

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

МЕХАНИКА МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ

*Методические рекомендации к управляемой
самостоятельной работе для студентов специальности
1-54 01 02 «Методы и приборы контроля качества
и диагностики состояния объектов»
очной формы обучения*



Могилев 2022

УДК 62-2
ББК 34.44
М 74

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин»
«30» августа 2022 г., протокол № 1

Составитель канд. техн. наук, доц. А. П. Прудников

Рецензент канд. техн. наук, доц. М. Н. Миронова

Изложены краткие теоретические сведения и приведены примеры решения задач к управляемой самостоятельной работе.

Учебно-методическое издание

МЕХАНИКА МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	Т. А. Рыжикова
Компьютерная верстка	М. М. Дударева

Подписано в печать 11.10.2022 . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 2,09 . Уч.-изд. л. 2,19 . Тираж 26 экз. Заказ № 883.

Издатель и полиграфическое исполнение:
Межгосударственное образовательное учреждение высшего образования
«Белорусско-Российский университет».
Свидетельство о государственной регистрации издателя,
изготовителя, распространителя печатных изданий
№ 1/156 от 07.03.2019.
Пр-т Мира, 43, 212022, г. Могилев.

© Белорусско-Российский
университет, 2022

Содержание

Введение.....	4
1 Определение сил, действующих на тело (РГР № 1).....	5
2 Расчет геометрических характеристик сечения (РГР № 2)	8
3 Построение эпюр при растяжении-сжатии (РГР № 3)	11
4 Построение эпюр при изгибе (РГР № 4).....	14
5 Расчет стержней на устойчивость (РГР № 5).....	15
6 Расчет статически неопределимых систем (РГР № 6)	19
7 Силовой анализ рычажных механизмов (РГР № 7).....	22
8 Расчет параметров привода (РГР № 8).....	24
Список литературы	28
Приложение А	29
Приложение Б	30
Приложение В.....	31
Приложение Г	32
Приложение Д.....	33
Приложение Е.....	34
Приложение Ж.....	35

Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с учебной программой по курсу «Механика материалов и конструкций» для студентов специальности 1-54 01 02 «Методы и приборы контроля качества и диагностики состояния объектов» очной формы обучения.

Целью изучения дисциплины «Механика материалов и конструкций» является формирование у студентов инженерных знаний о конструкции и навыков расчета простейших механизмов и их элементов, являющихся составными частями механического привода, которые позволят выполнять конструкторскую разработку.

В методических рекомендациях в краткой форме изложены основные положения аналитической механики, являющиеся базовыми для всех дисциплин, рассматривающих вопросы механической надежности инженерных конструкций, и приведены примеры решения задач по рассматриваемым темам.

Расчетно-графическая работа должна быть написана или напечатана на стандартных листах А4 в соответствии с требованиями ЕСТД. Графическая часть должна быть выполнена на отдельных листах формата А4 (карандашом на бумаге или с помощью 2D-графического пакета).

Цель методических рекомендаций – помощь студентам при выполнении управляемой самостоятельной работы по дисциплине «Механика материалов и конструкций».

1 Определение сил, действующих на тело (РГР № 1)

Цель работы: получение практических навыков в определении сил, действующих на тело.

Нагрузка – это мера механического взаимодействия тел, определяющая интенсивность и направление этого взаимодействия.

В механике встречается два вида нагрузки: сила и момент (пара сил).

Сила определяется тремя элементами: числовым значением, направлением и точкой приложения (рисунок 1.1). Моментом силы относительно некоторой точки на плоскости называется произведение модуля силы на ее плечо относительно этой точки, взятое со знаком «плюс» или «минус» (рисунок 1.2).

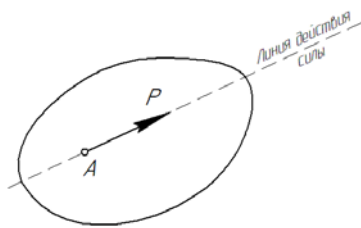


Рисунок 1.1 – Изображение силы

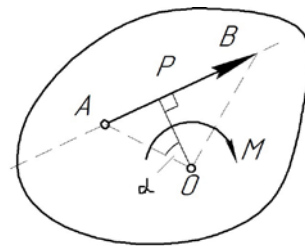


Рисунок 1.2 – Изображение момента

Плечом силы относительно точки O называют длину перпендикуляра, опущенного из точки O на линию действия силы, при этом точка O называется центром момента.

Взяв две взаимно перпендикулярные оси x и y , силу P можно разложить на две составляющие силы (компоненты) P_x и P_y , направленные параллельно этим осям (рисунок 1.3).

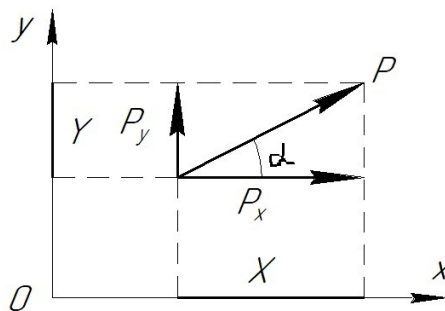


Рисунок 1.3 – Разложение сил по осям координат

Проекция силы на ось определяется произведением модуля силы на косинус угла между направлениями оси и силы.

$$P_x = P \cdot \cos \alpha, \quad P_y = P \cdot \cos(90 - \alpha) = P \cdot \sin \alpha. \quad (1.1)$$

Если известны проекции силы на две взаимно перпендикулярные оси, то модуль силы P определяется по формуле

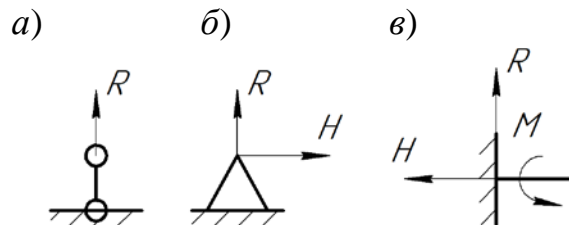
$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}. \quad (1.2)$$

Твердое тело называется свободным, если оно может перемещаться в пространстве в любом направлении. Тело, ограничивающее свободу движения данного твердого тела, является по отношению к нему связью. Твердое тело, свобода движения которого ограничена связями, называется несвободным.

Реакцией связи называется сила или система сил, выражающая механическое действие связи на тело.

При определении опорных реакций используется принцип освобождения от связей: всякое тело можно освободить от связей, заменив их реакциями. После этого из уравнений равновесия определяются величины опорных реакций.

Виды опор и возникающие в них реакции приведены на рисунке 1.4.



a – шарнирно-подвижная; *б* – шарнирно-неподвижная; *в* – жесткая заделка

Рисунок 1.4 – Виды опор

Одной из основных задач статики является нахождение для тела реакций связей при заданных активных силах. Эта задача решается с помощью условия равновесия статически определимых систем, для которых число неизвестных не превышает числа уравнений равновесия.

Условия равновесия статически определимых систем формулируются в следующем виде: тело находится в равновесии, если сумма проекций действующих на него сил на координатную ось равна 0, а также тело находится в равновесии, если сумма моментов сил относительно какой-либо точки этого тела равна 0.

Для любого тела можно составить три уравнения равновесия [1]:

$$\sum F_x = 0; \quad \sum F_y = 0; \quad \sum M_i = 0, \quad (1.3)$$

где $\sum F_x$ – сумма проекций всех сил на ось x ;

$\sum F_y$ – сумма проекций всех сил на ось y ;

$\sum M_i$ – сумма моментов всех сил относительно точек i тела.

Задания для самостоятельной работы приведены на рисунке А.1.

Пример – Определить реакции опор балки, изображенной на рисунке 1.5.

Исходные данные: $F_1 = 250$ Н; $F_2 = 300$ Н; $M = 50$ Н·м; $\alpha = 60^\circ$, $a = 0,2$ м; $b = 0,1$ м; $c = 0,15$ м; $d = 0,25$ м.

Отбрасываем реакции связей и заменяем их действие реакциями (рисунок 1.6): для правой опоры (шарнирно-неподвижная) R_A^x и R_A^y , для левой опоры (шарнирно-подвижная) R_B . Составляем уравнения равновесия.

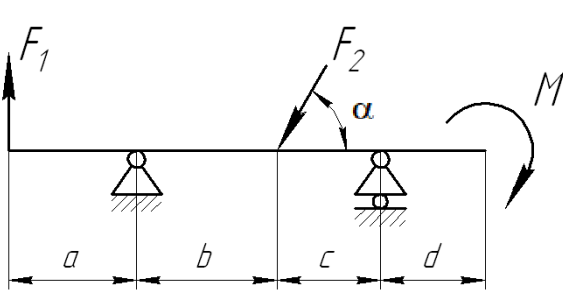


Рисунок 1.5 – Схема нагружения балки

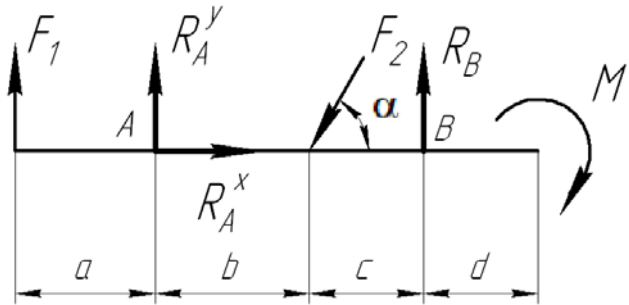


Рисунок 1.6 – Расчетная схема балки

Уравнение проекций сил на ось x

$$\sum F_x = 0: R_A^x - F_2 \cdot \cos \alpha = 0. \quad (1.4)$$

Сумма моментов сил относительно точки A

$$\sum M_A = 0: -F_1 \cdot a - F_2 \cdot \sin \alpha \cdot b + R_B \cdot (b + c) - M = 0. \quad (1.5)$$

Сумма моментов сил относительно точки B

$$\sum M_B = 0: -F_1 \cdot (a + b + c) + F_2 \cdot \sin \alpha \cdot c - R_A^y \cdot (b + c) - M = 0. \quad (1.6)$$

Из уравнения (1.4) находим реакцию R_A^x :

$$R_A^x = F_2 \cdot \cos \alpha = 300 \cdot \cos 60 = 150 \text{ Н.}$$

Из уравнения (1.5) рассчитываем реакцию R_B :

$$R_B = \frac{F_1 \cdot a + F_2 \cdot \sin \alpha \cdot b + M}{b + c} = \frac{250 \cdot 0,2 + 300 \cdot \sin 60 \cdot 0,1 + 50}{0,1 + 0,15} = 503,92 \text{ Н.}$$

Из уравнения (1.6) определяем реакцию R_A^y :

$$R_A^y = \frac{-F_1 \cdot (a + b + c) + F_2 \cdot \sin \alpha \cdot c - M}{b + c} = \frac{-250 \cdot (0,2 + 0,1 + 0,15) + 300 \cdot \sin 60 \cdot 0,15 - 50}{0,1 + 0,15} = -494,16 \text{ Н.}$$

Для проверки правильности составим уравнение проекций сил на ось y :

$$\sum F_y = 0: R_A^y + F_1 - F_2 \cdot \sin \alpha + R_B = 250 - 494,16 - 300 \cdot \sin 60 + 503,92 = 0.$$

Определяем полную реакцию правой опоры A :

$$R_A = \sqrt{(R_A^x)^2 + (R_A^y)^2} = \sqrt{150^2 + (-494,16)^2} = 516,42 \text{ Н.}$$

Вопросы для самоконтроля

- 1 Укажите виды нагрузок.
- 2 Чем определяется сила?
- 3 Что такое реакция связи?

2 Расчет геометрических характеристик сечения (РГР № 2)

Цель работы: получение практических навыков в определении геометрических характеристик сечения.

При расчете на прочность деталей механизмов и машин используются поперечные сечения деталей, имеющие свои геометрические характеристики.

К основным геометрическим характеристикам сечения деталей относятся площадь поперечного сечения, статический момент, осевой и полярный моменты инерции, осевые и полярные моменты сопротивления.

Одной из задач сопротивления материалов является определение центра тяжести поперечного сечения детали, для которой необходимо рассмотреть такие геометрические характеристики сечений, как площадь поперечного сечения и статический момент [1].

Площадь поперечного сечения определяется как геометрическая сумма элементарных площадей детали dA (рисунок 2.1) и определяется по формуле

$$A = \int dA. \quad (2.1)$$

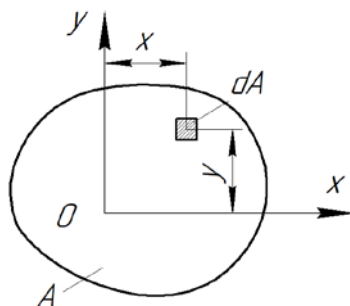


Рисунок 2.1 – Схема для определения статического момента сечения

Статический момент относительно оси S_x , S_y – сумма произведений площадей элементарных площадок dA на их расстояния до этой оси (рисунок 2.1):

$$S_x = \int y \cdot dA = A \cdot y_c; \quad (2.2)$$

$$S_y = \int x \cdot dA = A \cdot x_c, \quad (2.3)$$

где x_c , y_c – расстояния от центра тяжести данного сечения до осей x и y , мм.

Статический момент сложного сечения относительно некоторой оси равен сумме статических моментов всех частей сечения относительно той же оси:

$$S_x = \sum_{i=1}^n A_i \cdot y_i = A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 + \dots + A_n \cdot y_n; \quad (2.4)$$

$$S_y = \sum_{i=1}^n A_i \cdot x_i = A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot x_2 + \dots + A_n \cdot x_n, \quad (2.5)$$

где A_i – площади фигур, составляющих плоское сечение, мм²;

x_i , y_i – расстояния от центров тяжести фигур до осей x и y , мм.

Осевой момент инерции – это сумма произведений элементарных площадей на квадраты их расстояний до рассматриваемой оси.

Осевой момент инерции сечения

$$J_x = \int_A y^2 \cdot dA; \quad J_y = \int_A x^2 \cdot dA. \quad (2.6)$$

Центробежный момент инерции сечения

$$J_{xy} = \int_A x \cdot y \cdot dA. \quad (2.7)$$

Полярный момент инерции сечения

$$J_\rho = \int_A \rho^2 \cdot dA = J_x + J_y. \quad (2.8)$$

Осевой момент сопротивления – отношение момента инерции относительно оси к расстоянию от нее до наиболее удаленной точки сечения:

$$W_x = \frac{J_x}{y_{\max}}. \quad (2.9)$$

Задания для самостоятельной работы приведены на рисунке Б.1.

Пример – Определить положение центра тяжести плоского сечения (рисунок 2.2, а).

Проводим оси x и y (рисунок 2.2, б) и разбиваем сечение на простые фигуры (прямоугольник, треугольник и круг).

Определяем площади фигур:

– для прямоугольника $A_1 = 26 \cdot 14 = 364 \text{ мм}^2$;

– для треугольника $A_2 = \frac{1}{2} \cdot 26 \cdot (25 - 14) = 143 \text{ мм}^2$;

– для круга $A_3 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10^2}{4} = 78,5 \text{ мм}^2$.

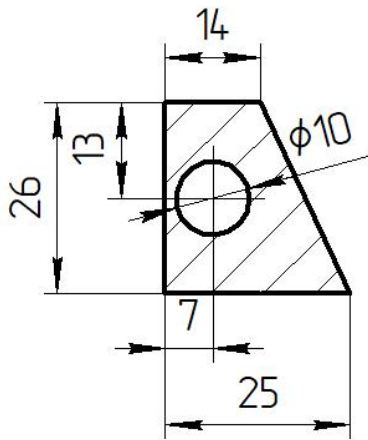
Находим расстояние от центров тяжести фигур до осей:

– для прямоугольника: $x_1 = -7 \text{ мм}$; $y_1 = 13 \text{ мм}$.

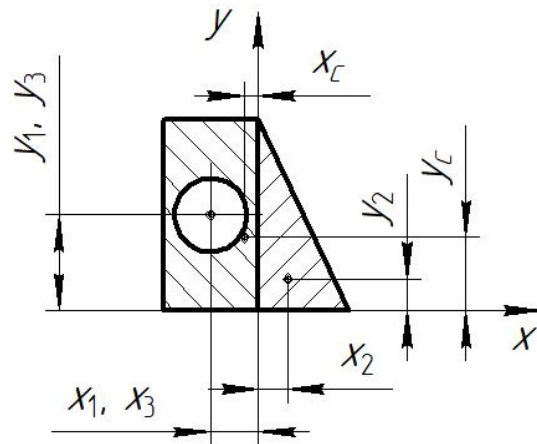
– для треугольника (центр тяжести лежит на расстоянии $1/3$ от катета треугольника): $x_2 = \frac{1}{3} \cdot (25 - 14) = 3,67 \text{ мм}$; $y_2 = \frac{1}{3} \cdot 26 = 8,67 \text{ мм}$;

– для круга: $x_3 = -7 \text{ мм}$; $y_3 = 13 \text{ мм}$.

а)



б)



а – исходные данные; б – расчетная схема

Рисунок 2.2 – Плоское сечение

Записываем выражение для статических моментов инерции (фигуры складываются):

$$S_x = A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 - A_3 \cdot y_3 = A \cdot y_c; \quad S_y = A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot x_2 - A_3 \cdot x_3 = A \cdot x_c.$$

Отсюда

$$y_c = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot y_2 - A_3 \cdot y_3}{A_1 + A_2 - A_3} = \frac{364 \cdot 13 + 143 \cdot 8,67 - 78,5 \cdot 13}{364 + 143 - 78,5} = 11,55 \text{ мм};$$

$$x_c = \frac{A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot x_2 - A_3 \cdot x_3}{A_1 + A_2 - A_3} = \frac{364 \cdot (-7) + 143 \cdot 3,67 - 78,5 \cdot (-7)}{364 + 143 - 78,5} = -3,44 \text{ мм}.$$

Откладываем эти расстояния относительно осей координат и определяем положение центра тяжести.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что относится к основным геометрическим характеристикам сечения?
- 2 Как найти положение центра тяжести сечения?
- 3 Как определяется осевой момент инерции?

3 Построение эпюр при растяжении-сжатии (РГР № 3)

Цель работы: получение практических навыков в построении эпюр при растяжении-сжатии.

При воздействии на тело силы F , линия действия которой проходит по оси данного тела, в поперечном сечении возникают напряжения, называемые напряжениями растяжения или сжатия σ в зависимости от направления действия силы, определяемые по формуле [1]

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma], \quad (3.1)$$

где A – площадь поперечного сечения цилиндра, м^2 ;

$[\sigma]$ – допускаемые напряжения растяжения (сжатия), МПа.

Для удобства представления информации на расчетной схеме напряжения представляются в виде эпюр.

Эпюра – группа условных линий, показывающих величину и направление напряжений, возникающих в рассматриваемом теле.

Условимся для растягивающей силы возникающие внутреннее усилие и напряжение считать положительными, для сжимающей – отрицательными.

Изменение линейных размеров тела называется линейной деформацией.

Для стержня со ступенчатым изменением площади A и силы F удлинения Δl вычисляются на каждом участке с неизменными F и A , а результаты алгебраически суммируются:

$$\Delta l = \sum_{i=1}^n \Delta l_i = \sum_{i=1}^n \frac{F_i \cdot l_i}{E_i \cdot A_i}, \quad (3.2)$$

где E – модуль упругости (модуль Юнга), Па.

Задания для самостоятельной работы приведены на рисунке В.1.

Пример – Для стержня, приведенного на рисунке 3.1, а, построить эпюры нормальных сил и напряжений, определить перемещение нижнего конца стержня. Сила $P = 5$ кН, площадь поперечного сечения стержня $S = 2$ м², $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

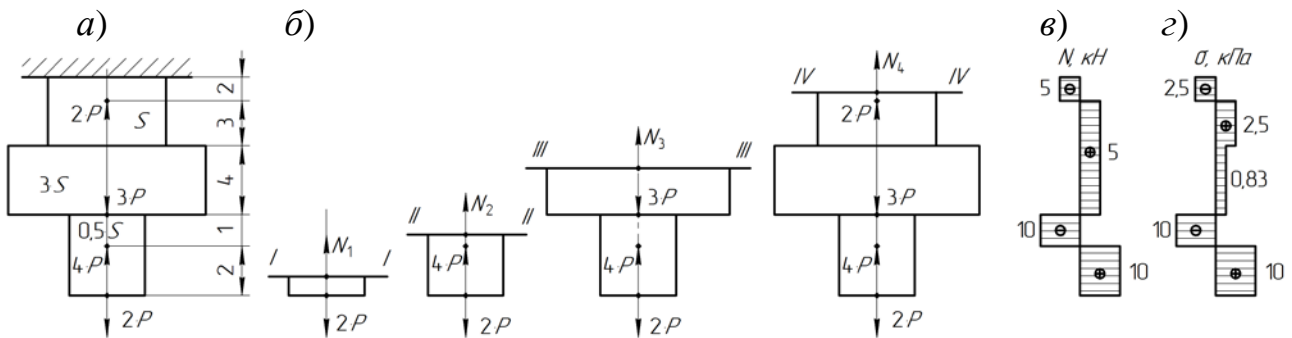


Рисунок 3.1 – Схема для расчета стержня на растяжение

Для определения внутренних усилий разбиваем стержень на участки, границы которых соответствуют точкам приложения сосредоточенных сил. В соответствии с этим разобьем стержень на четыре участка (рисунок 3.1, б).

Проводим сечение $I-I$, отбрасываем верхнюю часть и заменяем ее действие силой N_1 . Полученные силы проецируем на ось z :

$$\sum z = 0; \rightarrow N_1 - 2 \cdot P = 0 \rightarrow N_1 = 2 \cdot P.$$

Проводим сечение $II-II$:

$$\sum z = 0; \rightarrow N_2 - 2 \cdot P + 4 \cdot P = 0 \rightarrow N_2 = -2 \cdot P.$$

Проводим сечение $III-III$:

$$\sum z = 0; \rightarrow N_3 - 2 \cdot P + 4 \cdot P - 3 \cdot P = 0 \rightarrow N_3 = P.$$

Проводим сечение $IV-IV$:

$$\sum z = 0; \rightarrow N_4 - 2 \cdot P + 4 \cdot P - 3 \cdot P + 2 \cdot P = 0 \rightarrow N_4 = -P.$$

Откладывая полученные значения в пределах соответствующих участков, получаем эпюру нормальных сил (рисунок 3.1, в).

Для определения нормальных напряжений разбиваем стержень на участки, границы которых соответствуют точкам приложения сосредоточенных сил и изменения площади поперечного сечения (рисунок 3.1, *з*). Используя формулу (3.1), определяем значения нормальных напряжений, на базе которых строим эпюру нормальных напряжений:

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{0,5 \cdot S} = \frac{10 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 2} = 10 \cdot 10^3 \text{ Па}; \quad \sigma_2 = \frac{N_2}{0,5 \cdot S} = \frac{-10 \cdot 10^3}{0,5 \cdot 2} = -10 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{3 \cdot S} = \frac{5 \cdot 10^3}{3 \cdot 2} = 0,83 \cdot 10^3 \text{ Па}; \quad \sigma_4 = \frac{N_3}{S} = \frac{5 \cdot 10^3}{2} = 2,5 \cdot 10^3 \text{ Па};$$

$$\sigma_5 = \frac{N_4}{S} = \frac{-5 \cdot 10^3}{2} = -2,5 \cdot 10^3 \text{ Па}.$$

Для определения перемещения нижнего конца стержня используем формулу (3.2):

$$\Delta l_1 = \frac{2 \cdot N_1}{E \cdot 0,5 \cdot S} = \frac{2 \cdot 10 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,5 \cdot 2} = 10^{-7} \text{ м} = 1 \cdot 10^{-4} \text{ мм};$$

$$\Delta l_2 = \frac{1 \cdot N_2}{E \cdot 0,5 \cdot S} = \frac{-1 \cdot 10 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 0,5 \cdot 2} = -0,5 \cdot 10^{-7} \text{ м} = -0,5 \cdot 10^{-4} \text{ мм};$$

$$\Delta l_3 = \frac{4 \cdot N_3}{E \cdot 3 \cdot S} = \frac{4 \cdot 5 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 3 \cdot 2} = 1,67 \cdot 10^{-8} \text{ м} = 0,167 \cdot 10^{-4} \text{ мм};$$

$$\Delta l_4 = \frac{3 \cdot N_3}{E \cdot S} = \frac{3 \cdot 5 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2} = 3,75 \cdot 10^{-8} \text{ м} = 0,375 \cdot 10^{-4} \text{ мм};$$

$$\Delta l_5 = \frac{2 \cdot N_4}{E \cdot S} = \frac{-2 \cdot 5 \cdot 10^3}{2 \cdot 10^{11} \cdot 2} = -2,5 \cdot 10^{-8} \text{ м} = 0,25 \cdot 10^{-4} \text{ мм};$$

$$\begin{aligned} \Delta l &= \Delta l_1 + \Delta l_2 + \Delta l_3 + \Delta l_4 + \Delta l_5 = \\ &= 1 \cdot 10^{-4} - 0,5 \cdot 10^{-4} + 0,167 \cdot 10^{-4} + 0,375 \cdot 10^{-4} - 0,25 \cdot 10^{-4} = 0,792 \cdot 10^{-4} \text{ мм}. \end{aligned}$$

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что такое напряжение?
- 2 Что такое деформация?
- 3 Как определяется допускаемое напряжение?

4 Построение эпюр при изгибе (РГР № 4)

Цель работы: получение практических навыков в построении эпюр при изгибе.

Изгиб – это такой вид деформаций, при котором происходит искривление первоначально прямой оси стержня.

Изгиб называется чистым, если в поперечных сечениях возникает только изгибающий момент.

Изгиб называется поперечным, если кроме изгибающего момента в сечениях элемента конструкции возникает поперечная сила.

Метод сечений позволяет рассматривать внутреннее усилие как внешнюю силу и определять его из уравнений статики (равновесия).

Сущность метода:

- провести поперечное сечение;
- выбрать одну (наиболее простую) из отсеченных частей;
- составить три уравнения равновесия;
- из составленных уравнений определить внутренние усилия.

Уравнения равновесия плоской системы записываются в трех формах [1]:
 $\Sigma X = 0$, $\Sigma Y = 0$, $\Sigma M = 0$.

Изгибающий момент M – это сумма моментов всех сил, лежащих слева (или справа) от сечения относительно оси z . Изгибающий момент считается положительным, если создающие его усилия сжимают верхние волокна (рисунок 4.1).

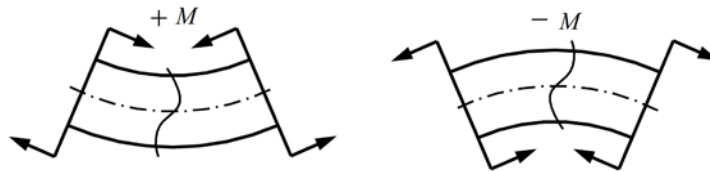


Рисунок 4.1 – Правило знаков внутренних силовых факторов

Задания для самостоятельной работы приведены на рисунке А.1.

Пример – Построить эпюры внутренних силовых факторов для балки, представленной на рисунке 4.2, а.

Определяем реакции в опорах:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow P \cdot 3 + M + q \cdot 4 \cdot \left(\frac{4}{2} + 2 + 5\right) - R_B \cdot 7 = 0;$$

$$R_B = \frac{7 \cdot 3 + 5 + 3 \cdot 4 \cdot 9}{7} = 19,14 \text{ кН};$$

$$\sum M_B = 0 \rightarrow P \cdot 10 + R_A \cdot 7 + M + q \cdot 4 \cdot 2 = 0;$$

$$R_A = -\frac{7 \cdot 10 + 5 + 3 \cdot 4 \cdot 2}{7} = -14,14 \text{ кН.}$$

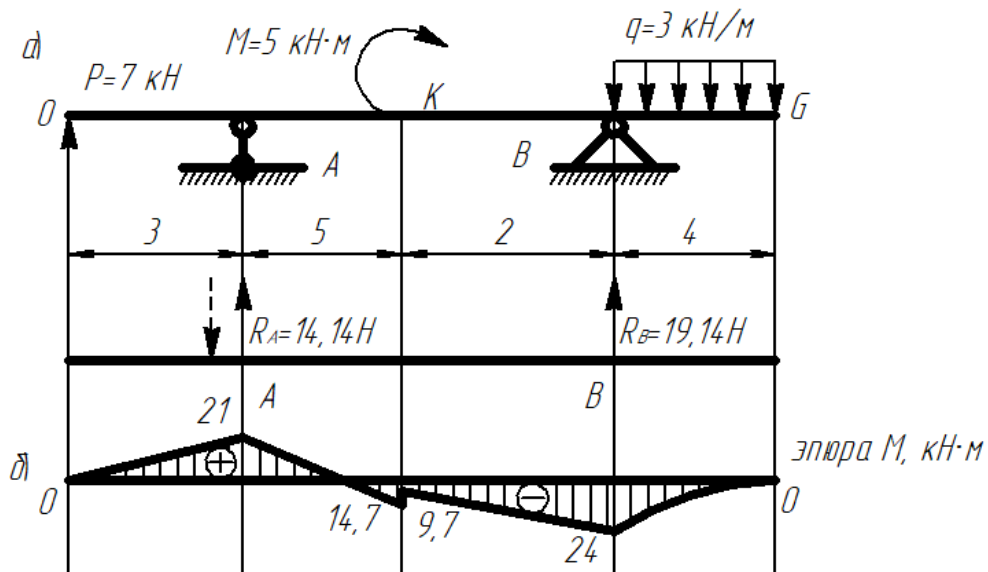


Рисунок 4.2 – Эпюры внутренних силовых факторов

Построим эпюру изгибающих моментов (рисунок 4.2, б):

$$M_O = P \cdot 0 = 0 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{OA} = P \cdot 3 = 21 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{OK} = P \cdot 8 - R_A \cdot 5 = 14,7 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{OK'} = P \cdot 8 - R_A \cdot 5 + M = 9,7 \text{ кН}\cdot\text{м}; M_{OB} = P \cdot 10 - R_A \cdot 7 + M = 24 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{OG} = P \cdot 14 - R_A \cdot 11 + M + R_B \cdot 4 - q \cdot 4 \cdot (4/2) = 0 \text{ кН}\cdot\text{м.}$$

Вопросы для самоконтроля

- 1 Что такое изгиб?
- 2 Какой изгиб называется чистым?
- 3 В чем суть метода сечений?
- 4 Какие основные закономерности при построении эпюр?

5 Расчет стержней на устойчивость (РГР № 5)

Цель работы: получение практических навыков в расчете стержней на устойчивость.

Расчет на устойчивость имеет важное значение, поскольку потеря устойчивости происходит при напряжениях, меньших, чем при потере прочности.

Условие устойчивости для сжатого стержня:

$$\sigma = \frac{P}{S} \leq \varphi \cdot [\sigma], \quad (5.1)$$

где P – сжимающая осевая нагрузка, Н;
 S – площадь поперечного сечения, м²;
 $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на сжатие, Па;
 φ – коэффициент продольного изгиба.
 Гибкость стержня λ определяется по формуле

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}}, \quad (5.2)$$

где μ – коэффициент приведения длины, зависящий от закрепления стержня;
 l – длина стержня, м;
 i_{\min} – минимальный радиус инерции поперечного сечения, м.
 Минимальный радиус инерции поперечного сечения

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{S}}, \quad (5.3)$$

где I_{\min} – минимальный осевой момент инерции, м⁴;
 S – площадь сечения, м².

Для простого симметричного сечения главными центральными осями инерции являются оси симметрии, на пересечении которых располагается центр тяжести сечения.

Допускаемое значение сжимающей силы из условия устойчивости

$$[P] = S \cdot \varphi \cdot [\sigma]. \quad (5.4)$$

Критическая сжимающая сила для стержня определяется в зависимости от гибкости стержня и предельной гибкости материала стержня $\lambda_{пред}$ (для стали $\lambda_{пред} = 100$).

В случае $\lambda > \lambda_{пред}$ критическая сила определяется по формуле Эйлера

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot S \cdot E}{\lambda^2}. \quad (5.5)$$

В случае $\lambda < \lambda_{пред}$ критическая сила определяется по формуле Ясинского

$$P_{кр} = (a - b \cdot \lambda) \cdot S, \quad (5.6)$$

где a, b – коэффициенты, зависящие от свойств материала стержня.

Коэффициент запаса устойчивости для сжимаемого стержня

$$n_y = \frac{P_{кр}}{[P]}. \quad (5.7)$$

Схемы поперечных сечений стержня, необходимые для самостоятельной работы, приведены на рисунке Г.1.

Пример – Исходные данные: $[\sigma] = 150$ МПа; $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Необходимо определить допускаемое значение сжимающей силы, критическую силу и коэффициент запаса устойчивости для стержня на рисунке 5.1 (все размеры в сантиметрах).

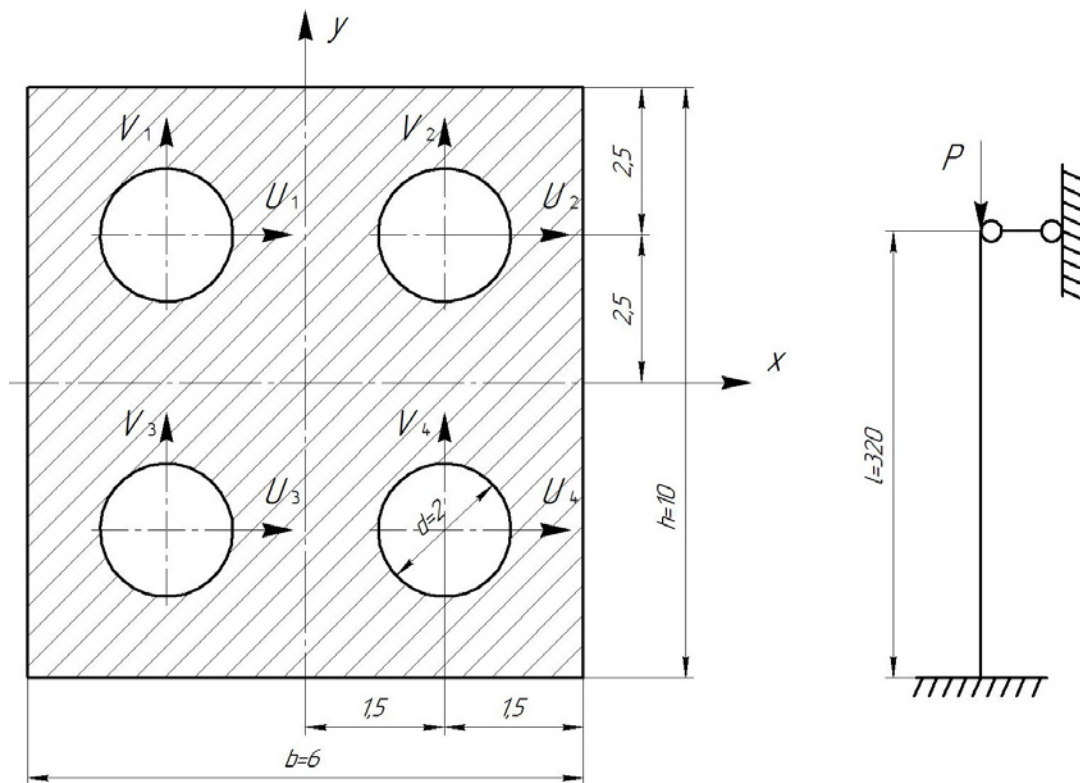


Рисунок 5.1 – Схема закрепления стержня и его поперечное сечение

Разбиваем сечение на простые фигуры: прямоугольник и четыре круга.

Главными центральными осями инерции заданного сечения являются x и y . Для прямоугольника собственные центральные оси инерции совпадают с x и y , для круга – собственные центральные оси инерции U и V . Следовательно, необходимо воспользоваться правилом параллельного переноса.

Определяем площади:

$$S_1 = a \cdot b = 10 \cdot 6 = 60 \text{ см}^2 = 60 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2;$$

$$S_2 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 2^2}{4} = 3,14 \text{ см}^2 = 3,14 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

$$S = S_1 - 4 \cdot S_2 = 60 \cdot 10^{-4} - 4 \cdot (3,14 \cdot 10^{-4}) = 47,44 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2.$$

Рассчитываем осевые моменты инерции простых фигур:

$$I_{x1} = \frac{b \cdot h^3}{12} = \frac{6 \cdot 10^3}{12} = 500 \text{ см}^4 = 500 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$I_{y1} = \frac{h \cdot b^3}{12} = \frac{10 \cdot 6^3}{12} = 180 \text{ см}^4 = 180 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$I_{U1} = I_{V1} = \frac{\pi \cdot d^4}{64} = \frac{\pi \cdot 2^4}{64} = 0,785 \text{ см}^4 = 0,785 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4.$$

Соответственно, осевые моменты инерции заданного сечения:

$$\begin{aligned} I_x &= I_{x1} - 4 \cdot (I_{U1} + (2,5 \cdot 10^{-2})^2 \cdot S_2) = \\ &= 500 \cdot 10^{-8} - 4 \cdot (0,785 \cdot 10^{-8} + (2,5 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4}) = 418,36 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} I_y &= I_{y1} - 4 \cdot (I_{V1} + (1,5 \cdot 10^{-2})^2 \cdot S_2) = \\ &= 180 \cdot 10^{-8} - 4 \cdot (0,785 \cdot 10^{-8} + (1,5 \cdot 10^{-2})^2 \cdot 3,14 \cdot 10^{-4}) = 148,6 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4. \end{aligned}$$

Определяем минимальный радиус инерции:

$$I_{\min} = I_y = 148,6 \cdot 10^{-8} \text{ м}^4;$$

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{S}} = \sqrt{\frac{148,6 \cdot 10^{-8}}{47,44 \cdot 10^{-4}}} = 1,77 \cdot 10^{-2} \text{ м}.$$

Рассчитываем гибкость стержня (коэффициент приведения длины $\mu = 0,7$):

$$\lambda = \frac{\mu \cdot l}{i_{\min}} = \frac{0,7 \cdot 3,2}{1,77 \cdot 10^{-2}} = 126,55.$$

Определяем коэффициент продольного изгиба: $\varphi = 0,417$.

Находим допускаемое значение сжимающей силы:

$$[P] = S \cdot \varphi \cdot [\sigma] = 47,44 \cdot 10^{-4} \cdot 0,417 \cdot 150 \cdot 10^6 = 296,7 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Определяем величину критической силы, используя формулу Эйлера, т. к. гибкость стержня больше предельной гибкости для стали ($126,55 > 100$):

$$P_{кр} = \frac{\pi^2 \cdot S \cdot E}{\lambda^2} = \frac{3,14^2 \cdot 47,44 \cdot 10^{-4} \cdot 2,1 \cdot 10^{11}}{126,55^2} = 613,4 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Рассчитываем коэффициент запаса устойчивости для стержня:

$$n_y = \frac{P_{кр}}{[P]} = \frac{613,4 \cdot 10^3}{296,7 \cdot 10^3} = 2,07.$$

Вопросы для самоконтроля

- 1 Как определяется критическая сжимающая сила?
- 2 Сформулируйте условие устойчивости.
- 3 Как определяется коэффициент запаса?

6 Расчет статически неопределимых систем (РГР № 6)

Цель работы: получение практических навыков в расчете статически неопределимых систем.

Статически неопределимой называется система, внутренние усилия которой нельзя определить только из уравнений статики.

У статически неопределимых систем есть так называемые «лишние» связи, число которых называется степенью статической неопределимости системы.

Расчет статически неопределимой системы методом сил начинается с превращения ее в статически определимую. Для этого следует исключить лишние связи и заменить их реакции неизвестными силами. Полученная система называется основной системой (ОС). При удалении связей необходимо следить, чтобы полученная конструкция была геометрически неизменяема. Объем вычислений в разных ОС может быть разным. Поэтому из многих вариантов ОС нужно выбрать наиболее оптимальную.

Поскольку при расчете статически неопределимых систем за основные неизвестные принимаются силы, то данный метод называется методом сил.

Изучим метод сил на примере балки, представленной на рисунке 6.1, *а*.

Потребуем, чтобы ее ЗС (см. рисунок 6.1, *а*) и ОС (рисунок 6.1, *б*) были эквивалентными. Для этого перемещение в направлении исключенной связи должно равняться нулю: $\Delta = 0$.

По принципу суперпозиции (принципу независимости действия сил) это перемещение равно сумме перемещения ΔX (см. рисунок 6.1, *а*) от неизвестной реакции X и перемещения ΔP (см. рисунок 6.1, *б*) от заданной силы P . Поэтому

$$\Delta = \Delta X + \Delta P = 0. \quad (6.1)$$

Это уравнение, учитывающее геометрические особенности системы, называется уравнением совместности деформаций.

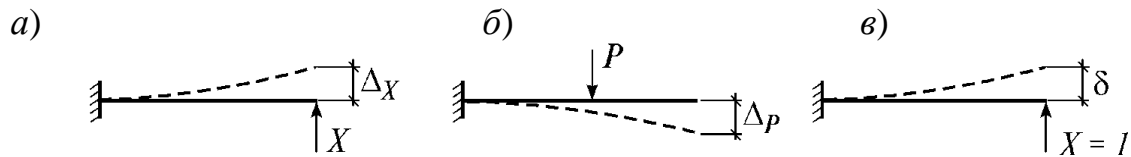


Рисунок 6.1 – Схема к каноническому уравнению метода сил

Так как сила X неизвестна, перемещение ΔX непосредственно определить нельзя. Поэтому рассмотрим единичное состояние (ЕС) основной системы, где действует только единичная сила $P = 1$ (рисунок 6.1, в).

По закону Гука, в линейно-упругой системе $\Delta X = \delta X$. Тогда уравнение (6.1) принимает вид:

$$\delta X + \Delta P = 0. \quad (6.2)$$

Его называют каноническим уравнением метода сил. Такое уравнение получается для любой один раз статически неопределимой системы. Если известны δ и ΔP , из него определяется неизвестная сила:

$$X = -\Delta P / \delta. \quad (6.3)$$

Если в системе имеется n лишних связей, то нужно исключить лишние связи и выбрать ОС с n неизвестными X_1, X_2, \dots, X_n . Тогда из условий эквивалентности ЗС и ОС можно составить n уравнений совместности деформаций.

Единичные перемещения определяются способом Верещагина (формула Мора), т. е. перемножением эпюр от единичных сил. Аналогично определяются грузовые коэффициенты.

Формула Мора используется для определения перемещений стержневой системы от внешней нагрузки.

$$\Delta_P = \sum_{k=1}^n \int_0^{l_k} \left(\frac{M_P \bar{M}}{EI} + \mu \frac{Q_P \bar{Q}}{GF} + \frac{N_P \bar{N}}{EF} \right) dx. \quad (6.4)$$

Задания для самостоятельной работы приведены на рисунке Д.1.

Пример – Определяем степень статической неопределимости системы (рисунок 6.2, а):

$$N = C_0 + 2 \cdot III - 3 \cdot Д = 4 + 2 \cdot 0 - 3 \cdot 1 = 1.$$

Строим основную систему (рисунок 6.2, б).

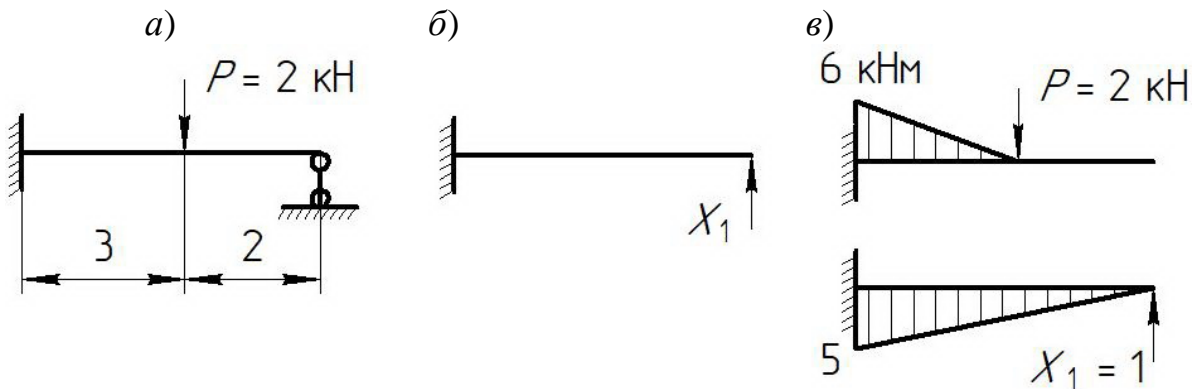


Рисунок 6.2 – Схема балки

Составляем каноническое уравнение:

$$X_1 \cdot \delta_{11} + \Delta_{1P} = 0.$$

Строим эпюру M_P (грузовую эпюру) и эпюру изгибающих моментов от единичной силы (рисунок 6.2, в).

Определяем главные коэффициенты:

$$\delta_{11} = \sum \int_0^L \frac{\overline{M}_1 \cdot \overline{M}_1 \cdot dx}{EJ} = \frac{1}{EJ} \cdot \left(\frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 5 \cdot \frac{2}{3} \cdot 5 \right) = \frac{41,67}{EJ}.$$

Рассчитываем свободные коэффициенты:

$$\Delta_{1P} = \sum \int_0^L \frac{\overline{M}_1 \cdot M_P \cdot dx}{EJ} = \frac{1}{EJ} \cdot \left(\frac{3}{6} \cdot (2 \cdot 5 \cdot (-6)) + 2 \cdot 2 \cdot 0 + 5 \cdot 0 + 2 \cdot (-6) \right) = -\frac{36}{EJ}.$$

Решаем каноническое уравнение:

$$X_1 = -\frac{\Delta_{1P}}{\delta_{11}} = 0,86 \text{ кН.}$$

Подставив вместо неизвестной реакции найденную силу X_1 , получаем статически определимую систему.

Вопросы для самоконтроля

- 1 Какая система является статически неопределимой?
- 2 Как получить основную систему из заданной?

3 Что называется каноническим уравнением метода сил?

7 Силовой анализ рычажных механизмов (РГР № 7)

Цель работы: получение практических навыков в силовом анализе рычажных механизмов.

Метод рычага Жуковского представляет собой геометрическую интерпретацию принципа возможных перемещений. Он применяется для плоских механизмов и позволяет определить уравнивающую силу без предварительного определения реакций в кинематических парах. Суть метода состоит в следующем: если в соответствующие точки плана скоростей механизма приложить все активные силы и силы инерции, повернутые на 90° в одну сторону, то сумма моментов этих сил относительно полюса плана скоростей, рассматриваемого как жесткий рычаг, равна нулю.

Задания для самостоятельной работы приведены на рисунке Е.1.

Пример – Исходные данные: схема механизма на рисунке 7.1, частота вращения кривошипа $n_1 = 100 \text{ мин}^{-1}$; сила полезного сопротивления $Q = 2000 \text{ Н}$; массы звеньев $m_5 = 30 \text{ кг}$; $m_2 = 10 \text{ кг}$; $P_{vc} = 42 \text{ мм}$; $P_{va} = 50 \text{ мм}$; $h_{G_2} = 25 \text{ мм}$.

Расчет сил инерции:

$$U_5 = m_5 \cdot a_{s5} = 30 \cdot 0,3 = 90 \text{ Н}; U_2 = m_2 \cdot a_{s2} = 10 \cdot 0,7 = 70 \text{ Н}.$$

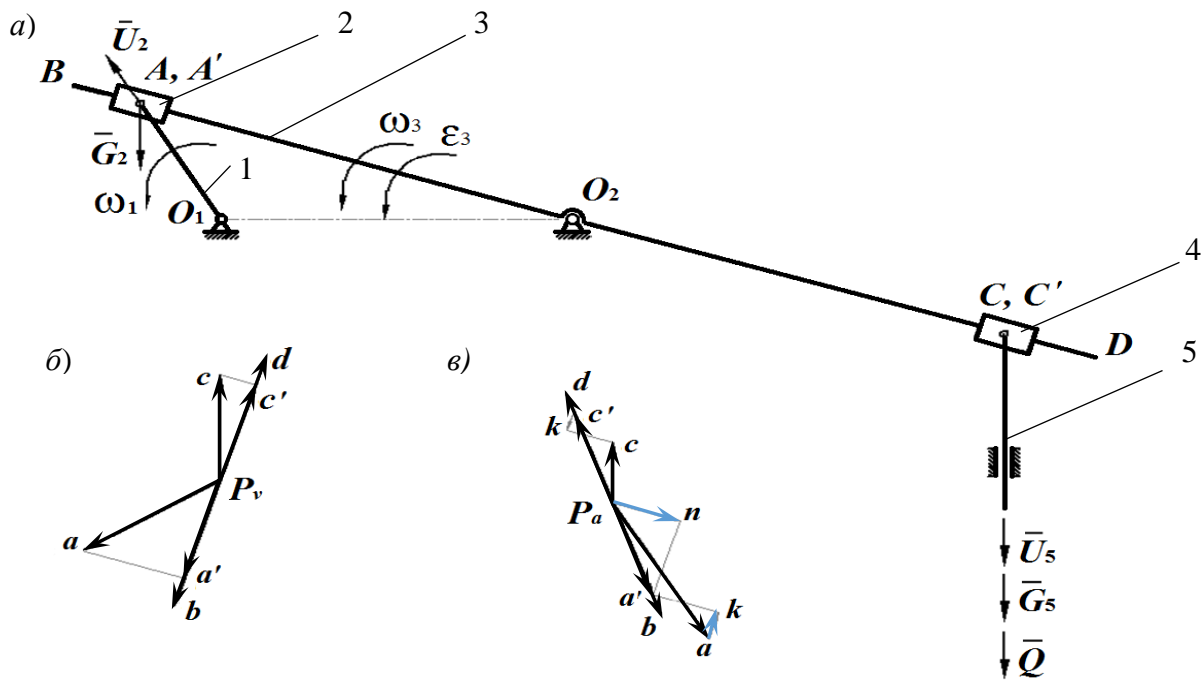
Расчет сил тяжести:

$$G_5 = m_5 \cdot g = 30 \cdot 9,8 = 294 \text{ Н}; G_2 = m_2 \cdot g = 10 \cdot 9,8 = 98 \text{ Н}.$$

Порядок определения уравнивающей силы следующий:

- строим план скоростей, повернутый на 90° (см. рисунок 7.1, б);
- переносим в соответствующие точки плана скоростей все силы, кроме реакций;
- план скоростей рассматриваем как жесткий рычаг с опорой в полюсе. Рычаг находится в равновесии под действием приложенных сил (рисунок 7. 2);
- составляем уравнение равновесия рычага в форме суммы моментов сил относительно полюса плана скоростей:

$$\sum M_{P_v} = 0: P_{yp} \cdot P_{va} + G_2 \cdot h_{G_2} - U_2 \cdot h_{U_2} - (Q + G_5 + U_5) \cdot P_{vc} = 0.$$



a – план механизма; *б* – план скоростей; *в* – план ускорений

Рисунок 7.1 – Механизм с качающейся кулисой

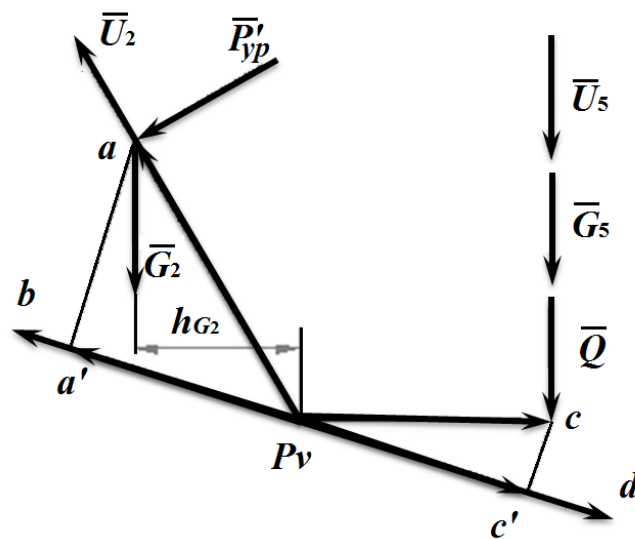


Рисунок 7.2 – Рычаг Жуковского

Определяем уравновешивающую силу:

$$P_{уп} = \frac{(Q + G_5 + U_5) \cdot P_v c + U_2 \cdot h_{U_2} - G_2 \cdot h_{G_2}}{P_v a} = \frac{(2000 + 294 + 90) \cdot 42 + 70 \cdot 0 - 98 \cdot 25}{50} = 2051,56 \text{ Н.}$$

Вопросы для самоконтроля

1 В чем заключается метод рычага Жуковского?

2 Как определяется сумма моментов сил в точке?

3 Какой алгоритм нахождения уравновешивающей силы?

8 Расчет параметров привода (РГР № 8)

Цель работы: получение практических навыков в расчете параметров привода.

Любая механическая передача характеризуется следующими основными параметрами [2]: мощностью P_2 на выходе, кВт; быстроходностью, которая выражается угловой скоростью ведомого вала ω_2 , рад/с (с^{-1}), или частотой вращения n , измеряемой в об/мин (мин^{-1}), и передаточным отношением U .

Кроме основных, различают производные характеристики, которые часто используются при расчетах.

Коэффициент полезного действия (КПД)

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}.$$

Для многоступенчатой передачи, состоящей из нескольких отдельных последовательно соединенных передач, общий КПД определяют по формуле

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n,$$

где η_1, η_2, η_n – КПД звеньев привода, где есть потери мощности.

Окружная скорость ведущего или ведомого звена V , м/с:

$$V = \frac{\omega d}{2},$$

где d – диаметр катка, шкива, колеса и др., м.

Окружная сила передачи F_t , Н:

$$F_t = \frac{P}{V} = \frac{2M}{d}.$$

Вращающий момент M , Н·м:

$$M = \frac{P}{\omega} = \frac{F_t d}{2}.$$

Передаточным отношением механической передачи называется отношение угловой скорости ведущего звена к угловой скорости ведомого звена. Передаточное отношение, определяемое в направлении потока мощности от ведущего звена к ведомому, обозначим u_{12} , и тогда расчетная формула имеет вид:

$$U_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Если передача многоступенчатая, то ее передаточное отношение равно произведению передаточных отношений ступеней, т. е.:

$$U_{\text{общ}} = U_1 \cdot U_2 \cdot \dots \cdot U_n,$$

где U_1, U_2, U_n – передаточное отношение каждой кинематической пары.

Задания для самостоятельной работы приведены в таблице Ж.1.

Пример – Схема приборного устройства приведена на рисунке 8.1. Исходные данные: $n_1 = 500 \text{ мин}^{-1}$; $n_2 = 120 \text{ мин}^{-1}$; скорость поступательного движения $V = 0,012 \text{ м/с}$; мощности $P_1 = 400 \text{ Вт}$, $P_2 = 160 \text{ Вт}$, $P_3 = 90 \text{ Вт}$. Обеспечить перемещение перпендикулярно оси вала.

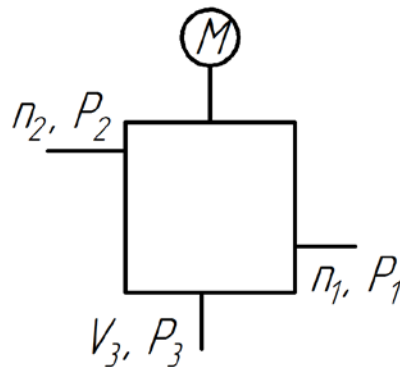


Рисунок 8.1 – Схема приборного устройства

Определим мощность двигателя без учета потерь на трение:

$$P_{\text{дв}} = P_1 + P_2 + P_3 = 400 + 160 + 90 = 650 \text{ Вт} = 0,65 \text{ кВт}.$$

Перемещение исполнительного звена перпендикулярно оси вала обеспечим реечным механизмом. Принимаем диаметр зубчатого колеса $d = 60 \text{ мм}$.

Тогда угловая скорость

$$\omega_3 = \frac{V}{d/2} = \frac{0,012}{0,06/2} = 0,4 \text{ рад/с}.$$

Частота вращения третьего вала (служащего для получения поступательного движения)

$$n_3 = \frac{30 \cdot \omega_3}{\pi} = \frac{30 \cdot 0,4}{\pi} = 3,82 \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем электродвигатель 4А71В4У3 мощностью $P_{\text{дв}} = 0,75 \text{ кВт}$ и частотой вращения вала $n_{\text{дв}} = 1350 \text{ мин}^{-1}$. Этот электродвигатель имеет хорошие электротехнические показатели, малые габариты и массу, а коническая передача будет с оптимальным передаточным числом.

Для передачи вращения от двигателя на первый вал применим коническую передачу (передаточное число $U_{\kappa 1} = 2,7$). Для передачи вращения с первого вала на второй применим цилиндрическую зубчатую передачу (передаточное число $U_{\psi 1} = 4,167$). Для передачи вращения от второго вала к третьему применим из-за большого передаточного числа две передачи – цилиндрическую и коническую. Для конической передачи назначим передаточное число $U_{\kappa 2} = 4$, а для цилиндрической

$$U_{\psi 2} = \frac{U_{23}}{U_{\kappa 2}} = \frac{31,41}{4} = 7,8525.$$

Определим необходимую мощность электродвигателя:

$$P_{TP} = \frac{P_1}{\eta_1} + \frac{P_2}{\eta_2} + \frac{P_3}{\eta_3}.$$

Рассчитаем потери мощности при переходе от двигателя к соответствующему валу:

$$\eta_1 = \eta_m \cdot \eta_{\kappa} \cdot \eta_n^2 = 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,99^2 = 0,912;$$

$$\eta_2 = \eta_m \cdot \eta_{\kappa} \cdot \eta_{\psi} \cdot \eta_n^3 = 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 = 0,876;$$

$$\eta_3 = \eta_m \cdot \eta_{\kappa}^2 \cdot \eta_{\psi}^2 \cdot \eta_n^5 \cdot \eta_p = 0,98 \cdot 0,95^2 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^5 \cdot 0,93 = 0,736,$$

где $\eta_m, \eta_{\kappa}, \eta_n, \eta_{\psi}, \eta_p$ – КПД элементов привода.

$$P_{TP} = \frac{P_1}{\eta_1} + \frac{P_2}{\eta_2} + \frac{P_3}{\eta_3} = \frac{400}{0,912} + \frac{160}{0,876} + \frac{90}{0,736} = 743,5 \text{ Вт.}$$

$P_{TP} < P_{\delta \nu} = 750$ Вт, что и требовалось.

Определим число зубьев колес (минимальное число зубьев из условия отсутствия подрезания примем равным 17, т. е. $Z_1 = Z_3 = Z_5 = Z_7 = 17$):

$$Z_2 = Z_1 \cdot U_{\kappa 1} = 17 \cdot 2,7 = 45,9. \text{ Принимаем } Z_2 = 46;$$

$$Z_4 = Z_3 \cdot U_{\psi 1} = 17 \cdot 4,167 = 70,84. \text{ Принимаем } Z_4 = 71;$$

$$Z_6 = Z_5 \cdot U_{\psi 2} = 17 \cdot 7,8525 = 133,49. \text{ Принимаем } Z_6 = 133;$$

$$Z_8 = Z_7 \cdot U_{\kappa 2} = 17 \cdot 4 = 68. \text{ Принимаем } Z_8 = 68.$$

Окончательная схема привода приведена на рисунке 8.2.

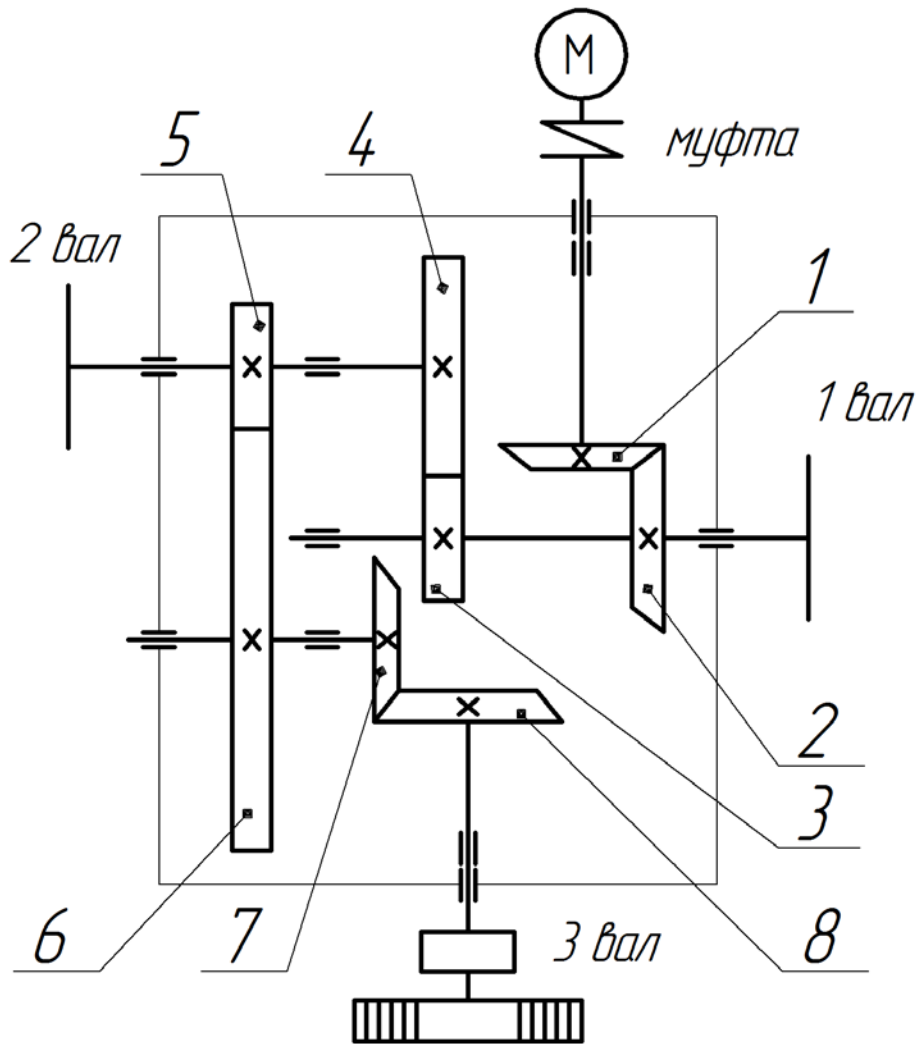


Рисунок 8.2 – Схема передаточных зубчатых механизмов

Рассчитываем частоты вращения валов

$$n_1 = \frac{n_{\text{дв}}}{U_{\text{дв1}}} = \frac{n_{\text{дв}}}{Z_2 / Z_1} = \frac{1350}{46 / 17} = 498,9 \text{ мин}^{-1}.$$

Отклонение составляет $\frac{498,9 - 500}{500} \cdot 100 = 0,22 \%$.

$$n_2 = \frac{n_1}{U_{12}} = \frac{n_1}{Z_4 / Z_3} = \frac{498,9}{71 / 17} = 119,45 \text{ мин}^{-1}.$$

Отклонение составляет $\frac{119,45 - 120}{120} \cdot 100 = 0,46 \%$.

$$n_3 = \frac{n_2}{U_{23}} = \frac{n_2}{(Z_6 / Z_5) \cdot (Z_8 / Z_7)} = \frac{119,45}{(133 / 17) \cdot (68 / 17)} = 3,82 \text{ мин}^{-1}.$$

Поскольку отклонение по частоте вращения не превышает 3 %, то оставляем принятые значения чисел зубьев.

Определяем угловые скорости вращения валов:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{\pi \cdot 498,9}{30} = 52,22 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_2 = \frac{\pi \cdot n_2}{30} = \frac{\pi \cdot 119,45}{30} = 12,5 \text{ с}^{-1}; \quad \omega_3 = 0,4 \text{ с}^{-1}.$$

Рассчитываем вращающие моменты на валах:

$$T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{90}{0,4} = 225 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Вопросы для самоконтроля

- 1 Как находится передаточное отношение?
- 2 Что такое КПД?
- 3 Как выбирается электродвигатель для привода?

Список литературы

- 1 **Зиомковский, В. М.** Прикладная механика : учебное пособие для вузов / В. М. Зиомковский, под науч. ред. В. И. Вешкурцева. – Москва : Юрайт ; Екатеринбург : Урал. ун-т, 2017. – 287 с. : ил.
- 2 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 16-е изд., испр. – Москва : Юрайт, 2018. – 409 с.: ил.

Приложение А (справочное)

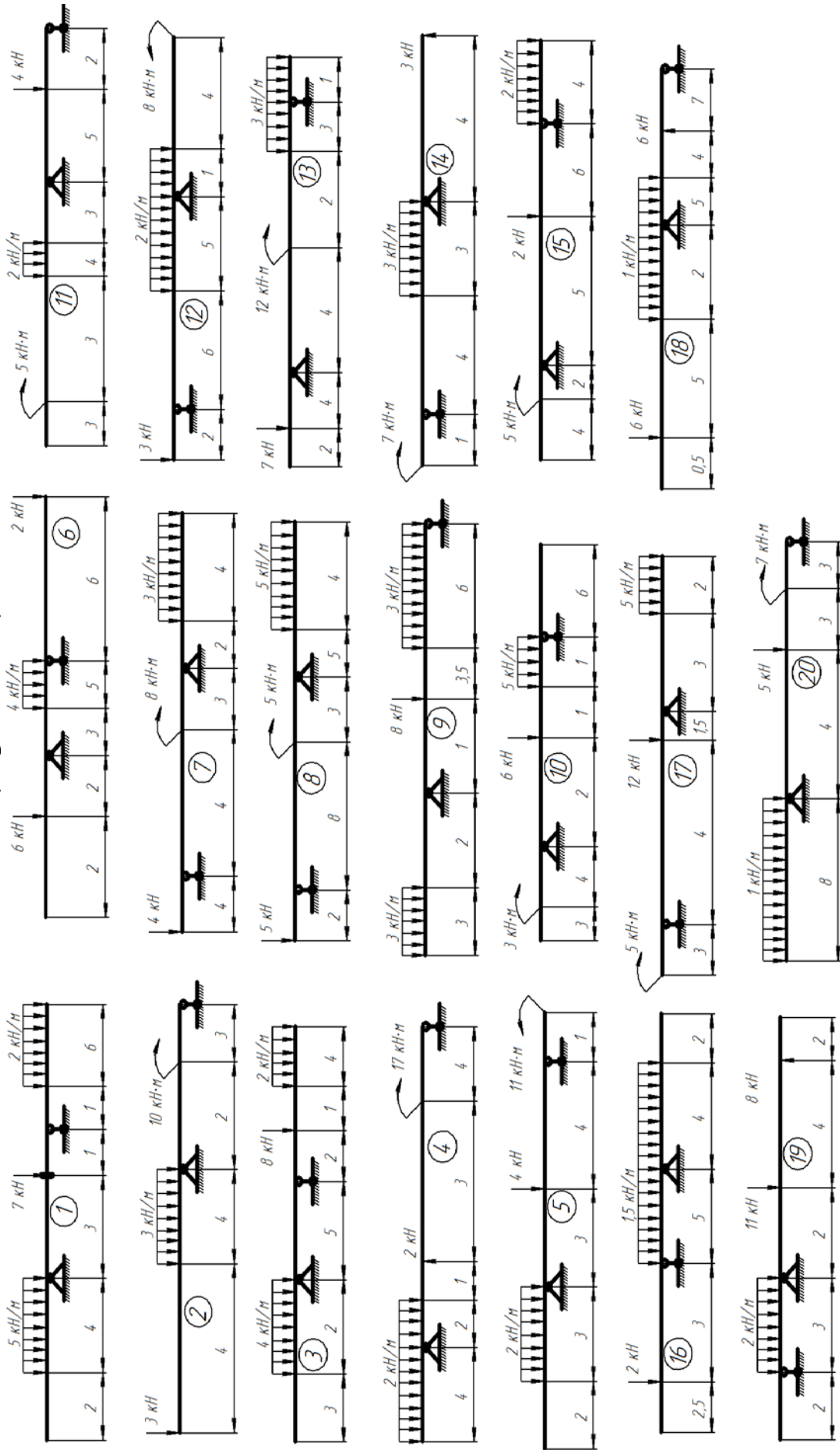


Рисунок А.1 – Задания для самостоятельной работы

**Приложение Б
(справочное)**

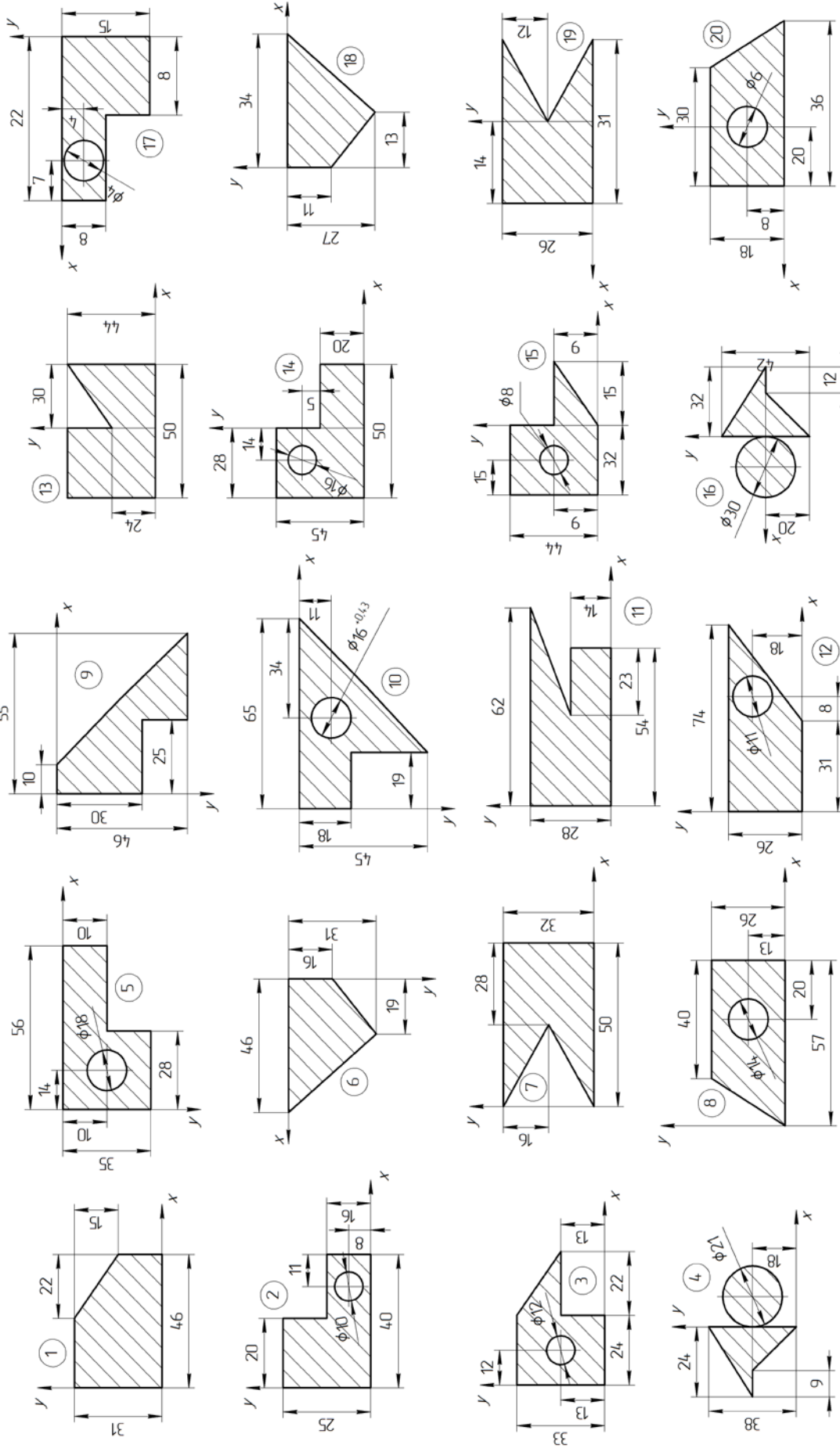
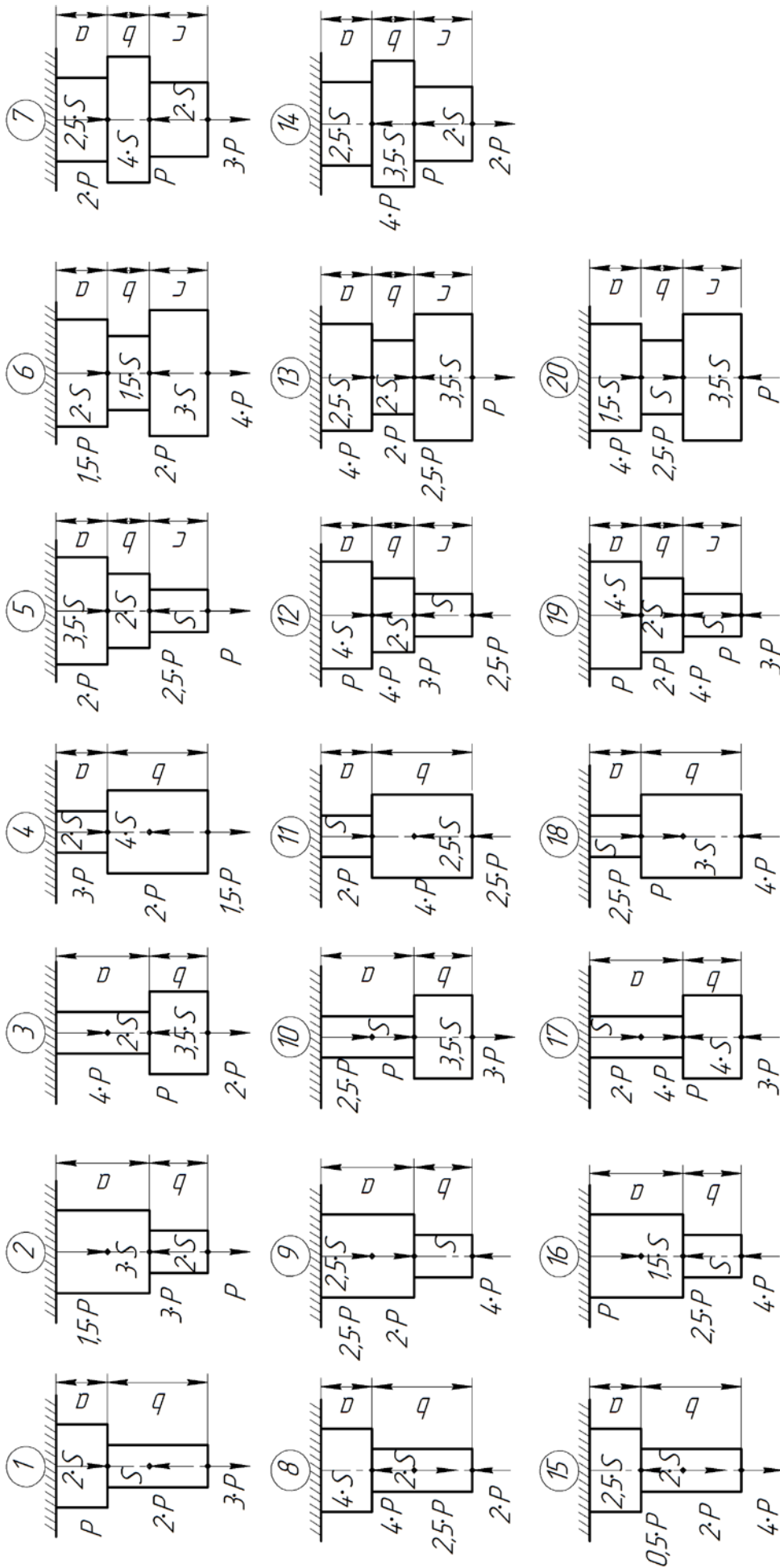


Рисунок Б.1 – Задания для самостоятельной работы

Приложение В (справочное)



Исходные данные: $P = 11 \text{ кН}$, $S = 1,5 \text{ м}^2$, $a = 1 \text{ м}$, $b = 2 \text{ м}$, $c = 1,5 \text{ м}$

Рисунок В.1 — Задания для самостоятельной работы

Приложение Г
(справочное)

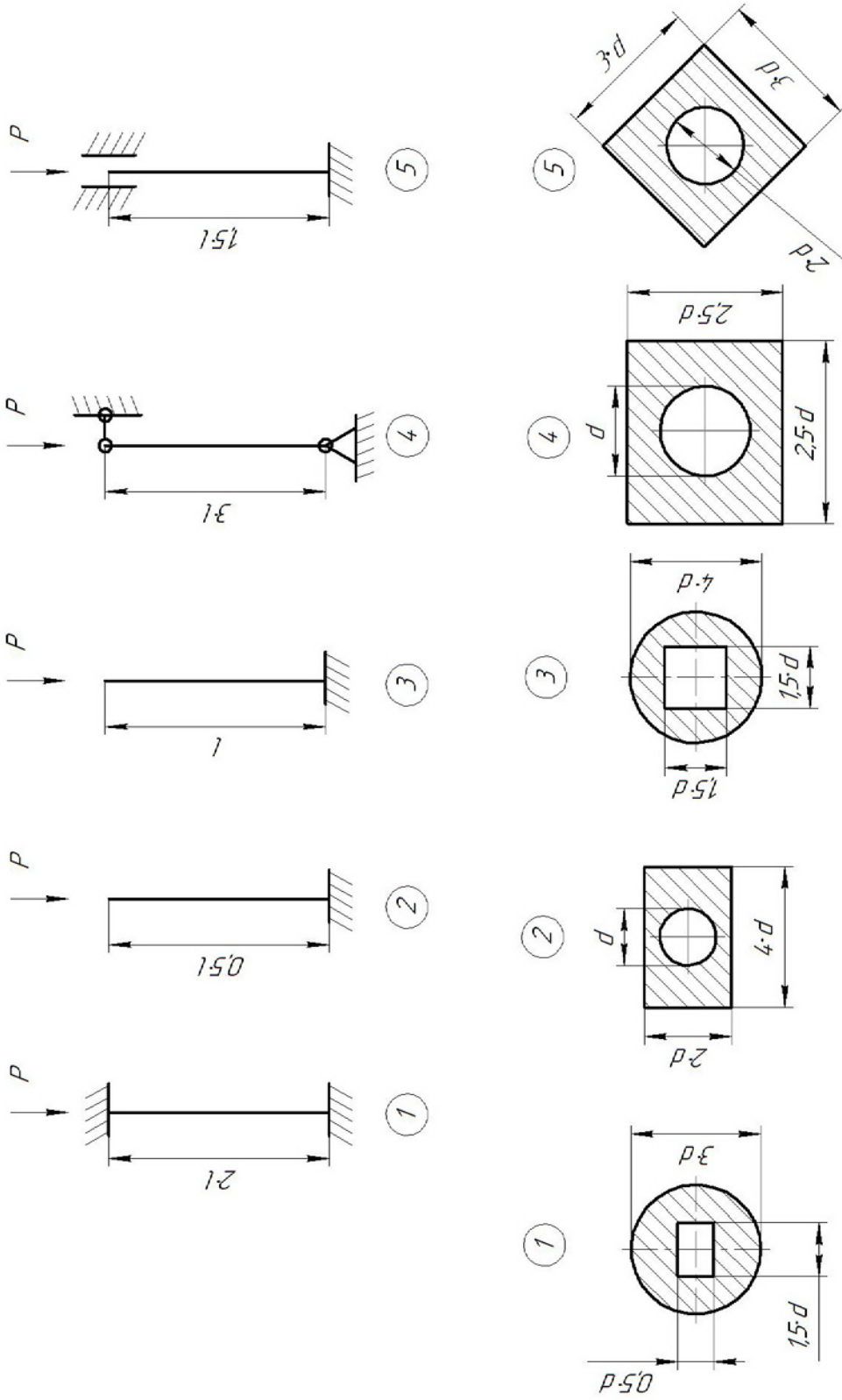


Рисунок Г.1 – Задания для самостоятельной работы

Приложение Д (справочное)

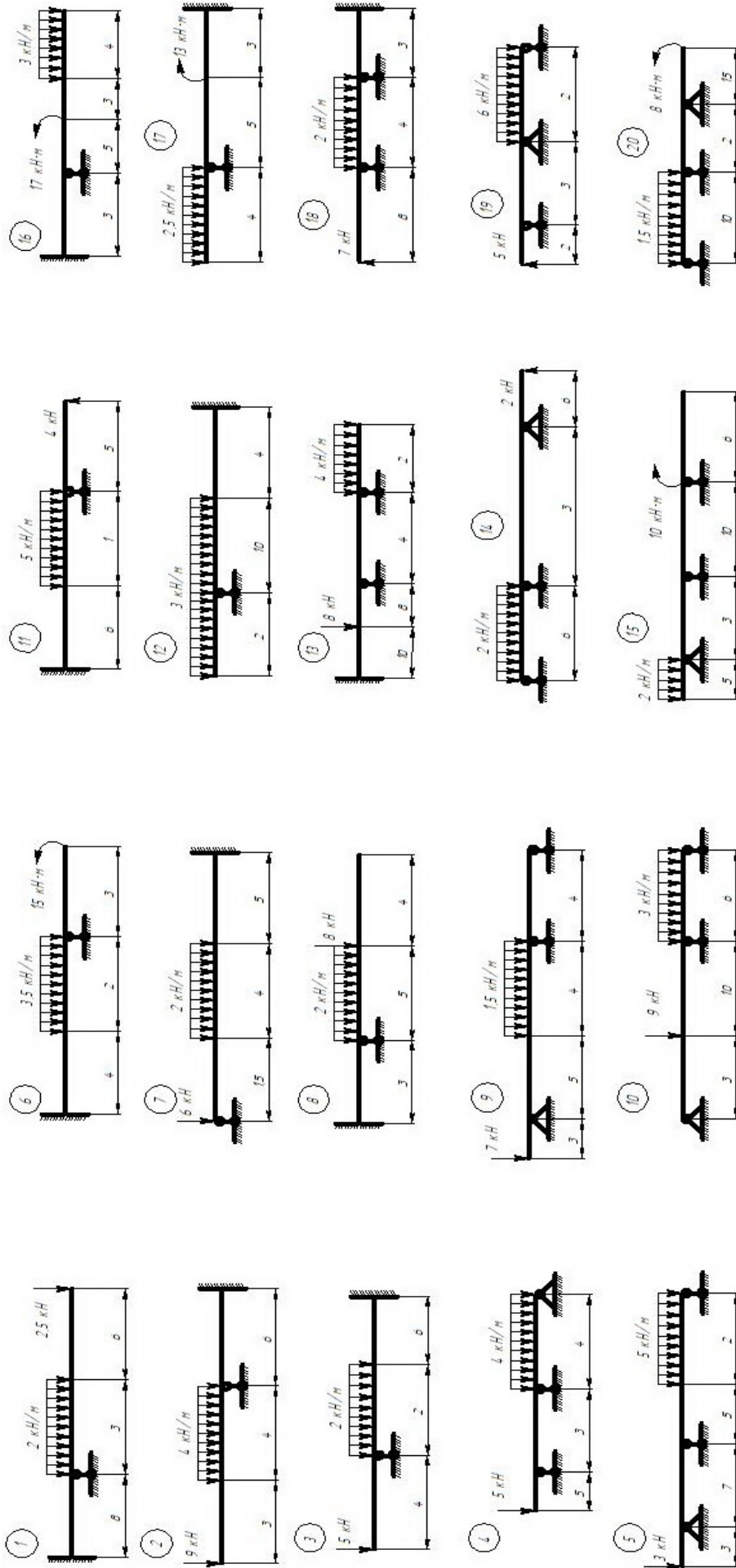


Рисунок Д.1 – Задания для самостоятельной работы

**Приложение Е
(справочное)**

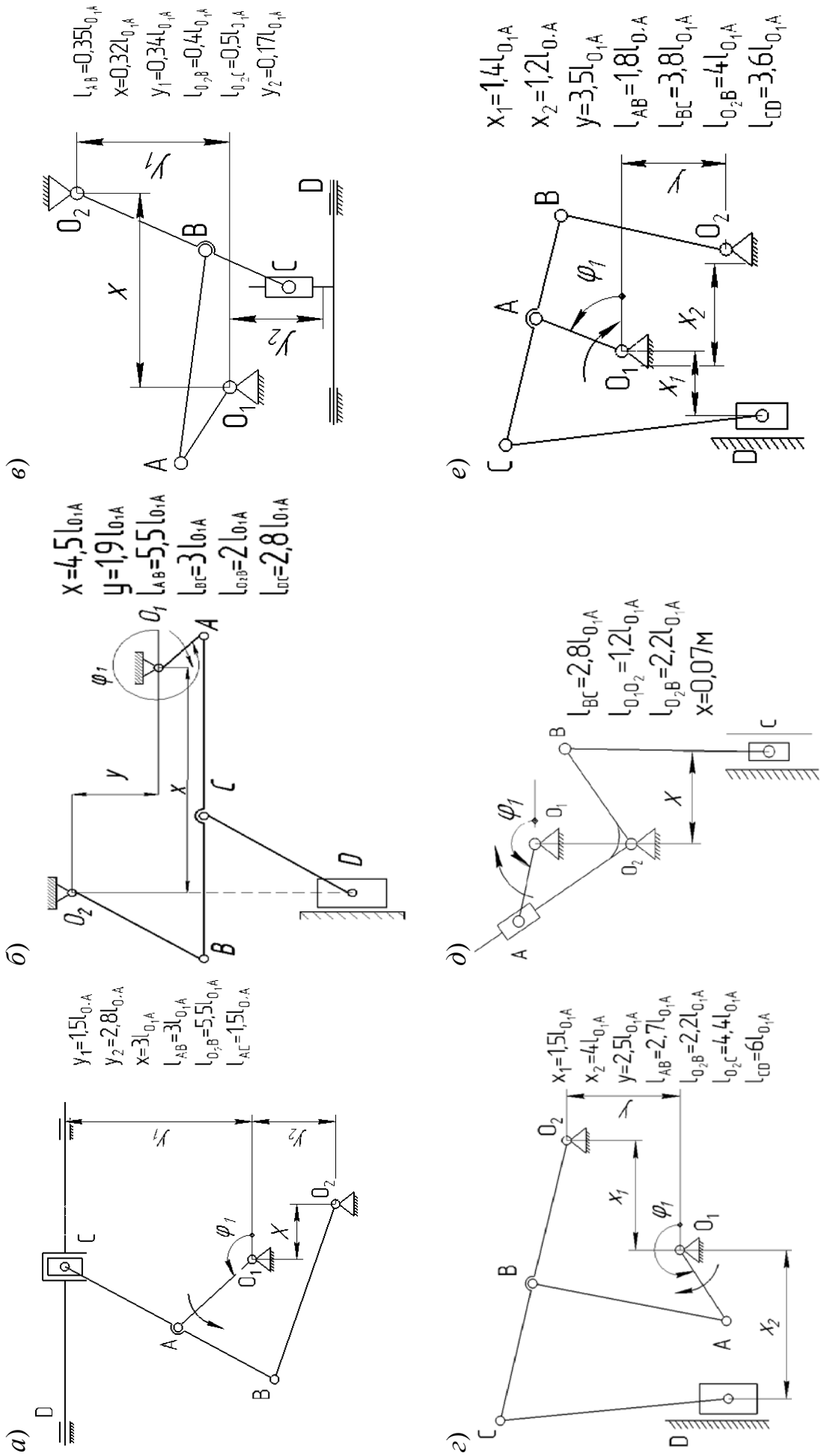


Рисунок Е.1 – Задания для самостоятельной работы

Приложение Ж (справочное)

Таблица Ж.1 – Исходные данные для самостоятельной работы

Номер схемы	Частота вращения валов и скорость ползуна			Мощность на валах, Вт			Направление по- ступательного движения относи- тельно оси вала
	$n_1, \text{мин}^{-1}$	$n_2, \text{мин}^{-1}$	$V, \text{м/с}$	P_1	P_2	P_3	
1	600	30	0,008	225	80	30	Перпендикулярно
2	425	40	0,01	250	60	75	Параллельно
3	575	110	0,015	275	40	95	Перпендикулярно
4	450	50	0,007	300	20	105	Перпендикулярно
5	525	100	0,014	325	120	55	Параллельно
6	475	60	0,006	350	140	65	Параллельно
7	550	90	0,012	375	160	55	Перпендикулярно
8	500	70	0,009	400	180	45	Перпендикулярно
9	625	80	0,011	425	200	35	Параллельно
10	400	120	0,005	200	100	90	Параллельно
11	650	35	0,007	245	90	35	Перпендикулярно
12	400	50	0,012	270	50	70	Параллельно
13	550	90	0,016	225	45	110	Перпендикулярно
14	480	60	0,006	340	25	95	Перпендикулярно
15	575	80	0,011	305	100	45	Параллельно
16	435	50	0,008	310	120	75	Параллельно
17	510	100	0,015	355	140	65	Перпендикулярно
18	540	75	0,009	420	160	35	Перпендикулярно
19	655	95	0,013	405	220	55	Параллельно
20	420	115	0,007	220	130	80	Параллельно