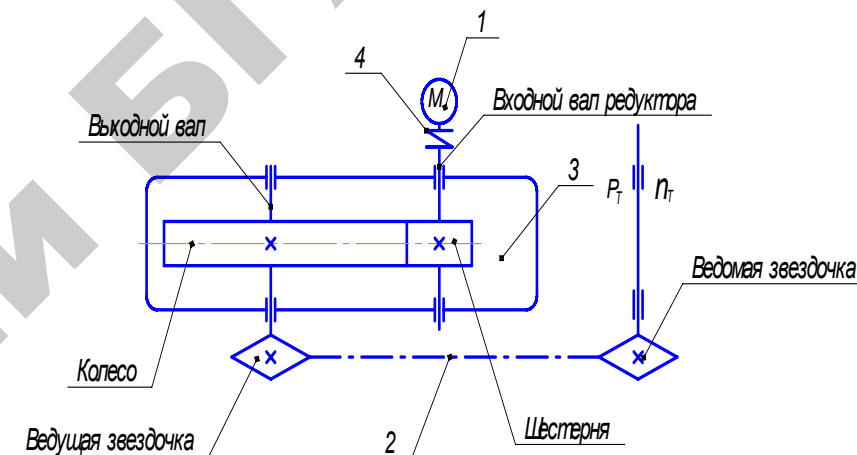


Рисунок 4.15 – Приводная станция к кормораздатчику

Приводная станция, представленная на рисунке 4.15, состоит из двигателя 1, цепной передачи 2, цилиндрического одноступенчатого горизонтального редуктора 3 и муфты соединительной 4.

Решение

1. Определяем требуемую мощность электродвигателя:

$$P_{\text{треб}} = P_T / \eta_{\text{общ}} = 4,1 / 0,892 = 4,596 \text{ кВт},$$

где общий коэффициент полезного действия привода $\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2$;

$\eta_1 = 0,97$ – КПД цилиндрической передачи редуктора; $\eta_2 = 0,92$ – КПД передачи с гибкой связью, в нашем примере – цепной (см. таблицу 4.11, с учётом потерь в подшипниках). КПД соединительной муфты принят равным единице (считаем, что потери мощности в муфте незначительны). **Расчет мощности следует проводить с точностью до 3-х значащих цифр после запятой.**

Далее определяем требуемую частоту вращения вала электродвигателя.

Передаточное число приводной станции:

$$u_{\text{прив}} = n_{\text{элд}} / n_T,$$

где $n_{\text{элд}}$ – частота вращения вала двигателя, мин^{-1} .

С другой стороны: $u_{\text{прив}} = u_{\text{ред}} \cdot u_{\text{цепн}}$,

где $u_{\text{ред}}$ – передаточное число редуктора (у цилиндрического одноступенчатого редуктора, можно сказать, $u_{\text{ред}} = u_{\text{цил}}$); $u_{\text{цепн}}$ – передаточное

число цепной передачи. Записываем: $u_{\text{прив}} = \frac{n_{\text{элд}}}{n_T} = u_{\text{цил}} \cdot u_{\text{цепн}}$.

По таблице (см. приложение 5) выбираем электродвигатель по мощности, ближайшей большей к рассчитанному значению $P_{\text{треб}}$. В этой таблице представлены двигатели с различной частотой вращения при одинаковом значении мощности двигателя $P_{\text{элд}}$. Для приводных станций, включающих одноступенчатые редукторы (кроме червячного), следует ориентироваться на применение электродвигателя с синхронной частотой вращения $n_{\text{элд}} \approx 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Выбираем электродвигатель марки 4 АМ112М4У3 с мощностью $P_{\text{элд}} = 5,5 \text{ кВт}$, частотой вращения вала $n_{\text{элд}} = 1455 \text{ мин}^{-1}$ и диаметром выходного конца вала $d = 28 \text{ мм}$. Затем уточняем передаточное число привода: $u_{\text{прив}} = n_{\text{элд}} / n_T = 1455 / 100 = 14,55$.

Полученное значение $u_{\text{прив}}$ следует разбить по ступеням, для этого можно принять по таблице 4.11 передаточное число для цилиндрической передачи (как в нашем примере) $u_{\text{цил}} = 4$ (или любое другое число из рекомендуемых), а затем определить передаточное число цепной передачи: $u_{\text{цепн}} = u_{\text{прив}} / u_{\text{цил}} = 14,55 / 4 = 3,64$ (это число находится в пределах рекомендуемых передаточных чисел для цепной передачи, см. таблицу 4.11).

Изменяя передаточное число цилиндрической передачи $u_{\text{цил}}$, можно изменить и передаточное число цепной – $u_{\text{цепн}}$, а можно сделать и наоборот.

Если приводная станция включает в себя другой тип редуктора (конический или червячный, или ременную передачу в качестве передачи с гибкой связью) расчет ведут таким же образом, учитывая, что для ременной передачи следует принимать только стандартные передаточные числа (диаметры шкивов согласовывают с ГОСТ), для червячной передачи – только из числа рекомендован-

ных (таблица 4.11). Передаточные числа $u_{\text{цил}}$ и $u_{\text{кон}}$ можно не согласовывать со стандартными значениями (в учебных целях), так как мы проектируем редуктор специального назначения.

2. Определяем частоту вращения валов привода.

Частота вращения входного вала редуктора (вала шестерни):

$$n_{\text{вх}} = n_{\text{элд}} = 1455 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения выходного вала редуктора (с такой же частотой вращается ведущая звёздочка цепной передачи):

$$n_{\text{вых}} = n_{\text{вх}} / u_{\text{цил}} = 1455 / 4 = 364 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения ведомой звёздочки:

$n_{\text{вед.зв}} = n_{\text{вых}} / u_{\text{цепн}} = 364 / 3,64 = 100 \text{ мин}^{-1}$, (полученное значение должно совпадать с n_T – см. условие задачи).

Часто при решении задач используют значения угловых скоростей валов привода.

Угловая скорость входного вала редуктора

$$\omega_{\text{вх}} = \pi n_{\text{вх}} / 30 = 3,14 \times 1455 / 30 = 152 \text{ с}^{-1}.$$

Угловая скорость выходного вала

$$\omega_{\text{вых}} = \pi n_{\text{вых}} / 30 = 3,14 \times 364 / 30 = 38 \text{ с}^{-1}.$$

3. Определяем мощность на валах привода.

Мощность на входном валу редуктора (на валу шестерни).

$$P_{\text{вх}} = P_{\text{треб}} = 4,596 \text{ кВт}.$$

Мощность на выходном валу редуктора:

$P_{\text{вых}} = P_{\text{вх}} \cdot \eta_1 = 4,596 \times 0,97 = 4,458 \text{ кВт}$ (следует считать с точностью до 3-х цифр после запятой), эта же мощность и на ведущей звёздочке цепной передачи.

Мощность на ведомой звёздочке цепной передачи:

$P_{\text{вед.зв}} = P_{\text{вых}} \cdot \eta_2 = 4,458 \times 0,92 = 4,1 \text{ кВт}$, это число должно быть равно P_T (см. задание).

4. Рассчитываем вращающие моменты на валах редуктора:

на входном валу

$$T_{\text{вх}} = 9550 P_{\text{вх}} / n_{\text{вх}} = 9550 \times 4,458 / 1455 = 30,17 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

на выходном валу (и на малой, ведущей звёздочке)

$$T_{\text{вых}} = 9550 P_{\text{вых}} / n_{\text{вых}} = 9550 \times 4,458 / 364 = 116,96 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

5. Ориентировочный расчет валов редуктора:

диаметр выходного конца входного вала редуктора (в нашем примере – под полумуфтой, если приводная станция включает ременную передачу – под ведомым шкивом):

$$d_{\text{вх}} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вх}}}{0,2[\tau_{\text{кр}}]}} = \sqrt[3]{30,17 \times 10^3 / (0,2 \times 25)} = 18,2 \text{ мм},$$

где принимаем $[\tau_{\text{кр}}] = 25 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение на кручение для материала вала;

диаметр выходного вала редуктора под колесом (в нашем примере – под цилиндрическим колесом, а может быть – под коническим или червячным):

$$d_{\text{под. кол.}} = \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вых}}}{0,2[\tau_{\text{кр}}]}} = \sqrt[3]{116,96 \times 10^3 / 0,2 \times 20} = 30,3 \text{ мм},$$

где принимаем $[\tau_{\text{кр}}] = 20 \text{ МПа}$.

Принимаем диаметр выходного конца входного вала редуктора $d_{\text{вх}} = 18 \text{ мм}$, а диаметр выходного вала редуктора под колесом $d_{\text{под. кол.}} = 30 \text{ мм}$.

Проектирование передач с гибкой связью

Расчет плоскоременной передачи

Критериями работоспособности передачи являются надежность сцепления ремня со шкивом (тяговая способность) и долговечность, определяемая, в основном, усталостной прочностью ремня. Проектировочный расчет плоских ремней производится по первому критерию, с учетом условий работы передачи. Проверочный расчет ведется по второму критерию.

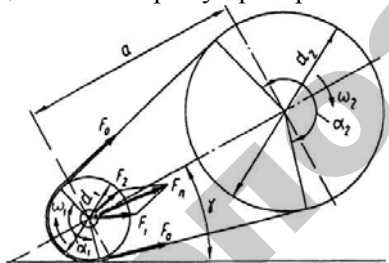


Рисунок 4.16 — Схема ременной передачи

Выбор материала и типа ремня. Тип ремня и материал выбирают в зависимости от условий работы передачи. Для среднескоростных передач наибольшее применение имеют резинотканевые ремни (ГОСТ 23831–79), состоящие из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани-бельтинга, связанных вулканизированной резиной. Поставляются в рулонах.

Для быстроходных и сверхбыстроходных передач применяют синтетические бесконечные ремни. Ремни из капроновой ткани просвечивающего или полотняного переплетения, облицованные пленкой из полиамида С6 в соединении с нитрильным каучуком СКН-40 (тип 1, таблица 4.13) рекомендуется применять в сверхбыстроходных передачах. Ремни прорезиненные с кордошнуровым несущим слоем (таблица 4.13) рекомендуется применять в среднескоростных и быстроходных передачах при $v \leq 40 \text{ м/с}$.

Расчет и выбор параметров передачи. Расчет плоскоременной передачи базируется на показателях тяговой способности и сводится к выполнению следующего условия:

$$\sigma_{F_t} = \frac{F_t}{b\delta} \leq [\sigma_{F_t}], \quad (4.1)$$

где σ_{F_t} — расчетное полезное напряжение, МПа;

F_t — окружная сила, передаваемая ремнем, Н;

b и δ — ширина и толщина ремня, мм;

$[\sigma_{F_t}]$ — допускаемое полезное напряжение ремня проектируемой передачи.

Таблица 4.13 – Характеристики прорезиненных и синтетических ремней

Параметр	Прорезиненные ремни конечной длины	Бесконечные ремни	
		синтетические	кордошнуровые
Размеры ремней, мм: ширина (толщина прокладки)	20–500* (3–6)	10–100 (0,5–0,7)	30–60 (2,2–4)
Рекомендуемая наибольшая скорость v , м/с	30	100	≤ 40
Передаваемые нагрузки	малые, средние, большие	малые	малые, средние

Окончание таблицы 4.13

Параметр	Прорезиненные ремни конечной длины	Бесконечные ремни	
		синтетические	кордошнуровые
Удельная тяговая способность	высокая	средняя	высокая
Допускаемые кратковре- менные перегрузки	< 1,3	< 1,2	< 1,3
Плотность ремня ρ , кг/м ³	$1,25 \cdot 10^3$	$0,8 \cdot 10^3$	$1,1 \cdot 10^3$
Отношение диаметра ведущего шкива к толщине ремня D/δ : допускаемое (рекомендуемое)	30 (40)	50–70 (100–150)	40 (>70)
* Ширина ремней в мм: 20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 310, 315, 340, 360.			

Ресурс работы ремня определяется геометрическими параметрами, которые должны обеспечивать срок службы не ниже рекомендуемого (5000 ч).

Минимальное значение диаметра d_1 (мм) малого шкива определяют по зависимости (формула М.А. Саверина):

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1 \cdot 10^3}, \quad (4.2)$$

где $K_d = 5,5 \dots 6,5$;

T_1 — момент вращения на быстроходном валу, Н·м.

Долговечность ремня и КПД передачи снижаются с уменьшением диаметров шкивов, поэтому диаметр d_1 следует принимать возможно большим.

Диаметр ведомого шкива d_2 , мм:

$$d_2 = d_1 (1 - \varepsilon) u, \quad (4.3)$$

где $u = n_1 / n_2$ — передаточное отношение передачи;

n_2 — частота вращения ведомого шкива;

ε — коэффициент скольжения ремня, принимается 0,01–0,02.

Расчитанные диаметры шкивов округляют до ближайших стандартных значений (таблица 4.14).

Таблица 4.14 – Стандартные диаметры шкивов плоскоремённых передач

Диаметр шкива d , мм	40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800.
------------------------	---

После выбора стандартных значений d_1 и d_2 определяют действительную частоту вращения ведомого шкива n_2 , фактическое передаточное число ($u = d_2/d_1$), его отклонение от заданной величины, которое не должно быть больше допустимого.

Определяют скорости движения ремня, м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{10^3 \cdot 60} \quad \text{или} \quad v = \omega \frac{d_1}{2}. \quad (4.4)$$

Определяют межосевое расстояние

$$a_{\min} = (1,5 \dots 2) \cdot (d_1 + d_2). \quad (4.5)$$

Коэффициент 1,5 принимают для быстроходных, а коэффициент 2 — для среднескоростных передач.

Определяют длину ремня:

а) по выбранному межосевому расстоянию:

$$L_p \approx 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}; \quad (4.6)$$

б) по его минимальной длине из условия сравнительной долговечности ремня:

$$L_{\min} \geq \frac{v}{i}, \quad (4.7)$$

где i — частота пробега ремня в секунду, принимают $i = i_{\max}$. Для среднескоростных передач ремня конечной длины $i_{\max} = 5$, для быстроходных передач бесконечными синтетическими ремнями $i_{\max} = 50$ и кордошнуровыми прорезиненными $i_{\max} = 15$. Если длина ремня, рассчитанная по уравнению 4.6, не удовлетворяет неравенству 4.7, то длину увеличивают. Для быстроходных ремней расчетную длину округляют до большего стандартного значения (таблица 4.16).

По окончательно выбранной длине ремня рассчитывают межосевое расстояние:

$$a = (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}) / 4, \quad (4.8)$$

где $\lambda = L - \pi d_{cp}$; $d_{cp} = (d_1 + d_2)/2$; $\Delta = (d_2 - d_1)/2$.

При конструировании передачи предусматривается возможность изменения межосевого расстояния в сторону увеличения для компенсации вытяжки ремня до $\Delta a = (0,03 - 0,05)L$ и уменьшения до $\Delta a = 0,004L$ для компенсации неточностей сшивки.

Определяют угол обхвата α_1 на ведущем шкиве (см. рисунок 4.16):

$$\alpha_1 = 180^\circ - \left(\frac{d_2 - d_1}{a} \right) 57,3^\circ. \quad (4.9)$$

Для прорезиненных ремней угол α_1 должен быть не менее 150° , для синтетических — не менее 120° .

Расчет сечений ремня

1. Определяют толщину ремня δ , если она не была принята ранее:

$$\delta \leq \frac{d_1}{d_{min}/\delta}, \quad (4.10)$$

где d_{min}/δ — принимается по таблице 4.13 в зависимости от материала ремня.

Толщину ремня округляют до ближайшего стандартного значения (таблицы 4.15 и 4.16).

2. Выбирают начальное напряжение ремня $\sigma_0 = F_0 / A$, где F_0 — сила начального натяжения ремня; A — площадь сечения ремня.

Начальным напряжением σ_0 называется напряжение в ветви при холостом ходе и скорости ремня $v = 10$ м/с, когда центробежные силы практически не влияют на прижатие ремня к шкиву.

Начальное напряжение σ_0 для синтетических ремней с покрытием из полиамида С6 (тип I) принимается $\sigma_0 = 3$ МПа, а для кордошнуровых прорезиненных ремней (тип II) $\sigma_0 = 2$ МПа.

3. Определяют допустимое полезное напряжение для проектируемой передачи:

$$\sigma_{F_{t,доп}} = \sigma_0 C_0 C_a C_v C_p, \quad (4.11)$$

где σ_0 — начальное напряжение.

Значения σ_0 для прорезиненных ремней при напряжении от предварительного натяжения $p_0 = 1,8$ МПа в зависимости от отношения d_1 / δ (здесь d_1 — диаметр малого шкива) следующие:

d_1 / δ	30	40	50	60	75	100
----------------	----	----	----	----	----	-----

σ_0 , МПа	2,17	2,25	2,3	2,33	2,37	2,4
------------------	------	------	-----	------	------	-----

Таблица 4.15 – Длина L для бесконечных ремней

Материалы и виды фрикционного покрытия ремней	Толщина δ , мм	Ширина b , мм	Внутренняя длина (номинальная) L , мм
Тип I. Капроновая ткань просвечивающего или полотняного переплетения, покрытая пленкой из полиамида в соединении с нитрильным каучуком СКН-40	0,3–0,5	10, 15, 20	250, 260, 280, 300, 320, 340, 350, 380, 400, 420, 450, 480, 500, 530, 560, 600, 630, 670, 710, 750, 800, 850, 900, 950
		25, 30, 40, 50	1000, 1060, 1120, 1180, 1250, 1320, 1400
	0,5–0,7	60	1500, 1600, 1700, 1800, 1900, 2000
		80, 100	2120, 2240, 2360, 2500, 2650, 2800, 3000, 3150, 3350
Тип II. Кордошнуровые прорезиненные	2,2; 2,5; 2,8; 3,1; 3,5; 4,0; 4,5; 5,0; 5,5; 6,0; 125; 140; 160; 170; 180	35, 40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100	500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1320, 1400, 1600, 1700, 1800, 2000, 2240, 2800, 3000, 3150, 3550, 4000

Таблица 4.16 – Ремни плоские прорезиненные

Число прокладок	Ширина ремня b^* , мм	Б-800 и Б-820		БКНЛ-65 и БКНЛ-65-2	
		Толщина ремня δ , мм			
		С прослойками	Без прослоек	С прослойками	Без прослоек
3	20–112	4,5	3,75	3,6	3,0
4	20–250	6,0	5,0	4,8	4,0
5	20–250	7,5	6,26	6,0	5,0
6	80–250	9,0	7,5	7,2	6,0

* Стандартные значения b (мм): 20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (85), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), 160, (175), 180, 200, 224, (225), 250.

Коэффициент C_o учитывает расположение передачи: для горизонтальных и наклонных (до 60°) передач $C_o = 1$, при угле наклона $60 \dots 80^\circ$ — $C_o = 0,9$; $80 \dots 90^\circ$ — $C_o = 0,8$. Для передач с автоматически поддерживаемым постоянным натяжением ремня $C_o = 1$.

Коэффициент C_α учитывает влияние угла обхвата на малом шкиве:

α_1°	180	170	160	150	140	130	120
C_α	1	0,97	0,94	0,91	0,88	0,85	0,82

Коэффициент C_v учитывает влияние натяжения от центробежной силы, уменьшающей сцепление ремня со шкивом:

$v, \text{ м/с}$	5	10	15	20	25	30
C_v	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68

Коэффициент C_p учитывает влияние режима работы (таблица 4.17).

4. Рассчитывают ширину ремня b (мм) по полезному напряжению (тяговой способности):

$$b \geq \frac{F_t}{\delta[\sigma_{F_t}]}, \quad (4.12)$$

где δ — толщина ремня, мм;

$F_t = P_1/v = T_1\omega_1/v$ — окружная сила, Н.

Рассчитанную по формуле 4.12 ширину ремня округляют до большего стандартного значения (таблицы 4.15 и 4.16).

5. Определяют тяговую способность проектируемого ремня и сравнивают ее с допустимым значением:

$$\sigma_{F_t} = \frac{F_t}{b\delta} \leq [\sigma_{F_t}]. \quad (4.13)$$

6. Определяют силу F_r (Н), действующую на вал и подшипники:

$$F_r \approx F_0 \sin(\alpha_1/2), \quad (4.14)$$

где $F_0 = p_0 b \delta$ — начальное натяжение ремня при $p_0 = 1,8$ МПа.

Для обеспечения надежного сцепления ремня со шкивами и его долговечности начальное натяжение F_0 должно обязательно контролироваться путем измерения стрелы прогиба в середине ветви ремня под действием нагрузки $F_{тп}$ (силой тяжести груза от 10 до 50 Н). Величина прогиба ветви ремня f (мм) определяется по формуле:

$$f = \frac{0,25 F_{тп} L}{F_0}, \quad (4.15)$$

где F_0 — начальное натяжение ветви ремня, Н;

$L \approx a$ — длина ветви ремня, мм.

Пример 4.2. Рассчитать открытую плоскоремennую передачу, установленную в системе привода от двигателя к ленточному конвейеру, по следующим исходным данным: $T_1 = 69,8$ Н·м, $\omega_1 = 152,8 \text{ с}^{-1}$, $\omega_2 = 54,2 \text{ с}^{-1}$, передача горизонтальная, натяжение ремня осуществляется передвижением двигателя по салазкам, работа односменная.

Решение. 1. По формуле 4.2 определяем диаметр ведущего шкива

$$d_1 = (5,5 \dots 6,5) \sqrt[3]{T_1 \cdot 10^3} = (5,5 \dots 6,5) \sqrt[3]{69,8 \cdot 10^3} = 226 \dots 268 \text{ мм}.$$

Принимаем по стандартному ряду (таблица 4.14) $d_1 = 250$ мм.

2. Диаметр ведомого шкива:

$$d_2 = d_1 \cdot \omega_1 / \omega_2 = 250 \times 152,8 / 54,2 \approx 705 \text{ мм}.$$

Принимаем по таблице 4.14 $d_2 = 710$ мм.

3. Уточняем угловую скорость ведомого вала, принимая коэффициент скольжения $\varepsilon = 0,015$:

$$\omega_2 = d_1 \omega_1 (1 - \varepsilon) / d_2 = 250 \times 152,8 (1 - 0,015) / 710 \approx 53 \text{ с}^{-1}.$$

4. По формуле 4.4 определяем скорость ремня:

$$v = \omega_1 d_1 / (2 \times 1000) = 152,8 \times 250 / (2 \times 1000) = 19,1 \text{ м/с}.$$

5. Согласно формуле 4.5 межосевое расстояние равно:

$$a \geq 2(d_1 + d_2) = 2(250 + 710) = 1920 \text{ мм}.$$

Принимаем $a = 2000$ мм.

6. По формуле 4.7 находим угол обхвата малого шкива:

$$\alpha_1 = 180 - 57 (d_2 - d_1) / a = 180 - 57 (710 - 250) / 2000 \approx 167^\circ > 150^\circ.$$

7. По формуле 4.6 определяем длину ремня:

$$L_p = 2a + \pi(d_1 + d_2) / 2 + (d_2 - d_1)^2 / (4a) = 2 \times 2000 + \pi(250 + 710) / 2 + (710 - 250)^2 / (4 \times 2000) \approx 5534 \text{ мм} = 5,534 \text{ м}.$$

8. По рассчитанной скорости ремня и рекомендациям таблицы 4.13 принимаем синтетический ремень типа I, а толщину его вычисляем по формуле 4.10:

$$\delta = \frac{d_1}{d_{\min} / \delta} = \frac{250}{50} = 5 \text{ мм.}$$

Принимая во внимание, что с уменьшением толщины ремня его долговечность увеличивается, а также с учетом рекомендаций (таблица 4.16), выбираем ремень с четырьмя прокладками без прослоек (ТИП Б-820).

9. По формуле 4.11. определяем допускаемое полезное напряжение. Учитывая, что $d_1/\delta = 250/5 = 50$, по рекомендациям к формуле (4.11) принимаем $\sigma_0 = 2,3$ МПа. Назначаем коэффициенты: $C_0 = 1$; $C_\alpha = 0,96$; $C_\nu = 0,89$; $C_p = 1,0$.

Тогда $\sigma_{F_{\text{доп}}} = \sigma_0 C_0 C_\alpha C_\nu C_p = 2,3 \times 1 \times 0,96 \times 0,89 \times 1,0 = 1,96$ МПа.

10. Находим ширину ремня на основании формулы 4.12, предварительно определив окружную силу

$$F_t = P_1/v = T_1 \omega_1/v = 69,8 \times 152,8/19,1 = 558 \text{ Н;}$$

$$b \geq F_t / (\sigma_{F_{\text{доп}}} \delta) = 558 / (1,96 \times 5) = 56,9 \text{ мм.}$$

Принимаем ширину ремня $b = 63$ мм.

11. По формуле 4.14 определяем силу, действующую на вал:

$$F_r = 2F_0 \sin(\alpha_1/2) = 2 \times 567 \sin(167/2) = 1096 \text{ Н,}$$

где предварительное натяжение ремня

$$F_0 = p_0 b \delta = 1,8 \times 6 \times 35 = 567 \text{ Н.}$$

Таблица 4.17 – Значения коэффициента C_p для ременных передач от электродвигателей общепромышленного применения (выборка)

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	C_p при числе смен работы		
			1	2	3
Легкий	Ленточные конвейеры, станки токарные, сверлильные, шлифовальные	С незначительными колебаниями, кратковременная перегрузка до 120 %	1,0	0,9	0,8

Окончание таблицы 4.17

Режим работы	Тип машины	Характер нагрузки	C_p при числе смен работы		
			1	2	3
Средний	Цепные конвейеры, элеваторы, станки фрезерные и зубофрезерные	С умеренными колебаниями, кратковременная перегрузка до 150 %	0,9	0,8	0,7
Тяжелый	Конвейеры винтовые и скребковые, станки строгальные, зубодолбежные	Со значительными колебаниями, кратковременная перегрузка до 200 %	0,8	0,7	0,6
Очень тяжелый	Подъемники, экскаваторы, прессы, молоты, дробилки, ножницы	Ударная и резко неравномерная, кратковременная перегрузка до 300 %	0,7	0,6	0,5
<i>Примечание</i> — Каждому режиму работы соответствует определенный характер изменения нагрузки.					

Расчет клиноременных и поликлиноременных передач

В общем машиностроении широко применяются клиновые ремни трех типов: нормальные, узкие и поликлиновые. Размеры передач с поликлиновыми ремнями вследствие их высокой тяговой способности получаются значительно меньшими, чем с клиновыми. Однако поликлиновые ремни очень чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов. Рекомендуется, чтобы непараллельность валов в передаче не превышала 20° , а угол смещения рабочих поверхностей шкивов был не более 15° .

Общий диапазон скоростей движения ремня v для клиновых передач от 4 до 25, 40, 30 м/с — соответственно для нормальных клиновых, узких и поликлиновых ремней. Передаточное число $u \leq 7$. Малые габариты и компактность этих передач обеспечиваются преимущественно в интервале мощностей $P \leq 50$ кВт. При скорости $v < 25$ м/с коэффициент полезного действия передачи $\eta = 0,9-0,98$. При большей скорости КПД снижается вследствие аэродинамических потерь.

Клиновая форма ремня обеспечивает лучшее сцепление его со шкивом, что позволяет (по сравнению с плоскоремненной передачей) уменьшить натяжение ремня и действие сил на валы и опоры, снизить минимальные значения диаметров шкивов и повысить передаточное число.

Основными размерами клиновых ремней являются расчетная ширина b_p , по которой назначают размеры канавок шкивов, и расчетная длина L_p ремня на уровне нейтральной линии, по которой определяют межосевое расстояние.

$$a = 0,25 [(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y}], \quad (4.16)$$

где $w = 0,5 \pi (d_2 + d_1)$, $y = 0,25(d_2 - d_1)^2$; d_1 и d_2 — расчетные диаметры шкивов.

Минимальное межосевое расстояние принимают в диапазоне $a_{\min} = 0,55 (d_1 + d_2) + h_1$, где h_1 — высота профиля клина ремня.

Передачи клиновыми и поликлиновыми ремнями рассчитываются по тяговой способности и долговечности. Ограниченное число типоразмеров стандартных клиновых и поликлиновых ремней позволяет определить допускаемую мощность $P_{\text{доп}}$ для каждого типоразмера ремня, а расчеты ограничить подбором типа и числа ремней по таблицам 4.18–4.23.

Число ремней или число клиньев поликлинового ремня z :

- для клиновых $z = P / P_{\text{доп}}$;
- для поликлиновых $z = 10P / P_{\text{доп}}$,

где $P_{\text{доп}}$ — допускаемая мощность на один клиновой или поликлиновой с десятью ребрами ремень при заданных условиях работы:

$$P_{\text{доп}} = P_0 C_\alpha C_p C_L C_z. \quad (4.18)$$

Значения мощности, передаваемой в стандартных условиях одним ремнем нормального сечения, приведены в таблице 4.20, узкого сечения — в таблице 4.21, поликлиновым ремнем с десятью ребрами — в таблице 4.22.

Коэффициент C_α учитывает влияние угла обхвата α_1 малого шкива (таблица 4.24).

Коэффициент C_p , учитывающий влияние режима работы, принимают по рекомендациям, приведенным в таблице 4.17.

Коэффициент C_L , учитывающий влияние длины ремня, принимают в зависимости от отношения расчетной длины L_p ремня к базовой длине L_0 (таблица 4.25).

Коэффициент C_z , учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ремням, принимают в зависимости от числа z ремней.

z	2–3	4–6	6
C_z	0,95	0,9	0,85

Для поликлиновой ременной передачи $C_z = 1$.

Последовательность расчета клиноременной и поликлиновой передач

При известном вращающем моменте T_1 , угловых скоростях ω_1 и ω_2 , режиме работы расчет передач выполняют в следующем порядке.

1. В зависимости от вращающего момента T_1 по таблице 4.23 выбирают сечение ремня и определяют диаметр малого шкива по эмпирической формуле 4.2, приняв $K_d = 3...4$ для клиноременной передачи, $K_d = 2,5...3$ — для поликлиновой передачи и $K_d = 2,0...2,5$ — для узких клиновых ремней. При этом (в целях повышения срока службы ремней) рекомендуется применять шкивы с диаметром d_1 (из стандартного ряда — по таблице 4.14), большим $d_{1\min}$, указанного в таблице 4.23.

2. Определяют диаметр большого шкива $d_2 = d_1 \omega_1 / \omega_2$. Полученное значение округляют до ближайшего по стандартному ряду (таблица 4.14).

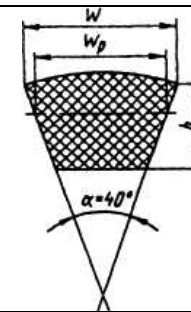
3. Уточняют угловую скорость $\omega_2 = d_1 \omega_1 (1 - \varepsilon) / d_2$ тихоходного вала, приняв коэффициент скольжения $\varepsilon = 0,01-0,02$.

4. Определяют передаточное число $u = \omega_1 / \omega_2$.

5. Находят скорость движения ремня по формуле 4.4.

Таблица 4.18 – Клиновые ремни (ГОСТ 1284.1–89, ГОСТ 1284.2–89, ГОСТ 1284.3–96)

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм			Площадь сечения A_1 , мм ²	Расчетная длина L_p , мм	Масса 1 м длины, кг	Минимальный расчетный диаметр меньшего шкива d_{h1} , мм
	W_p	W	h				
Ремни нормального сечения							
О(З)	8,5	10	6	47	400 3150	0,06	63
А(А)	11	13	8	81	560 4500	0,105	90
Б(В)	14	17	11	138	6300 7100	0,18	125



Окончание таблицы 4.18

Обозначение сечения	Размеры сечения, мм			Площадь сечения A_1 , мм ²	Расчетная длина L_p , мм	Масса 1 м длины, кг	Минимальный расчетный диаметр меньшего шкива d_{h1} , мм
	W_p	W	h				
В(С)	19	22	14	230	1250 10000	0,30	200
Г(Д)	27	32	19	476	2240 14000	0,62	315
Д(Е)	32	38	23,5	692	4000 18000	0,92	500
Е(О)	42	50	30	1170	6300 18000	1,5	800
Узкие ремни							
УО(З)	8,5	10	8	56	630 3550	0,07	—
УА(А)	11	13	10	93	800 4500	0,12	—
УБ(В)	14	17	13	159	1250 8000	0,20	—
УВ(С)	19	22	18	278	2000 8000	0,37	—

Примечания:
1. В скобках указаны обозначения ремней в международной системе.
2. L — расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии. Стандартный ряд длин L_p 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 18000, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

6. Ориентировочно назначают межосевое расстояние, принимая во внимание, что $a_{\min} = 0,55(d_2 + d_1) + h$, $a_{\max} = 2(d_1 + d_2)$ (здесь h — высота сечения ремня, принимаемая по таблицам 4.6 и 4.7).

7. По формуле 4.6 определяют длину ремня. Полученное значение округляют до ближайшего числа по стандартному ряду (см. таблицу 4.18).

8. По формуле 4.16 вычисляют окончательное значение межосевого расстояния.

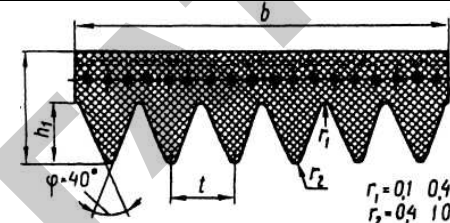
9. Определяют по формуле 4.9 угол обхвата α_1 на ведущем шкиве, значение которого должно быть в области $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

10. Определяют допускаемую мощность $P_{\text{доп}}$.

11. Находят требуемое число клиновых ремней, а число клиньев поликлиновой передачи определяют по формуле $z = 10P_1 / P_{\text{доп}}$.

Рекомендуемое и предельное число клиньев указано в таблице 4.19.

Таблица 4.19 – Технические данные поликлиновых ремней с шнуровым кордом (РТМ 3840528–74)



Сечение ремня	t , мм	h , мм	h_1 , мм	Число клиньев z	Предельное число клиньев	Длина, мм	d_1 не менее	T_1 Н·м	Масса q_{10} , кг/м
К	2,4	4,0	2,35	2–36	36	400–2000	40	40	0,09
Л	4,8	9,5	4,85	4–20	50	1250–4000	80	18–400	0,45
М	9,5	16,7	10,35	4–20	50	2000–4000	180	130	1,6

Примечания:
1. Масса 1 м ремня указана для ремней с десятью ребрами.
2. Стандартные длины поликлиновых ремней такие же, как и клиновых ремней (см. таблицу 4.18).
3. Диаметры шкивов для поликлиновых ремней выбирают из того же стандартного ряда, что и для клиновых ремней (см. таблицу 4.22).

Таблица 4.20 – Номинальная мощность P_o , кВт, передаваемая одним клиновым ремнем (ГОСТ 1284.3–80)

Сечение ремня (длина L_o , мм)	Диаметр малого шкива, d_1 , мм	Переда- точное число u	Частота вращения меньшего шкива, мин ⁻¹					
			400	700	950	1450	2000	2800
О(З) (800)	63	1,5	0,19	0,29	0,38	0,53	0,67	0,86
		3,0	0,19	0,30	0,39	0,54	0,69	0,88
	71	1,5	0,23	0,36	0,46	0,66	0,84	1,08
		3,0	0,23	0,37	0,48	0,68	0,87	1,11
	80	1,5	0,27	0,44	0,56	0,80	1,03	1,32
		3,0	0,28	0,45	0,58	0,82	1,06	1,36
	90	1,5	0,32	0,52	0,67	0,96	1,23	1,58
		3,0	0,33	0,54	0,69	0,99	1,27	1,78
	100	1,5	0,37	0,60	0,78	1,11	1,43	1,83
		3,0	0,38	0,62	0,80	1,14	1,48	1,89

Окончание таблицы 4.20

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива, d_1 , мм	Переда- точное число u	Частота вращения меньшего шкива, мин ⁻¹					
			400	700	950	1450	2000	2800
А(А) (1700)	90	1,5	0,43	0,67	0,85	1,18	1,48	1,82
		3,0	0,44	0,69	0,88	1,21	1,53	1,87
	100	1,5	0,52	0,82	1,05	1,45	1,84	2,27
		3,0	0,53	0,84	1,08	1,50	1,89	2,34
	112	1,5	0,62	0,99	1,27	1,78	2,25	2,78
		3,0	0,64	1,02	1,31	1,84	2,33	2,87
	125	1,5	0,74	1,18	1,52	2,13	2,69	3,30
		3,0	0,76	1,22	1,57	2,19	2,78	3,40
	140	1,5	0,86	1,39	1,79	2,51	3,17	3,85
		3,0	0,89	1,43	1,85	2,59	3,27	3,97
Б(В) (2240)	125	1,5	0,93	1,44	1,81	2,42	2,92	—
		3,0	0,96	1,48	1,86	2,50	3,01	—
	140	1,5	1,16	1,81	2,30	3,10	3,78	—
		3,0	1,20	1,87	2,37	3,21	3,90	—
	160	1,5	1,46	2,31	2,94	4,00	4,85	—
		3,0	1,51	2,38	3,03	4,13	5,01	—
	180	1,5	1,76	2,79	3,56	4,85	5,86	—
		3,0	1,81	2,88	3,67	5,01	6,05	—
	200	1,5	2,05	3,27	4,17	5,67	6,78	—
		3,0	2,11	3,37	4,30	5,85	6,99	—
В(С) (3750)	200	1,5	2,67	4,08	—	—	—	
		3,0	2,75	4,21	—	—	—	
	224	1,5	3,31	5,12	—	—	—	
		3,0	3,41	5,29	—	—	—	
	250	1,5	4,00	6,23	—	—	—	
		3,0	4,12	6,43	—	—	—	

Таблица 4.21 – Мощность P , кВт, передаваемая одним узким ремнем

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с				
		5	10	20	30	40
УО (1600)	63	0,95	1,50	1,85	—	—
	71	1,18	1,95	2,73	—	—
	80	1,38	2,34	3,50	—	—
	90	1,58	2,65	4,20	4,55	—
УА (2500)	90	1,56	2,57	—	—	—
	100	1,89	3,15	—	—	—
	112	2,17	3,72	5,62	—	—
	125	2,41	4,23	6,60	7,10	—
УБ (3550)	140	2,95	5,00	—	—	—
	160	3,45	5,98	9,10	—	—
	180	3,80	6,70	10,6	11,5	—
	200	4,12	7,3	11,9	13,3	—
УВ (5600)	224	5,45	9,4	14,1	—	—
	250	6,05	10,6	16,6	17,1	—
	280	6,60	11,5	18,7	20,7	—
	315	7,08	12,8	20,9	23,9	22,7

Таблица 4.22 – Мощность P_0 , кВт, передаваемая поликлиновым ремнем с десятью клиньями

Сечение ремня (длина L_0 , мм)	Диаметр малого шкива d_1 , мм	Скорость ремня v , м/с			
		5	15	25	35
К (710)	40	1,40	3,2	—	—
	45	1,55	3,6	4,9	—
	50	1,65	4,0	5,3	—
	56	1,80	4,3	5,9	—
	63	1,90	4,6	6,4	—
	71	2,00	4,9	6,9	7,6
Л (1600)	80	3,9	7,9	—	—
	90	4,5	9,7	—	—
	100	5,0	11,2	13,0	—
	112	5,5	12,7	15,3	—
	125	5,9	13,9	17,4	—
	140	6,3	15,0	19,2	17,2
М (2240)	160	6,7	16,2	21,2	20,0
	180	14,5	30,2	31,8	—
	200	16,3	35,8	40,4	—
	224	18,0	41,2	49,5	37
	250	19,7	45,0	57,0	48
	280	21,0	50,3	65,0	58
315	22,5	54,3	71,0	68	

Таблица 4.23 – Минимальные значения диаметров шкивов для передач наибольших моментов

Обозначение сечения ремня	Вращающий момент T_1 , Н·м	d_{1min} , мм
Нормального сечения		
О(З)	< 30	63
А(А)	15–60	90
Б(В)	50–150	125
В(С)	120–600	200
Узкие		
УО	< 150	63
УА	90–400	90
УБ	300–2000	140
УВ	>1500	224
Поликлиновые		
К	< 40	40
Л	18–400	80
М	>130	180

Таблица 4.24 – Значения коэффициента C_α

Ремень	Угол обхвата α_1						
	180	170	160	150	140	130	120
Клиновой	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Поликлиновой	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84	0,80

Таблица 4.25 – Значения коэффициента C_L

Ремень	L_p/L_o					
	0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
Клиновой нормального сечения	1,00	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86
Клиновой узкого сечения и поликлиновой	1,00	0,97	0,94	0,91	0,88	0,84

12. Определяют силу предварительного натяжения одного клинового ремня:

$$F_0 = [850 PC_L / (v C_\alpha C_p z)] + q v^2; \quad (4.19)$$

силу, действующую на вал,

$$F_r = 2F_0 z \sin(\alpha/2), \quad (4.20)$$

где q — масса 1 м длины ремня.

Для поликлинового ремня с числом клиньев m

$$F_0 = [850 PC_L / (v C_\alpha C_p)] + q_{10} z v^2 / 10; \quad (4.21)$$

$$F_r = 2F_0 \sin(d_1/2),$$

где q_{10} — масса 1 м длины ремня с десятью клиньями (см. таблицу 4.20).

Пример 4.3. Рассчитать клиноременную передачу по данным примера 4.2.

Решение. 1. По таблице 4.23 для $T_1 = 69,8$ Н·м выбираем сечение $Б$ и определяем диаметр малого (ведущего) шкива по формуле 4.2, приняв коэффициент $K_d = 3 \dots 4$:

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{T_1 \times 10^3} = (3 \dots 4) \sqrt[3]{69,8 \times 10^3} = 124 \dots 165 \text{ мм.}$$

Согласно рекомендациям, приведенным в таблице 4.20, принимаем $d_1 = 140$ мм.

2. Диаметр большого шкива

$$d_2 = d_1 \omega_1 / \omega_2 = 140 \times 152,8 / 54,2 \approx 395 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_2 = 400$ мм.

3. Уточняем угловую скорость тихоходного вала, принимая коэффициент скольжения $\varepsilon = 0,015$:

$$\omega_2 = d_1 \omega_1 (1 - \varepsilon) / d_2 = 140 \times 152,8 (1 - 0,015) / 400 \approx 52,7 \text{ с}^{-1}.$$

4. Передаточное число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = 152,8 / 52,7 = 2,90;$$

отклонение от заданного:

$$\Delta u = \frac{2,90 - 2,82}{2,82} 100\% = 2,8\% < 4\%.$$

5. Определяем скорость ремня:

$$v = \omega_1 d_1 / (2 \times 1000) = 152,8 \times 140 / 2000 = 10,7 \text{ м/с.}$$

6. Предварительное значение межосевого расстояния:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(140 + 400) + 11 = 308 \text{ мм,}$$

где высота h сечения B принята в соответствии с таблицей 4.18.

7. По формуле 4.6 определяем длину ремня:

$$L_p = 2a_{\min} + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{\min}} = 2 \times 308 + \frac{3,14}{2}(140 + 400) + \frac{(400 - 140)^2}{4 \times 308} = 1519 \text{ мм.}$$

По таблице 4.18 принимаем $L_p = 1600 \text{ мм.}$

8. По формуле 4.16 определяем окончательное значение межосевого расстояния:

$$a = 0,25 [(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y}] = 0,25 [(1600 - 847,8) + \sqrt{(1600 - 847,8)^2 - 8 \times 16900}] = 352 \text{ мм,}$$

где $w = 0,5\pi(d_2 + d_1) = 0,5 \times 3,14(400 + 140) = 847,8 \text{ мм;}$

$$y = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25(400 - 140)^2 = 16900 \text{ мм}^2.$$

9. По таблице 4.20 интерполированием находим значение мощности $P_0 = 2,81 \text{ кВт}$, определяем коэффициенты: $C_\alpha = 0,88$ для угла обхвата $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a = 180^\circ - 57^\circ(400 - 140)/352 = 138^\circ$;

$C_p = 1$; $C_L = 0,965$ для $L_p/L_0 = 1600/2240 = 0,71$; принимаем $C_z = 0,9$.

Тогда допускаемая мощность на один клиновый ремень, определяемая по формуле 4.18, составит:

$$P_{\text{доп}} = P_0 C_\alpha C_p C_L C_z = 2,81 \times 0,88 \times 1 \times 0,965 \times 0,9 = 2,15 \text{ кВт.}$$

10. По формуле 4.15 находим требуемое число клиновых ремней:

$$z = P/P_{\text{доп}} = 10,66/2,15 = 4,96,$$

где $P_1 = T_1 \omega_1 = 69,8 \times 152,8 = 10\,660 \text{ Вт} = 10,66 \text{ кВт}$. Принимаем $z = 5$.

11. По формуле 4.19 определяем силу предварительного натяжения одного ремня:

$$F_0 = [850 P C_L / v C_\alpha C_p z] + qv^2 = [850 \times 10,66 \times 0,965 / (10,7 \times 0,88 \times 5)] + 0,18 \times 10,7^2 = 206 \text{ Н,}$$

где $q = 0,18 \text{ кг/м}$ (таблица 4.18), по формуле 4.20 силу, действующую на валы, $F_r = 2F_0 \cdot z \cdot \sin(\alpha_1/2) = 2 \times 206 \times 5 \sin(138^\circ/2) = 1820 \text{ Н.}$

Пример 4.4. Рассчитать поликлиновую передачу по данным примера 4.2.

Решение. 1. По таблице 4.23 для $T_1 = 69,8 \text{ Н}\cdot\text{м}$ выбираем сечение Л поликлинового ремня и определяем диаметр малого (ведущего) шкива по формуле 4.2, приняв коэффициент $k_d = 2,5 \dots 3$:

$$d_1 = k_d \sqrt[3]{T_1 \times 10^3} = 2,5 - 3 \sqrt[3]{69,8 \times 10^3} = 103 \dots 124 \text{ мм.}$$

Согласно рекомендациям, приведенным в таблице 4.22, принимаем $d_1 = 112 \text{ мм.}$

2. Диаметр большого шкива

$$d_2 = d_1 \omega_1 / \omega_2 = 112 \times 152,8 / 54,2 \approx 316 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_2 = 315 \text{ мм.}$

3. Уточняем угловую скорость тихоходного вала, принимая коэффициент скольжения $\varepsilon = 0,015$:

$$\omega_2 = d_1 \omega_1 (1 - \varepsilon) / d_2 = 112 \times 152,8 (1 - 0,015) / 315 = 53,5 \text{ с}^{-1}.$$

4. Передаточное число

$$u = \omega_1 / \omega_2 = 152,8 / 53,5 = 2,86.$$

Отклонение от заданного:

$$\Delta u = \frac{2,86 - 2,82}{2,82} 100\% = 1,4\% < 4\%.$$

5. По формуле 4.4 определяем скорость ремня:

$$v = \omega_1 d_1 / 2 \times 1000 = 152,8 \times 112 / 2 \times 1000 = 8,56 \text{ м/с.}$$

6. Ориентировочно определяем межосевое расстояние:

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h = 0,55(112 + 315) + 9,5 = 245 \text{ мм.}$$

7. По формуле 4.6 определяем длину ремня:

$$L_p = 2a_{\min} + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{\min}} = 2 \cdot 245 + \frac{3,14}{2}(112 + 315) + \frac{(315 - 112)^2}{4 \cdot 245} = 1202 \text{ мм}$$

По таблице 4.18 принимаем $L_p = 1250 \text{ мм.}$

8. По формуле 4.16 определяем окончательное значение межосевого расстояния:

$$a = 0,25 \left[(L_p - w) + \sqrt{(L_p - w)^2 - 8y} \right] = 0,25 \left[(1250 - 670,39) + \sqrt{(1250 - 670,39)^2 - 8 \times 10302} \right] = 270,78 \text{ мм},$$

где $w = 0,5\pi(d_1 + d_2) = 0,5 \times 3,14(112 + 315) = 670,39 \text{ мм}$,

$$y = 0,25(d_2 - d_1)^2 = 0,25(315 - 112)^2 = 10\,302 \text{ мм}^2.$$

9. По таблице 4.22 находим значение мощности $P_0 = 6,16 \text{ кВт}$, передаваемой поликлиновым ремнем с десятью клиньями.

Определяем угол обхвата:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1) / a = 180^\circ - 57^\circ (315 - 112) / 270,78 = 137^\circ.$$

Тогда коэффициент $C_\alpha = 0,88$.

Для $L_p / L_o = 1250 / 1600 = 0,78$. Согласно таблице 4.25 $C_L = 0,945$; $C_p = 1$; $C_z = 1$

12. Определяем допустимую мощность, передаваемую поликлиновидным ремнем с десятью клиньями по формуле 4.18:

$$P_{\text{доп}} = P_0 C_\alpha C_p C_L C_z = 6,16 \times 0,88 \times 1 \times 0,945 \times 1 = 5,12 \text{ кВт}.$$

11. Находим требуемое число клиньев в ремне:

$$z = \frac{10P_1}{P_{\text{доп}}} = \frac{10 \times 10,66}{5,12} = 20,8,$$

где $P_1 = T_1 \omega_1 = 69,8 \times 152,8 = 10\,660 \text{ Вт} = 10,66 \text{ кВт}$.

Принимаем число клиньев в ремне $z = 21$.

12. По формуле 4.21 определяем силу предварительного натяжения ремня:

$$F_0 = (850PC_L / vC_\alpha C_p) + q_{10}zv^2 / 10 = (850 \times 10,66 \times 0,945 / 8,56 \times 0,88 \times 1,0) + 0,45 \times 21 \times 8,56^2 / 10 = 1206 \text{ Н},$$

где $q_{10} = 0,45 \text{ кг/м}$ (по таблице 4.19).

По формуле 4.20 определяем силу, действующую на валы:

$$F_r = 2F_0 \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \times 1206 \times \sin \frac{137^\circ}{2} = 2244 \text{ Н}.$$

Проектирование цепных передач

Цепную передачу относят к передачам зацеплением с гибкой связью. Она состоит из ведущей и ведомой звездочек, огибаемых цепью (рисунок 4.17). Кроме этих основных элементов, большинство конструкций цепных передач имеют натяжные и смазочные устройства, картеры и ограждения.

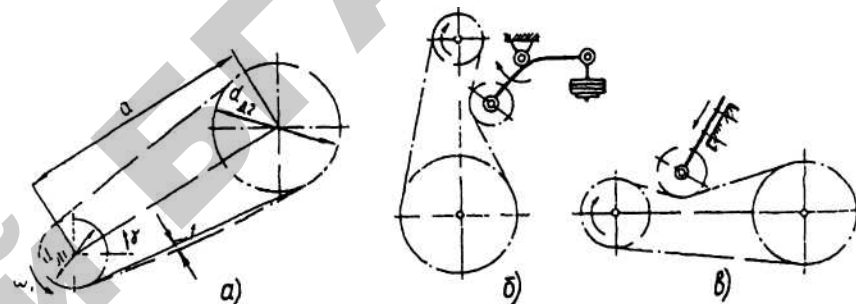


Рисунок 4.17 — Цепная передача:

- а) — наклонная без натяжной звездочки;
- б) — вертикальная с автоматическим натяжением цепи;
- в) — горизонтальная с периодическим натяжением цепи

Принцип зацепления на котором работает цепная передача, не требует предварительного натяжения цепи, в связи с чем уменьшается нагрузка на валы и опоры, а также повышается КПД передачи (до 0,98).

Угол обхвата звездочки цепью не имеет столь решающего значения, как угол обхвата шкива ремнем. Поэтому цепные передачи могут надежно работать при малых межцентровых расстояниях ($a \geq (d_1 + d_2) / 2 + 30 \dots 50 \text{ мм}$) и при больших передаточных числах ($u \leq 8$). По сравнению с ременными передачами цепные более компактны, могут передавать мощность до 120 кВт при окружных скоростях $v \leq 15 \text{ м/с}$, а также передавать момент вращения от одного ведущего вала нескольким ведомым, в том числе с противоположным направлением вращения.

В многоступенчатых приводах машин цепные передачи устанавливают, как правило, на тихоходной ступени, т.е. после редуктора. Возможна установка цепной передачи и на быстроходной ступени (от электродвигателя к приемному валу передаточного механизма или машины). При этом к передаче предъявляются требования компактности и высокой работоспособности. Таким услови-

ям наилучшим образом удовлетворяют роликовые цепи типа ПР с шагом $t = 12,7-25,4$ мм.

Проектирование цепных передач обусловлено, в первую очередь, правильным выбором типоразмера цепи, ее шага t . Основным критерием работоспособности цепи является долговечность цепи, определяемая износостойкостью шарнира звена по условию допускаемого среднего давления $p \leq [p]$. Долговечность приводных цепей по изнашиванию составляет 8–10 тыс. часов работы.

Расчет и выбор параметров цепной передачи

1. Выбирают тип цепи, определяют ее шаг t , мм:

$$t \geq 2,8 \times \sqrt[3]{\frac{10^3 \times T_1 K_3}{z_1 [\rho] m_p}}, \quad (4.22)$$

где T_1 — вращающий момент на валу малой звездочки, Н·м;

m_p — число рядов цепи.

Число зубьев малой звездочки z_1 выбирают в зависимости от передаточного числа u ; рекомендуемое значение $z_1 = 31 - 2u$; минимальное — $z_{min} = 17$.

Число зубьев ведомой звездочки $z_2 = uz_1$ (принимать четное число). Во избежание соскакивания цепи ограничивают $z_2 \leq 120$.

Коэффициент эксплуатации

$$K_3 = K K_a K_c K_\gamma K_p K_{рег}, \quad (4.23)$$

где K — коэффициент, учитывающий характер нагрузки (при спокойной нагрузке $K = 1$, при толчках $K = 1,2-1,5$);

K_a — коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния ($K_a = 1$ при $a = (30-50)t$, $K_a = 0,8$ при $a = (60-80)t$);

K_c — коэффициент вида смазывания (при смазывании погружением $K_c = 0,8$ при капельном смазывании, $K_c = 1$, при периодическом смазывании $K_c = 1,5$);

K_γ — коэффициент наклона линии центров звездочек к горизонту (при $\gamma \leq 60^\circ$ $K_\gamma = 1$, при $\gamma > 60^\circ$ $K_\gamma = 1,25$);

K_p — коэффициент режима работы (при односменной работе $K_p = 1$, при двухсменной — $K_p = 1,25$, при трехсменной — $K_p = 1,5$);

$K_{рег}$ — коэффициент способа регулирования натяжения цепи (при регулировании натяжными звездочками $K_{рег} = 1$, при периодическом регулировании $K_{рег} = 1,15$, при нерегулируемой передаче $K_{рег} = 1,25$).

Полученное по формуле 4.24 значение шага цепи t округляют до ближайшего стандартного по таблице 4.26.

2. Выбранную стандартную цепь проверяют на прочность, определяя коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{F_p}{F_t K + F_{ц} + F_f}, \quad (4.24)$$

где F_p — разрушающая нагрузка, Н (см. таблицу 4.26);

F_t — окружная сила, Н;

K — коэффициент, учитывающий изменение нагрузки (или динамический коэффициент); его значение дано выше, в пояснении к формуле 4.23;

$F_{ц} = qv^2$ — нагрузка от центробежных сил,

где q — масса 1 м цепи, кг;

v — скорость цепи, м/с).

F_f — сила от провисания цепи, Н:

$$F_f = 9,81 k_f q a., \quad (4.25)$$

Здесь коэффициент $K_f = 1 + 5(90^\circ - \gamma) / 90^\circ$ ($K_f = 1$ при вертикальном расположении передачи и $K_f = 6$ — при горизонтальном), при $\gamma = 40^\circ$ — $K_f = 3$. Коэффициент S должен быть больше нормативного значения $[S]$ (таблица 4.28).

Таблица 4.26 – Цепи приводные роликовые (по ГОСТ 13568–75)

Типоразмер цепи	тип ПР								Размеры в мм		
	t	b_1	d_2	$d_1 d_4$	h^* , не более	b_7 , не более	b , не более	A	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг	
ПР-15,875-23	15,875	9,65	5,08	10,16	14,8	24	13	54,8	23,0	1,00	
ПР-19,05-31,8	19,05	12,70	5,94	11,91	18,2	33	18	105,8	31,8	1,90	
ПР-25,4-60	25,4	15,88	7,92	15,88	24,2	39	22	179,7	60,0	2,60	

Окончание таблицы 4.26

Типоразмер цепи	t	b_1	d_2	$d_1 d_4$	h^* , не более	b_7 , не более	b , не более	A	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Масса 1 м цепи, кг
ПР-31,75-89	31,75	19,05	9,53	19,05	30,2	46	24	262	89,0	3,80
ПР-38,1-127	38,1	25,40	11,10	22,23	36,2	58	30	394	127,0	5,50
ПР-44,45-172,4	44,45	25,40	12,70	25,70	42,4	62	34	473	172,4	7,50
2ПР-15,875-5,4	15,875	9,65	5,08	10,16	14,80	41	13	140	45,4	1,9
2ПР-19,05-64	19,05	12,70	5,96	11,91	18,08	53,4	17,75	211	64,0	2,9
2ПР-25,4-114	25,4	15,88	7,92	15,88	24,20	68	22	359	114,0	5,0
2ПР-31,75-177	31,75	19,05	9,53	19,05	30,20	82	24	524	177,0	7,3
2ПР-38,1-254	38,1	25,40	11,10	22,23	36,20	104	30	788	254,0	11,0
2ПР-44,45-344	44,45	25,40	12,70	25,40	42,24	110	34	946	344,8	14,4

* h — ширина звена для типа ПР и 2ПР.

Таблица 4.27 – Допускаемое среднее давление p , МПа, в шарнирах роликовых (втулочных) цепей

Шаг цепи t , мм	$[p]$, МПа, при частоте вращения меньшей звездочки n_1 , мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7–15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05–25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75–38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	–

Для уменьшения динамических нагрузок на цепь и звездочки в открытых передачах ограничивают скорость цепи: $v < 7$ м/с, чтобы частота вращения ведущей звездочки не превышала (см. таблицу 6.21) рекомендуемое значение:

$$v = z_1 t n_1 / (60 \times 1000), \quad (4.26)$$

где z_1 — число зубьев ведущей звездочки;

t — шаг цепи, мм;

n_1 — частота вращения ведущей звездочки, мин⁻¹.

Таблица 4.28 – Нормативный средний коэффициент запаса прочности $[S]$ для приводных роликовых цепей ПРЛ и ПР (при $z_1 = 17$)

Шаг цепи t , мм	Частота вращения n_1 меньшей звездочки, мин ⁻¹								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
25,4	7,3	7,6	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	12	13,0	15,0
38,1	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,9	14	—
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	13,6	—	—

Таблица 4.29 – Предельные частоты вращения ведущей звездочки, мин⁻¹

Число зубьев ведущей звездочки z_1	Значение частоты вращения звездочки $n_{1\text{пред}}$, мин ⁻¹ , при шаге цепи t , мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
20	2780	2000	1520	1000	725	540	430	350
25	2900	2070	1580	1030	750	560	445	365
30	3000	2150	1640	1070	780	580	460	375

При выборе шага цепи необходимо учитывать, что с его увеличением повышаются динамические нагрузки и шум при работе передачи, уменьшается плавность ее работы. Поэтому при больших скоростях нужно стремиться принимать (в пределах требуемой прочности) возможно меньший шаг цепи.

3. Определяют предварительно значение межосевого расстояния a (мм), выраженное в шагах из условия:

$$a = (30 \dots 50) t \quad (4.27)$$

при числе звеньев в цепи

$$L_t = 2a_t + 0,5z_2 + \Delta^2 / a_t, \quad (4.28)$$

где $L_t = L/t$ — длина цепи в шагах;

$$a_t = a/t;$$

$$z_{\Sigma} = z_1 + z_2;$$

$$\Delta = (z_2 - z_1)/2\pi.$$

Число звеньев L_t рекомендуется принимать четным, тогда отпадает необходимость в использовании переходных звеньев, которые по прочности уступают основным.

Уточняют межосевое расстояние a (мм) по формуле:

$$a = 0,25t \left[L_t - 0,5z_{\Sigma} + \sqrt{(L_t - 0,5z_{\Sigma})^2 - 8\Delta^2} \right]. \quad (4.29)$$

Так как холостая ветвь цепи должна свободно провисать на величину $f \approx 0,01a$, при монтаже цепной передачи предусматривается возможность уменьшения a , т. е. значение монтажного межосевого расстояния уменьшается на 0,2–0,4 %.

4. Определяют окружную силу F_t (Н) на звездочке, равную тяговой силе на ведущей ветви:

$$F_t = P/v, \quad (4.30)$$

где P — мощность, кВт; v — скорость цепи, м/с.

5. Определяют приближенно нагрузку на валы и опоры по формуле

$$F_r = 1,15F_t. \quad (4.31)$$

6. Проверяют значение давления (износостойкость) цепи по формуле

$$P = F_t K_3 / S_{\text{оп}} \leq [p], \quad (4.32)$$

где $S_{\text{оп}} = mA_{\text{оп}}$;

$A_{\text{оп}} = d_2 b_1 = (0,25-0,28)t^2$ — площадь проекции опорной поверхности шарнира (d_2 и b_1 — параметры цепи, см. таблицу 4.26);

K_3 вычисляют по формуле 4.23;

$[p]$ определяют по таблице 4.27.

Рекомендации по монтажу цепных передач. Ведомую ветвь цепи рекомендуется располагать внизу (во избежание подхватывания ее звеньями ведущей звездочки).

В процессе работы происходит изнашивание цепи. Стрела провисания f ведомой ветви увеличивается. Для передач с углом наклона $\gamma = 40^\circ$ к горизонту $f \leq 0,02a$, при $\gamma > 40^\circ$ $f \leq 0,015a$, где a — межосевое расстояние. Цепь удлиняется. Для компенсации удлинения опоры одного из валов выполняют передвижной. Если это сделать невозможно, то применяют натяжные устройства. Натяжные

устройства рекомендуется устанавливать на ведомую ветвь цепи. Звездочка натяжного устройства должна входить в зацепление не менее чем с тремя звеньями цепи. Диаметр натяжной звездочки рекомендуется принимать равным или несколько большим диаметра ведущей звездочки.

Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большей вытяжке цепи два ее звена удаляют.

Поскольку цепь в поперечном сечении не обладает гибкостью, валы цепной передачи должны быть параллельны, а звездочки установлены в одной плоскости. Для сопряжения звездочек с валом используют шпоночные или шлицевые соединения. На концевых участках валов посадку звездочек целесообразно осуществлять на конус, особенно для тяжело нагруженных передач. Осевое фиксирование звездочки выполняется так же, как и зубчатых колес. Применение трех- и четырехрядных цепей нежелательно, так как они дороги и требуют повышенной точности изготовления звездочек и монтажа передачи.

При проектировании цепной передачи следует одновременно разрабатывать и конструкцию смазочного устройства. При скоростях $v < 2$ м/с указываются рекомендации по периодичности и видам смазывания. Если скорость цепи $v = 2-4$ м/с, то можно применять капельную систему смазывания (5–15 капель в минуту) с помощью масленок-капельниц. При скоростях цепей $v > 4$ м/с применяют смазывание погружением или струйное.

Пример 6.5. Рассчитать цепную передачу роликовой цепью в системе привода от редуктора к цепному конвейеру по следующим исходным данным: $T_1 = 218$ Н·м, $n_1 = 451,9$ мин⁻¹, $n_2 = 225,9$ мин⁻¹, угол наклона передачи к горизонту $\gamma = 45^\circ$, работа двухсменная.

1. Число зубьев малой звездочки

$$z_1 = 31 - 2u = 31 - 2 \times 2 = 27,$$

$$\text{где } u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{451,9}{225,9} = 2,0.$$

$$\text{Тогда } z_2 = z_1 \times 2 = 27 \times 2 = 54.$$

2. Находим ориентировочное значение шага цепи по формуле 4.22, принимая число рядов цепи $m_p = 1$:

$$t \geq 2,83 \sqrt{\frac{10^3 T_1 K_a}{z_1 [p] m_p}} = 2,83 \sqrt{\frac{10^3 \times 218 \times 1,25}{27 \times 25 \times 1}} = 20,69 \text{ мм},$$

где коэффициент эксплуатации определяем по формуле 4.23:

$$K_a = K K_a K_c K_\gamma K_p K_{pez} = 1 \times 1 \times 0,8 \times 1 \times 1,25 \times 1,25 = 1,25.$$

Принимаем $K = 1$ (нагрузка спокойная), $K_a = 1$ при оптимальном межосевом расстоянии, $K_c = 0,8$ при смазывании цепи погружением, $K_\gamma = 1$ при $\gamma \leq 60^\circ$, $K_p = 1,25$ при двухсменной работе, $K_{pez} = 1,25$ при нерегулируемой передаче. $[p] = 25$ МПа для цепи с шагом 19–25 мм при $n_1 = 451,9 \text{ мин}^{-1}$ (принимаем по таблице 4.27).

По таблице 4.26 принимаем ближайший больший стандартный шаг цепи $t = 25,4$ мм и выбираем по стандарту роликовую цепь ПР-25,4-60 с разрушающей нагрузкой $F_p = 60$ кН, массой 1 м цепи 2,60 кг, площадью проекции опорной поверхности шарнира $A_{оп} = 179,7 \text{ мм}^2$.

1. Проверяем цепь по двум показателям:

а) по частоте вращения. По таблице 4.29 допустимая для цепи с шагом 25,4 мм частота вращения $[n_1] \approx 1050 \text{ мин}^{-1}$. Условие $n_1 < [n_1]$ выполняется;

б) по давлению в шарнирах. По таблице 4.27 для данной цепи при $n_1 = 451,9 \text{ мин}^{-1}$ значение $[p] = 25$ МПа.

Расчетное давление определяем по формуле 4.31:

$$P = F_t \frac{K_a}{S_{оп}} = \frac{1996,1 \times 1,25}{179,7} = 13,86 \text{ МПа},$$

где $F_t = \frac{P_1}{v} = \frac{10320}{5,17} = 1996,1 \text{ Н};$

– передаваемая мощность $P_1 = \frac{T_1 n_1}{9550} = \frac{218 \times 451,9}{9550} = 10,32 \text{ кВт};$

– скорость цепи $V = \frac{z_1 t n_1}{60 \times 10^3} = 5,17 \text{ м/с};$

$S_{оп} = m \times A_{оп} = 179,7 \text{ мм}^2.$

Условие $p \leq [p]$ выполняется.

2. По формуле 4.27 определяем предварительное значение межосевого расстояния:

принимаем $a = 800$ мм.

По формуле 4.28 определяем число звеньев цепи:

$$L_t = 2a_t + 0,5z_\Sigma + \frac{\Delta^2}{a_t} = 2 \times 31,5 + 0,5 \times 81 + \frac{4,3^2}{31,5} = 104,1;$$

$$Z_\Sigma = Z_1 + Z_2 = 27 + 54 = 81,$$

где $a_t = \frac{a}{t} = \frac{800}{25,4} = 31,5;$

$$\Delta = \frac{(z_2 - z_1)}{2\pi} = \frac{54 - 27}{3 \times 3,14} = 4,3.$$

Принимаем четное число звеньев $L_t = 104$. Межосевое расстояние уточняем по формуле 4.29:

$$a = 0,25t \left[L_t - 0,5z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0,5z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2} \right] = 0,25 \cdot 25,4 \times \\ \times \left[104 - 0,5 \times 81 + \sqrt{(104 - 0,5 \times 81)^2 - 8 \times 4,3^2} \right] = 799 \text{ мм}.$$

Для свободного провисания цепи предусматриваем возможность уменьшения межосевого расстояния на 0,4%, т. е. на $799 \times 0,004 = 3,2$ мм.

Назначаем $a = 796$ мм.

4. По формуле 4.31 определяем нагрузку на валы:

$$F_r = 1,15F_t = 1,15 \times 1996,1 = 2296 \text{ Н}.$$

5. По формуле 4.24 вычисляем коэффициент запаса прочности цепи:

$$S = \frac{F_p}{F_t K + F_u + F_f} = \frac{60000}{1996,1 \cdot 1 + 69,5 + 71,06} = 28,$$

где нагрузка от центробежных сил

$$F_u = qv^2 = 2,6 \cdot 5,17^2 = 69,5 \text{ Н};$$

нагрузка от провисания цепи

$$F_f = 9,81K_f q a = 9,81 \times 3,5 \times 2,6 \times 0,796 = 71,06 \text{ Н},$$

где $K_f = 1 + 5(90^\circ - \gamma)/90^\circ = 3,5.$

По таблице 4.28 интерполированием находим значение нормативного коэффициента запаса прочности $[S] = 9,8$.

Следовательно, условие $S > [S]$ выполнено.

6. Определяем диаметры делительных окружностей звездочек:

$$d_{\partial 1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{27}} = 218,8 \text{ мм}$$

$$d_{\partial 2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{25,4}{\sin \frac{180^\circ}{54}} = 436,8 \text{ мм}$$

Указания о порядке выполнения контрольной работы для студентов заочной формы обучения

Контрольная работа состоит из пяти задач. Задача 1 – по разделу «Статическое взаимодействие элементов конструкций», задачи 2 и 3 – по разделу «Основы оценки внутреннего состояния элементов конструкций», задача 4 – по разделу «Основы построения и исследования механизмов», задача 5 – по разделу «Основы расчета и конструирования деталей машин». Рекомендуется приступать к выполнению контрольной работы после изучения соответствующих разделов курса.

Перед решением задачи необходимо выписать ее условие (полностью) с числовыми данными, представить эскиз или схему. Решение задачи должно сопровождаться краткими пояснениями, ссылками на литературные источники.

В задачах 1, 2, 3, 4 **номер схемы** выбирают по **последней** цифре, а номер **варианта** – по **предпоследней** цифре номера зачетной книжки студента.

В задаче 5 **номер задания** выбирают по последней цифре, а номер **варианта** – по предпоследней цифре номера зачетной книжки студента.

Цифра 0 соответствует номеру 10 и варианту 10.

БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Факультет _____

Кафедра «Сопротивление материалов и детали машин»

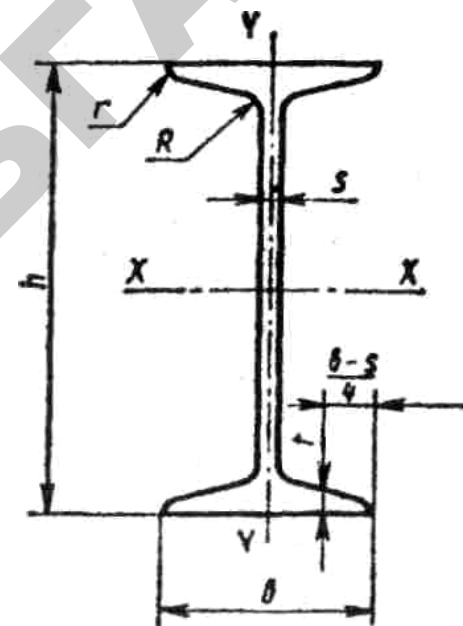
Контрольная работа по механике

Выполнил студент _____
группа _____
Преподаватель _____

200 г.

Сортамент прокатной стали

Сталь горячекатаная. Балки двутавровые. ГОСТ 8239–89



Обозначения:

h — высота двутавра;

b — ширина полки;

s — толщина стенки;

t — средняя толщина полки;

R — радиус внутреннего закругления;

r — радиус закругления полки.

Номер дву- тавра	Размеры						Пло- щадь попе- речного сечения, см ²	Масса 1м, кг	Справочные значения для осей						
	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>s</i>	<i>t</i>	<i>R</i>	<i>r</i>			X - X				Y - Y		
	мм								<i>I_x</i> , см ⁴	<i>W_x</i> , см ³	<i>i_x</i> , см	<i>S_x</i> , см ³	<i>I_y</i> , см ⁴	<i>W_y</i> , см ³	<i>i_y</i> , см
10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0	14,7	11,50	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0	17,4	13,70	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,50	1,55
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5	20,2	15,90	873	109,0	6,57	62,3	58,6	14,50	1,70
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5	23,4	18,40	1290	143,0	7,42	81,4	82,6	18,40	1,88
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0	26,8	21,00	1840	184,0	8,28	104,0	115,0	23,10	2,07
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0	30,6	24,00	2550	232,0	9,13	131,0	157,0	28,60	2,27
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0	34,8	27,30	3460	289,0	9,97	163,0	198,0	34,50	2,37
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5	40,2	31,50	5010	371,0	11,20	210,0	260,0	41,50	2,54
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0	46,5	36,50	7080	472,0	12,30	268,0	337,0	49,90	2,69
33	330	140	7,0	11,2	13,0	5,0	53,8	42,20	9840	597,0	13,50	339,0	419,0	59,90	2,79
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0	61,9	48,60	13380	743,0	14,70	423,0	516,0	71,10	2,89
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0	72,6	57,00	19062	953,0	16,20	545,0	667,0	86,10	3,03
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0	87,7	66,50	27696	1231,0	18,10	708,0	808,0	101,00	3,09
50	500	170	10,0	15,2	17,0	7,0	100,0	78,50	39727	1589,0	19,90	919,0	1043,0	123,00	3,23
55	550	180	11,0	16,5	18,0	7,0	118,0	92,60	55962	2035,0	21,80	1181,0	1356,0	151,00	3,39
60	600	190	12,0	17,8	20,0	8,0	138,0	108,00	76806	2560,0	23,60	1491,0	1725,0	182,00	3,54

103

103

Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии А4

Номи- нальная мощность <i>P_н</i> , Вт	Синхронная частота вращения, мин ⁻¹							
	3000		1500		1000		750	
	Тип двигателя, 4А	<i>n_с</i> (<i>d</i>) _с	Тип двигателя, 4А	<i>n_с</i> (<i>d</i>) _с	Тип двигателя, 4А	<i>n_с</i> (<i>d</i>) _с	Тип двигателя, 4А	<i>n_с</i> (<i>d</i>) _с
0,25×10 ³	AM56B2Y3	2760(11)	AM63A4Y3	1370(14)	AM63B6Y3	890(14)	M71B8Y3	680(19)
0,37×10 ³	AM63A2Y3	2740(14)	AM63B4Y3	1365(14)	M71A6Y3	910(19)	M80A8Y3	675(22)
0,55×10 ³	AM63B2Y3	2710(14)	M471A4Y3	1390(19)	M71B6Y3	900(19)	M80B8Y3	700(22)
0,75×10 ³	M71A2Y3	2840(19)	M71B4Y3	1390(19)	M80A6Y3	915(22)	M90LA8Y3	700(24)
1,10×10 ³	M71B2Y3	2810(19)	M80A4Y3	1420(19)	M80B6Y3	920(22)	M90LB8Y3	700(24)
1,50×10 ³	M80A2Y3	2850(22)	M80B4Y3	1415(22)	M90L6Y3	935(24)	M100L8Y3	700(28)
2,2×10 ³	M80B2Y3	2850(22)	M90L4Y3	1425(22)	M100L6Y3	950(28)	M112MA8Y3	700(32)
3,0×10 ³	M90L2Y3	2840(24)	M100S4Y3	1435(24)	M112MA6Y3	955(32)	M112MB8Y3	700(32)
4,0×10 ³	M100S2Y3	2880(28)	M100L4Y3	1430(28)	M112MB6Y3	950(32)	M132S8Y3	720(36)
5,5×10 ³	M100L2Y3	2880(28)	M112M4Y3	1445(28)	M132S6Y3	965(36)	M132M8Y3	720(36)
7,5×10 ³	M112M2Y3	2900(32)	M132S4Y3	1455(32)	M132M6Y3	970(36)	M160S8Y3	730(42)
11,0×10 ³	M132M2Y3	2930(36)	M1M2M4Y3	1450(36)	M160S6Y3	970(42)	M160M8Y3	730(42)
15,0×10 ³	M160S2Y3	2930(42)	M160S4Y3	1460(42)	M160M6Y3	970(42)	M180M8Y3	730(42)

Примечание - 1 — структура обозначения типоразмера двигателя; 2 — порядковый номер серии; А — вид двигателя — асинхронный; А — станица и щиты двигателя алюминиевые (отсутствие знака означает, что станица и щиты чугунные или стальные); М — модернизированный; двух- или трехзначное число — высота оси вращения ротора; А, В — длина сердечника статора; L, S, M — установочный размер по длине станицы; 2, 4, 6, 8 — число полюсов; V3 — климатическое исполнение и категория размещения (для работы в зонах с умеренным климатом).

104

ЛИТЕРАТУРА

Для заметок

1. Прикладная механика: учеб. пособие / А.Т. Скойбеда [и др.]; под общ. ред. А.Т. Скойбеда. – Минск : Вышэйшая школа, 1997. — 521 с.
2. *Иосилевич, Г.Б.* Прикладная механика : учеб. пособие для вузов / Г.Б. Иосилевич, Г.Б. Строганов, Г.С. Маслов. – Москва : Высшая школа, 1989. – 575 с.
3. Прикладная механика. Лекционный материал по 1 и 2 разделам для агроинженеров немеханических специальностей / сост.: А.Н. Шинкевич, С.С. Томило. – Минск : БГАТУ, 2004. — 142 с.
4. *Тарг, С.М.* Краткий курс теоретической механики: учебник для вузов / С.М. Тарг. – Москва: Наука, 1998. – 384 с.
5. *Подскребко, М.Д.* Сопротивление материалов: учебник для вузов / М.Д. Подскребко. – Минск : Вышэйшая школа, 2007. — 564 с.
6. *Артоболевский, И.И.* Теория механизмов и машин / И.И. Артоболевский. – М.: Машиностроение, 1975. — 639 с.
7. *Артоболевский, И.И.* Сборник задач по теории механизмов и машин / И.И. Артоболевский, Б.В. Эдельштейн. – М.: Машиностроение, 1975. — 256 с.
8. *Николаенко, В.Л.* Механика : учеб. пособие. В 2 ч. / В.Л. Николаенко. – Минск : БНТУ, 2007. — 435 с.
9. *Соколовская, В.П.* Механика. Практикум по решению задач: учеб. пособие / В.П. Соколовская. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. — 315 с.
10. Прикладная механика: сборник задач для специальности С030200 «Электрификация и автоматизация сельского хозяйства». В 2 ч. Ч. 1 / сост.: А.Н. Шинкевич, А.Н. Орда, С.С. Томило. – Минск, 2001. — 113 с.
11. Задания по расчетно-графическим работам курса «Прикладная механика» / М.Д. Подскребко [и др.]. – Минск, 1995. — 42 с.
12. Детали машин и основы проектирования / под ред. М.Н. Ерохина. — М.: Колос С, 2004. — 462 с.
13. Расчеты деталей машин: справ. пособие / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцев. — 3-е изд, перераб. и доп. — Мн.: Вышэйшая школа, 1986. — 400 с.
14. *Чернилевский, Д.В.* Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования / Д.В. Чернилевский. — М., 2002. — 518 с.

Для заметок

Учебное издание

Механика

Учебно-методическое пособие

Составители:

Жаркова Лилия Сергеевна
Основин Виктор Николаевич
Оскирко Александр Иванович
Жаркова Наталья Николаевна

Ответственный за выпуск *В.Н. Основин*
Редактор, корректор *Н.А. Антипович*
Компьютерная верстка *Ю.П. Каминская*

Подписано в печать 28.07.2009 г. Формат 60×84¹/₁₆.
Бумага офсетная. Гарнитура Times New Roman. Ризография.
Усл. печ. л. 6,28. Уч.-изд. л. 4,9. Тираж 168 экз. Заказ 651.

Издатель и полиграфическое исполнение
Белорусский государственный аграрный технический университет
ЛИ № 02330/0131734 от 10.02.2006. ЛП № 02330/0131656 от 02.02.2006.
Пр-т Независимости, 99, к. 2, 220023, г. Минск.