

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

МЕХАНИКА МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности 6-05-0716–03
«Информационно-измерительные приборы и системы»
очной формы обучения*



Могилев 2025

УДК 531.8:621.7
ББК 30.12:34.441
М55

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «14» марта 2025 г.,
протокол № 8

Составитель канд. техн. наук О. В. Пузанова

Рецензент канд. техн. наук, доц. А. Е. Наumenко

Методические рекомендации являются практическим руководством в работе студентов специальности 6-05-0716 03 «Информационно-измерительные приборы и системы» очной формы обучения при проведении практических занятий по дисциплине «Механика материалов и конструкций».

Учебное издание

МЕХАНИКА МАТЕРИАЛОВ И КОНСТРУКЦИЙ

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

Подписано в печать 27.05.2025 . Формат 60×84/16. Бумага офсетная. Гарнитура Таймс.
Печать трафаретная. Усл. печ. л. 2,79. Уч.-изд. л. 2,88 . Тираж 26 экз. Заказ № 378.

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, 2025

Содержание

Введение.....	4
1 Определение сил, действующих на тело.....	5
2 Расчет геометрических характеристик сечения.....	9
3 Построение эпюр при растяжении-сжатии.....	11
4 Построение эпюр при кручении.....	14
5 Построение эпюр при поперечном изгибе.....	17
6 Кинематический анализ механизмов.....	20
7 Силовой анализ механизмов.....	26
8 Энергокинематический расчет привода	29
9 Расчет сварных соединений.....	37
10 Расчет резьбовых соединений.....	40
Список литературы.....	44
Приложение А. Справочные данные для выполнения энерго- кинематического расчета привода.....	45

Введение

Целью преподавания дисциплины является формирование у студентов инженерных знаний о конструкции и навыков расчета простейших механизмов и их элементов, являющихся составными частями механического привода или прибора, которые позволят выполнять конструкторскую разработку.

Механическим приводом называют механизм, который преобразует параметры движения в процессе передачи его от источника энергии к исполнительным органам машины. Согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов машины осуществляют с помощью передач.

Прибор – это специальное устройство, с помощью которого производится работа, управление, регулирование, контроль или вычисления.

Целью методических рекомендаций является помощь студентам в выполнении практических заданий с короткими теоретическими сведениями по каждой теме практического занятия и подробным рассмотрением типовых задач.

Задания на практическую работу выдаются каждому студенту индивидуально. Отчет по практической работе включает исходные данные, расчетные схемы, ход расчета с подстановкой числовых данных, результаты расчета и их анализ.

Комплектность отчетов по практическим занятиям является одним из оснований допуска к экзамену.

1 Определение сил, действующих на тело

1.1 Теоретические основы практического занятия

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).

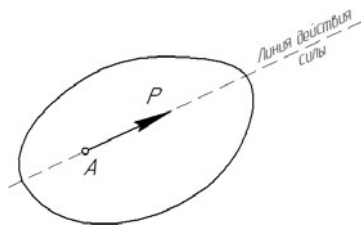


Рисунок 1.1 – Изображение силы

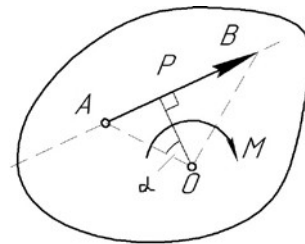


Рисунок 1.2 – Изображение момента

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).

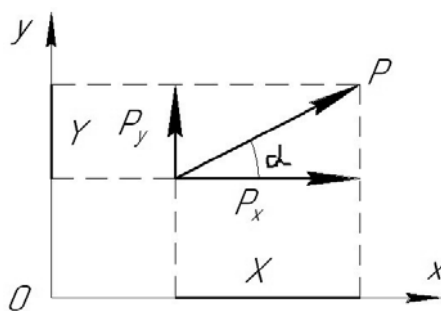


Рисунок 1.3 – Разложение сил по осям координат

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

$$P_x = P \cos(\alpha); \quad P_y = P \cos(90^\circ - \alpha) = P \sin(\alpha).$$

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

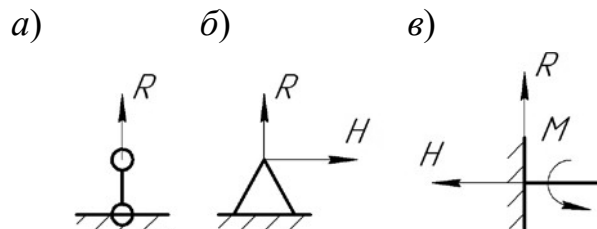
$$P = \sqrt{P_x^2 + P_y^2}.$$

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.



а – 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 уравнения равновесия [1]:

$$\sum F_x = 0; \quad \sum F_y = 0; \quad \sum M_A = 0; \quad \sum M_B = 0,$$

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

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

$\sum M_A$ ($\sum M_B$) – сумма моментов всех сил относительно произвольной точки A (B) тела.

2.2 Пример выполнения практического задания

Определить реакции опор балки (рисунок 1.5), если $F_1 = 250$ 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.

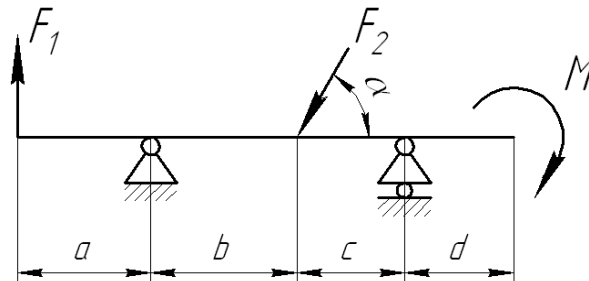


Рисунок 1.5 – Схема нагружения двухопорной балки

Отбрасываем реакции связей и заменяем их действие реакциями (рисунок 1.6): для левой опоры (шарнирно-неподвижной) R_A^x и R_A^y ; для правой опоры (шарнирно-подвижной) R_B .

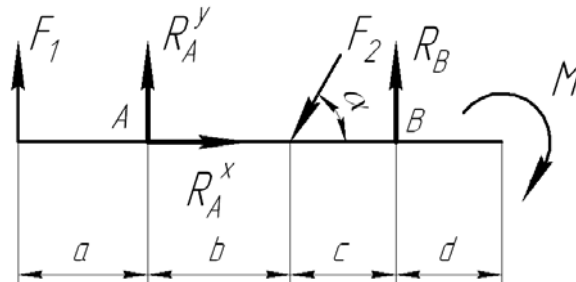


Рисунок 1.6 – Расчетная схема балки

Составляем уравнения равновесия:

– сумма проекций сил на ось x

$$\sum F_x = 0; \quad R_A^x - F_2 \cdot \cos \alpha = 0; \quad (1.1)$$

– сумма моментов сил относительно точки A

$$\sum M_A = 0; \quad -F_1 \cdot a - F_2 \cdot \sin \alpha \cdot b + R_B \cdot (b + c) - M = 0; \quad (1.2)$$

– сумма моментов сил относительно точки B

$$\sum M_B = 0; \quad -F_1 \cdot (a + b + c) - R_A^y \cdot (b + c) + F_2 \cdot \sin \alpha \cdot c - M = 0. \quad (1.3)$$

Из уравнения (1.1) находим реакцию R_A^x :

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

Из уравнения (1.2) определяем реакцию R_B :

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

Из уравнения (1.3) находим реакцию R_A^y :

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

Для проверки правильности решения составим уравнение проекций сил на ось y :

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

Определяем полную реакцию левой 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

2.1 Теоретические основы практического занятия

Детали механизмов и машин отличаются друг от друга по форме и размерам. При расчетах на прочность деталей используются их поперечные сечения, имеющие свои геометрические характеристики. Рассмотрим геометрические характеристики плоских сечений.

Площадь $A = \int dA$.

Статический момент относительно оси S_x , S_y – сумма произведений площадей элементарных площадок dA на их расстояния до этой оси.

$$S_x = \int y \cdot dA = A \cdot y_c; \quad S_y = \int x \cdot dA = A \cdot x_c,$$

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

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

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

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

где A_i – площади фигур, составляющих плоское сечение

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

Последнее выражение позволяет определить положение центра тяжести для любого составного сечения.

Осевой момент инерции – сумма произведений площадей элементарных площадок dA на квадраты их расстояний до определенной оси:

$$I_x = \int y^2 \cdot dA; \quad I_y = \int x^2 \cdot dA.$$

Полярный момент инерции плоского сечения относительно некоторой точки (полюса) O – сумма произведений элементарных площадок dA на квадраты их расстояний от этой точки, т. е.

$$I_p = \int (x^2 + y^2) \cdot dA = I_x + I_y.$$

Осевой момент сопротивления – отношение осевого момента инерции к расстоянию от наиболее удаленной точки сечения по этой оси:

$$W_x = I_x / y_{\max}; \quad W_y = I_y / x_{\max}.$$

Полярный момент сопротивления относительно точки (полюса) – отношение полярного момента инерции к расстоянию от наиболее удаленной точки сечения до полюса:

$$W_p = I_p / \rho_{\max}.$$

2.2 Пример выполнения практического задания

Пример 1 – Определить положение центра тяжести сечения на рисунке 2.1.

Проводим оси x и y и разбиваем сечение на простые фигуры (два прямоугольника). Определяем площади фигур:

$$A_1 = 12 \cdot 26 = 312 \text{ мм}^2; \quad A_2 = 10 \cdot (34 - 12) = 220 \text{ мм}^2.$$

Находим расстояние от центров тяжести фигур до осей:

$$x_1 = 0; \quad y_1 = \frac{12}{2} = 6 \text{ мм}; \quad x_2 = \frac{26}{2} - \frac{10}{2} = 13 - 5 = 8 \text{ мм}; \quad y_2 = \frac{34 - 12}{2} = 11 \text{ мм}.$$

Записываем выражение для статических моментов инерции

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

Отсюда

$$y_c = \frac{A_1 \cdot y_1 + A_2 \cdot (-y_2)}{A_1 + A_2} = \frac{312 \cdot 6 - 220 \cdot 11}{312 + 220} = -1,03 \text{ мм};$$

$$x_c = \frac{A_1 \cdot x_1 + A_2 \cdot (-x_2)}{A_1 + A_2} = \frac{312 \cdot 0 - 220 \cdot 8}{312 + 220} = -3,31 \text{ мм}.$$

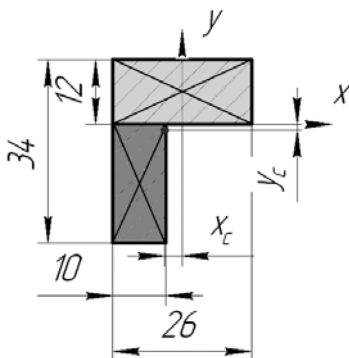


Рисунок 2.1 – Сечение детали

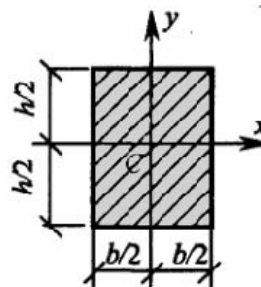


Рисунок 2.2 – Прямоугольное сечение

Пример 2 – Определить осевые и полярный моменты инерции прямоугольника высотой h и шириной b относительно осей x и y (рисунок 2.2). Определить осевые и полярные моменты сопротивления.

Представим $dA = b \cdot dy$, тогда

$$I_x = \int y^2 \cdot dA = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} y^2 \cdot b \cdot dy = b \cdot \frac{y^3}{3} \bigg|_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} = \frac{b}{3} \cdot \frac{h^3}{8} - \frac{b}{3} \cdot \left(-\frac{h^3}{8} \right) = \frac{b}{3} \cdot \frac{2 \cdot h^3}{8} = \frac{b \cdot h^3}{12}.$$

Представим $dA = h \cdot dx$, тогда

$$I_y = \int x^2 \cdot dA = \int_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} x^2 \cdot h \cdot dx = h \cdot \frac{x^3}{3} \bigg|_{-\frac{b}{2}}^{\frac{b}{2}} = \frac{h}{3} \cdot \frac{b^3}{8} - \frac{h}{3} \cdot \left(-\frac{b^3}{8} \right) = \frac{h}{3} \cdot \frac{2 \cdot b^3}{8} = \frac{h \cdot b^3}{12}.$$

$$I_p = I_x + I_y = \frac{h \cdot b^3}{12} + \frac{h^3 \cdot b}{12} = \frac{h \cdot b \cdot (h^2 + b^2)}{12}.$$

Определим моменты сопротивления:

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{\frac{b \cdot h^3}{12}}{\frac{h}{2}} = \frac{b \cdot h^2}{6}; \quad W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} = \frac{\frac{h \cdot b^3}{12}}{\frac{b}{2}} = \frac{h \cdot b^2}{6};$$

$$W_x = \frac{I_x}{y_{\max}} = \frac{\frac{b \cdot h^3}{12}}{\frac{h}{2}} = \frac{b \cdot h^2}{6}; \quad W_y = \frac{I_y}{x_{\max}} = \frac{\frac{h \cdot b^3}{12}}{\frac{b}{2}} = \frac{h \cdot b^2}{6};$$

$$W_p = \frac{I_p}{\rho_{\max}} = \frac{\frac{h \cdot b \cdot (h^2 + b^2)}{12}}{\sqrt{\left(\frac{h}{2}\right)^2 + \left(\frac{b}{2}\right)^2}} = \frac{h \cdot b \cdot (h^2 + b^2)}{12 \sqrt{\frac{h^2 + b^2}{4}}} = \frac{h \cdot b \cdot \sqrt{h^2 + b^2}}{6}.$$

3 Построение эпюр при растяжении-сжатии

3.1 Теоретические основы практического занятия

Эпюра (фр. *épure* «чертёж») – особый вид графика, показывающий распределение какой-либо величины по длине объекта. Например, для стержня при растяжении-сжатии приводят распределение напряжений (внутренних давлений) вдоль продольной оси. Расчёт эпюр напряжений является базовой задачей сопротивления материалов для определения наиболее нагруженных участков или сечений.

3.2 Пример выполнения практического задания

Ступенчатый брус круглого сечения нагружен силами F_1, F_2, F_3 . Найти наиболее нагруженное сечение бруса (рисунок 3.1) и проверить его на прочность, если известно что допускаемое напряжение на растяжение и сжатие $[\sigma_p] = 120$ МПа.

Разбиваем прямолинейный брус на участки. Границами участков являются точки продольной оси, соответствующие изменению площади поперечного сечения и точкам приложения сосредоточенных сил.

В нашем случае брус будет иметь пять участков (рисунок 3.2, а).

Участок I: от точки приложения силы F_1 до точки A, в которой изменяется диаметр сечения с $\varnothing 10$ мм до $\varnothing 20$ мм.

Участок II: от точки A до точки приложения силы F_2 .

Участок III: от точки приложения силы F_2 до точки B, в которой изменяется диаметр сечения с $\varnothing 20$ мм до $\varnothing 10$ мм.

Участок IV: от точки B до точки приложения силы F_3 .

Участок V: от точки приложения силы F_3 до конца бруса.

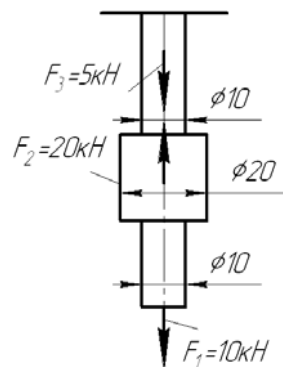


Рисунок 3.1 – Исходные данные

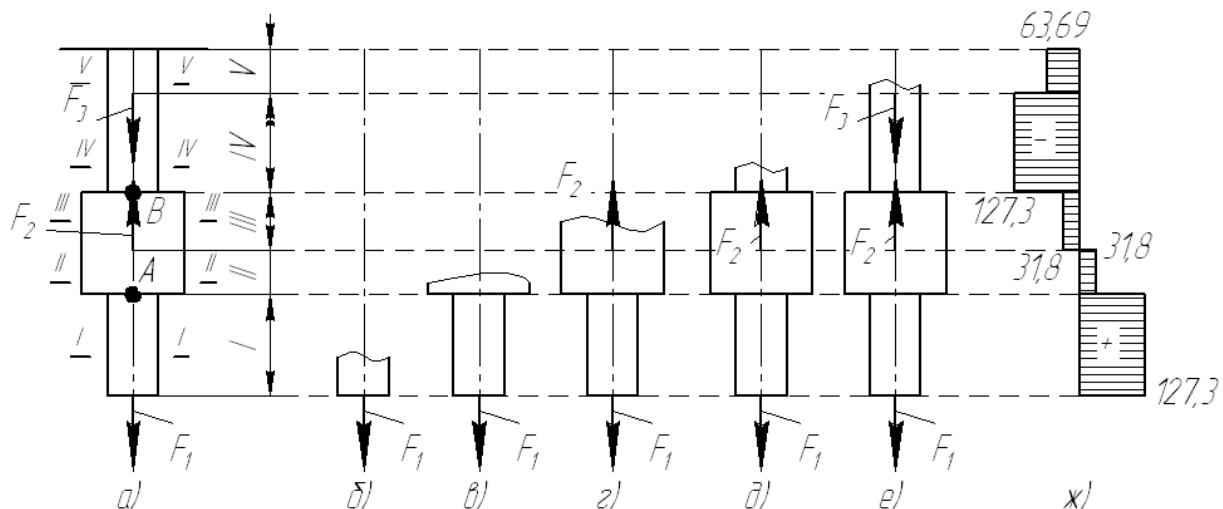


Рисунок 3.2 – Пример решения задачи

Рассматриваем участок I (рисунок 3.2, б).

Проводим сечение I-I и отбросим верхнюю часть бруса. На брус на участке I действует сила F_1 , растягивающая брус. Значит на этом участке результирующая сила $F_I = F_1$.

Определим напряжения на участке I: $\sigma_I = \frac{F_I}{A_1}$.

Площадь круга $A_1 = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4}$, тогда

$$\sigma_I = \frac{4 \cdot F_I}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,01^2} = 127,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 127,3 \text{ МПа}.$$

Усилия подставляем в ньютонах, размеры в метрах.

Рассматриваем участок II (рисунок 3.2, в).

Проводим сечение II-II и отбросим верхнюю часть бруса. На брус на участке II действует сила F_1 , растягивающая брус (точка приложения силы F_2 лежит за отсеченной частью бруса). Значит на этом участке результирующая сила $F_{II} = F_1$.

Определим напряжения на участке II:

$$\sigma_{II} = \frac{4 \cdot F_{II}}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,02^2} = 31,8 \text{ МПа}.$$

Рассматриваем участок III (рисунок 3.2, г).

Проводим сечение III-III и отбросим верхнюю часть бруса. На брус на участке III действует сила F_1 , растягивающая брус и сила F_2 сжимающая брус. Значит на этом участке результирующая сила $F_{III} = F_1 - F_2$.

Определим напряжения на участке II:

$$\sigma_{III} = \frac{4 \cdot F_{III}}{\pi \cdot d_2^2} = \frac{4 \cdot (10 - 20) \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,02^2} = -31,8 \text{ МПа}.$$

Знак «минус» указывает на то что участок сжат.

Рассматриваем участок IV (рисунок 3.2, д).

Проводим сечение IV-IV и отбросим верхнюю часть бруса. На брус на участке IV действует сила F_1 , растягивающая брус, и сила F_2 , сжимающая брус (точка приложения силы F_3 лежит за отсеченной частью бруса). Значит на этом участке результирующая сила $F_{IV} = F_1 - F_2$.

Определим напряжения на участке II:

$$\sigma_{IV} = \frac{4 \cdot F_{IV}}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot (10 - 20) \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,01^2} = -127,3 \text{ МПа}.$$

Рассматриваем участок V (рисунок 3.2, *е*).

Проводим сечение V-V и отбросим верхнюю часть бруса. На брус на участке V действуют силы F_1 и F_3 , растягивающие брус, и сила F_2 , сжимающая брус. Значит на этом участке результирующая сила $F_V = F_1 - F_2 + F_3$.

Определим напряжения на участке:

$$\sigma_V = \frac{4 \cdot F_V}{\pi \cdot d_3^2} = \frac{4 \cdot (10 - 20 + 5) \cdot 10^3}{3,14 \cdot 0,01^2} = -63,69 \text{ МПа.}$$

Строим эпюру напряжений (рисунок 3.2, *ж*).

На участке I: $\sigma_I = 127,3 \text{ МПа}$.

На участке II: $\sigma_{II} = 31,8 \text{ МПа}$.

На участке III: $\sigma_{III} = -31,8 \text{ МПа}$.

На участке IV: $\sigma_{IV} = -127,3 \text{ МПа}$.

На участке V: $\sigma_V = -63,69 \text{ МПа}$.

Находим наиболее нагруженные участки (I и IV) и, сравнивая напряжения с допускаемыми, делаем вывод о том, что брус не выдержит заданные нагрузки.

4 Построение эпюр при кручении

4.1 Теоретические основы практического занятия

Кручением называется такой вид деформации, при котором в поперечном сечении стержня возникает лишь один силовой фактор – крутящий момент M_z . Крутящий момент равен сумме моментов внутренних сил относительно продольной оси стержня Oz .

Условимся считать M_z положительным, если со стороны отброшенной части стержня видим его направленным против часовой стрелки (рисунок 4.1), или отрицательным – если направлен по часовой стрелке.

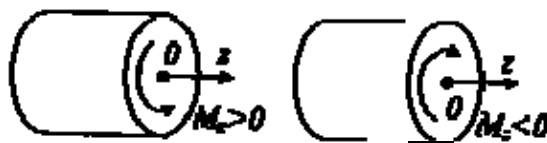


Рисунок 4.1 – Схема для определения знака крутящего момента

Численно крутящий момент равен сумме моментов внешних сил, приложенных к отсеченной части стержня, относительно оси Oz .

При расчете вала необходимо, чтобы он удовлетворял условиям прочности и жесткости [1].

Условие прочности требует, чтобы максимальные касательные напряжения были меньше допускаемых для материала вала:

$$\tau_{\max} = T/W_{\rho} \leq [\tau]. \quad (4.1)$$

Отсюда необходимый диаметр вала:

$$d \geq \sqrt[3]{T/0,2[\tau]}. \quad (4.2)$$

Условие жесткости требует, чтобы максимальный относительный угол закручивания $\theta_{\max}$ был меньше допускаемого угла закручивания единицы длины вала:

$$\theta = T/GI_{\rho} \leq [\theta]. \quad (4.3)$$

Отсюда необходимый диаметр вала

$$d \geq \sqrt[4]{T/0,1G[\theta]}, \quad (4.4)$$

где G – модуль сдвига, Па.

Угол закручивания отдельного участка сплошного вала определяется по формуле

$$\varphi = Tl/GI_{\rho}, \quad (4.5)$$

где l – длина участка вала, м.

4.2 Пример выполнения практического задания

Определить диаметр вала в опасном сечении по условиям прочности и жесткости (рисунок 4.2, а). Построить эпюру углов закручивания вала, приняв за начало отсчета сечение с моментом M_1 . Крутящий момент $m = 70$ Н·м, $G = 0,8 \cdot 10^5$ МПа, допускаемое напряжение кручения $[\tau] = 14$ МПа, допускаемый относительный угол закручивания $[\theta] = 1$ рад/м.

Определяем крутящий момент M_4 :

$$\sum M = 0; \rightarrow M_1 - M_2 + M_3 - M_4 = 0 \rightarrow M_4 = 3 \cdot m - 4 \cdot m + 2 \cdot m = m = 70 \text{ Н·м.}$$

Разбиваем вал на участки, границами которых являются точки приложения внешних моментов. Строим эпюру крутящих моментов (рисунок 4.2, б):

- участок AB : $T_1 = 3 \cdot m = 210$ Н·м;
- участок AC : $T_2 = 3 \cdot m - 4 \cdot m = -70$ Н·м;
- участок AD : $T_3 = 3 \cdot m - 4 \cdot m + 2 \cdot m = 70$ Н·м.

Определяем диаметр по участкам сплошного вала из условия прочности по формуле (4.2):

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{210}{0,2 \cdot 14 \cdot 10^6}} = 0,0422 = 42,2 \text{ мм};$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{70}{0,2 \cdot 14 \cdot 10^6}} = 0,0292 = 29,2 \text{ мм};$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{70}{0,2 \cdot 14 \cdot 10^6}} = 0,0292 = 29,2 \text{ мм}.$$

Определяем диаметр по участкам сплошного вала из условия жесткости по формуле (4.4):

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{T_1}{0,1G[\theta]}} = \sqrt[4]{\frac{210}{0,1 \cdot 0,8 \cdot 10^{11} \cdot 1}} = 0,004 = 4 \text{ мм};$$

$$d_2 = \sqrt[4]{\frac{T_2}{0,1G[\theta]}} = \sqrt[4]{\frac{70}{0,1 \cdot 0,8 \cdot 10^{11} \cdot 1}} = 0,0031 = 3,1 \text{ мм};$$

$$d_3 = \sqrt[4]{\frac{T_3}{0,1G[\theta]}} = \sqrt[4]{\frac{70}{0,1 \cdot 0,8 \cdot 10^{11} \cdot 1}} = 0,0031 = 3,1 \text{ мм}.$$

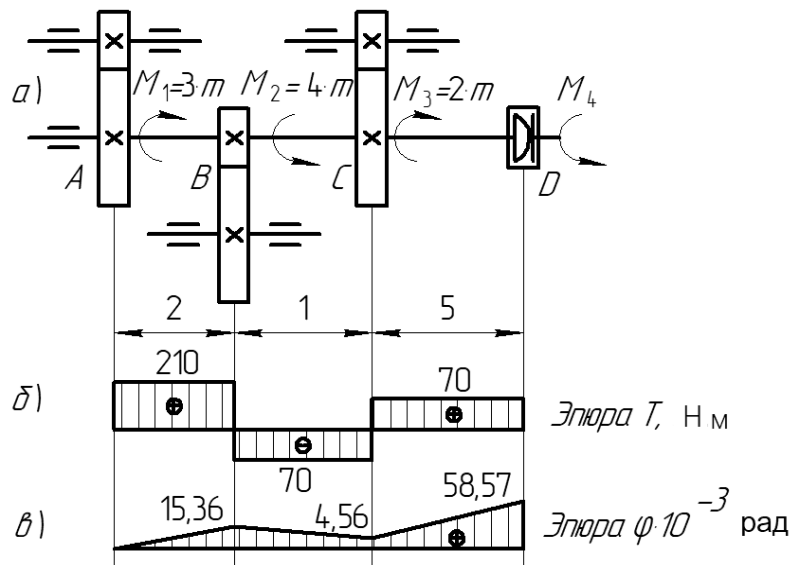


Рисунок 4.2 – Схема для расчета стержня на кручение

В качестве окончательных значений принимаются большие из полученных с округлением в большую сторону. Соответственно $d_1 = 43 \text{ мм}$, $d_2 = 30 \text{ мм}$, $d_3 = 30 \text{ мм}$.

Рассчитываем углы закручивания по отдельным участкам по формуле (4.5):

$$\varphi_{AB} = \frac{T_1 l_1}{0,1Gd_1^4} = \frac{210 \cdot 2}{0,1 \cdot 0,8 \cdot 10^{11} \cdot 0,043^4} = 15,36 \cdot 10^{-3} \text{ рад};$$

$$\varphi_{BC} = \frac{T_2 l_2}{0,1Gd_2^4} = \frac{-70 \cdot 1}{0,1 \cdot 0,8 \cdot 10^{11} \cdot 0,031^4} = -10,8 \cdot 10^{-3} \text{ рад};$$

$$\varphi_{BC} = \frac{T_2 l_2}{0,1 G d_2^4} = \frac{70 \cdot 5}{0,1 \cdot 0,8 \cdot 10^{11} \cdot 0,031^4} = 54,01 \cdot 10^{-3} \text{ рад.}$$

Эпюра углов закручивания строится путем алгебраического сложения углов закручивания на отдельных участках (рисунок 4.2, в).

Вопросы для самоконтроля

- 1 Назовите правило знаков для крутящего момента.
- 2 Как найти диаметр вала из условия прочности (жесткости)?
- 3 Как найти величину угла закручивания участка стержня (всего стержня)?

5 Построение эпюр при поперечном изгибе

5.1 Теоретические основы практического занятия

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.

Поперечная сила Q – это сумма проекций на ось y всех сил, лежащих слева (или справа) от сечения. Поперечная сила считается положительной, если вызывающая её внешняя сила действует относительно рассматриваемого сечения по часовой стрелке.

Изгибающий момент M – это сумма моментов всех сил, лежащих слева (или справа) от сечения относительно оси z . Момент считается положительным, если создающие его усилия сжимают верхние волокна (рисунок 5.1).

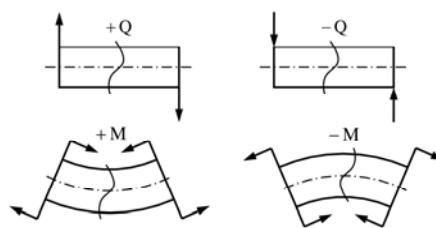


Рисунок 5.1 – Правило знаков внутренних силовых факторов

5.2 Пример выполнения практического задания

Проверить на прочность балку круглого сечения, нагруженную силами $F_1 = 5 \text{ кН}$; $F_2 = 1 \text{ кН}$; $F_3 = 12 \text{ кН}$; $F_4 = 8 \text{ кН}$, и изгибающими моментами $M_1 = 0,2 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $M_2 = 0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$ (рисунок 5.2). Известен диаметр балки $d = 40 \text{ мм}$, размеры $a = 0,1 \text{ м}$; $b = 0,2 \text{ м}$; $c = 0,2 \text{ м}$; $d = 0,3 \text{ м}$; допускаемые напряжения на изгиб $[\sigma_u] = 160 \text{ МПа}$.

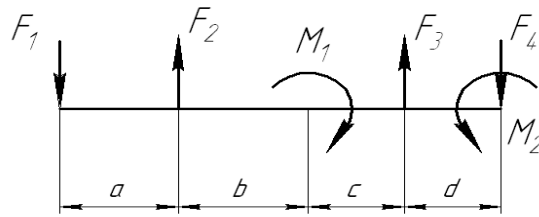


Рисунок 5.2 – Исходные данные

Разбиваем эпюру на участки. Границами участков служат точки приложения нагрузок.

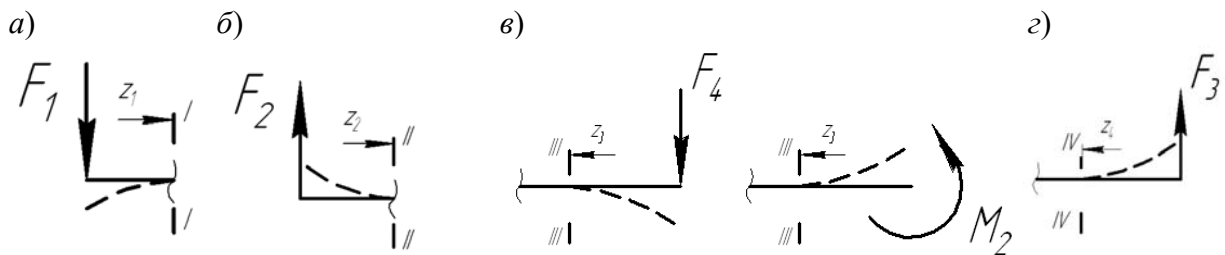
Участок I: от точки приложения силы F_1 до точки приложения силы F_2 .

Участок II: от точки приложения силы F_2 до точки приложения момента M_1 .

Участок III: от точки приложения силы F_4 и момента M_2 до точки приложения силы F_3 .

Участок IV: от точки приложения силы F_3 до точки приложения момента M_1 .

Участок I. Проводим сечение I-I и отбрасываем правую часть балки. На участке I-I действует сила F_1 , которая растягивает верхние волокна балки (рисунок 5.3, а).



а – первый участок; б – второй участок; в – третий участок; г – четвертый участок

Рисунок 5.3 – Решение задачи по этапам (участкам балки)

Принимаем изгибающий момент от силы F_1 за положительный. Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент на участке I:

$$M_I = F_1 \cdot z_1 \quad \left| \begin{array}{l} a \quad F_1 \cdot a = 5 \cdot 0,1 = 0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ 0 \quad F_1 \cdot 0 = 0 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{array} \right.$$

Строим эпюру изгибающих моментов на участке I (в точке приложения силы F_1 момент $M_I = 0$, на расстоянии a момент $M_I = 5 \text{ кН} \cdot \text{м}$).

Участок II. Проводим сечение II-II и отбрасываем правую часть балки (рисунок 5.3, б). На участке II-II продолжает действовать сила F_1 , которая растягивает верхние волокна балки, и появляется сила F_2 , которая растягивает нижние волокна балки. Поэтому изгибающий момент от силы F_2 отрицательный.

Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент:

$$M_{II} = F_1 \cdot (a + z_2) - F_2 \cdot z_2 \quad \left| \begin{array}{l} b \quad F_1 \cdot (a + b) - F_2 \cdot b = 5 \cdot 0,3 - 1 \cdot 0,2 = 1,3 \text{ кН} \cdot \text{м}; \\ 0 \quad R_a \cdot (a + 0) - F_1 \cdot 0 = 5 \cdot 0,1 = 0,5 \text{ кН} \cdot \text{м}. \end{array} \right.$$

Строим эпюру изгибающих моментов на участке II (в точке приложения силы F_2 момент $M_{II} = 0,5 \text{ кН}\cdot\text{м}$, на расстоянии b момент $M_{II} = 1,3 \text{ кН}\cdot\text{м}$).

Участок III. Проводим сечение III-III и отбрасываем левую часть балки. На участке III-III действует сила F_4 , которая растягивает верхние волокна балки, и изгибающий момент M_2 , который растягивает нижние волокна балки. Поэтому изгибающий момент от силы F_4 положительный, а изгибающий момент от момента M_2 отрицательный.

Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент:

$$M_{III} = F_4 \cdot z_3 - M_2 \quad \left| \begin{array}{l} d \quad F_4 \cdot d - M_2 = 8 \cdot 0,3 - 0,5 = 1,9 \text{ кН}\cdot\text{м}; \\ 0 \quad F_4 \cdot 0 - M_2 = -0,5 \text{ кН}\cdot\text{м}. \end{array} \right.$$

Строим эпюру изгибающих моментов на участке III (в точке приложения силы F_4 момент $M_{III} = -0,5 \text{ кН}\cdot\text{м}$, на расстоянии d момент $M_{III} = 1,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$).

Участок IV. Проводим сечение IV-IV и отбрасываем левую часть балки. На участке IV-IV продолжают действовать сила F_4 , которая растягивает верхние волокна балки, и изгибающий момент M_2 , который растягивает нижние волокна балки, и появляется сила F_3 , которая растягивает нижние волокна балки. Поэтому изгибающий момент от силы F_3 отрицательный.

Составляем уравнение, по которому изменяется изгибающий момент:

$$M_{VI} = F_4 \cdot (d + z_3) - M_2 - F_3 \cdot z_3 \quad \left| \begin{array}{l} c \quad F_4 \cdot (d + c) - M_2 - F_3 \cdot z_3 = 8 \cdot 0,5 - 0,5 - 12 \cdot 0,2 = 1,1 \text{ кН}\cdot\text{м}; \\ 0 \quad F_4 \cdot (d + 0) - M_2 - F_3 \cdot 0 = F_4 \cdot 0,3 - 0,5 = 1,9 \text{ кН}\cdot\text{м}. \end{array} \right.$$

Строим эпюру изгибающих моментов на участке IV (в точке приложения силы F_3 момент $M_{IV} = 1,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$, на расстоянии c момент $M_{IV} = 1,1 \text{ кН}\cdot\text{м}$).

Наибольший момент $M_{\max} = 1,9 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Определяем напряжения изгиба $\sigma_u = \frac{M_{\max}}{W}$.

Осей момент сопротивления круглого сечения $W = 0,2 \cdot d^3$, тогда

$$\sigma_u = \frac{1,9 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 0,04^3} = 148,4 \cdot 10^6 \text{ Па} = 148,4 \text{ МПа}.$$

Балка выдержит данные нагрузки. Эпюры приведены на рисунке 5.4.

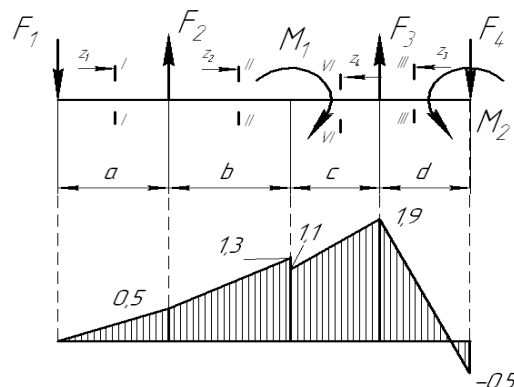


Рисунок 5.4 – Решение задачи

6 Кинематический анализ механизмов

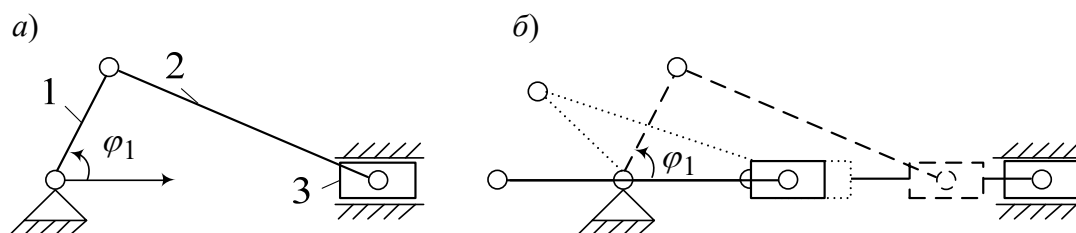
6.1 Теоретические основы практического занятия

Кинематика – раздел механики, изучающий движение с геометрической точки зрения, т. е. без учета причин, вызывающих его. Для характеристики движения используют следующие кинематические параметры: перемещение $s(t)$, м; скорость $v = ds / dt$, м/с; ускорение $a = dv / dt$, м/с². Можно применять их аналоги – функцию положения $s(\varphi_1)$, м; передаточную функцию скорости $v_q = dS / d\varphi_1$, м/рад, или передаточную функцию ускорения $a_q = dv_q / d\varphi_1$, м/рад², где φ_1 – обобщенная координата угла поворота входного звена I ; t – время. Связь между скоростями и ускорениями и их передаточными функциями:

$$v = v_q \omega_1; \quad (6.1)$$

$$a = a_q \omega_1^2. \quad (6.2)$$

Для кинематического анализа строят кинематическую схему механизма (структурную схему с учетом геометрических размеров звеньев) и планы положений звеньев (кинематические схемы при заданных положениях входного звена) (рисунок 6.1).



а – кинематическая схема механизма; б – несколько планов положений механизма

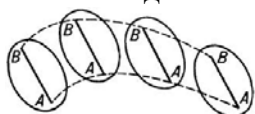
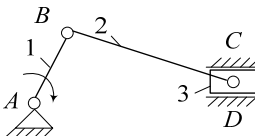
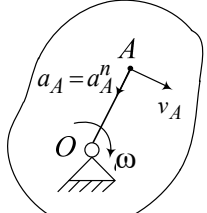
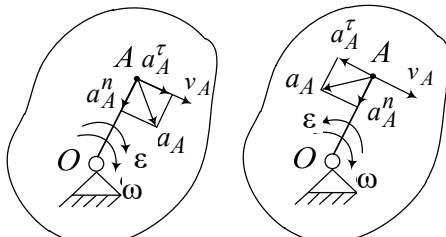
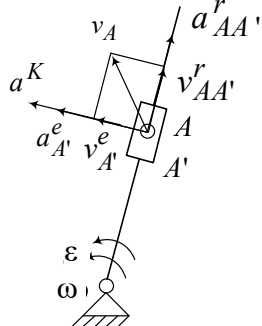
Рисунок 6.1 – Схемы для кинематического анализа механизма ($\mu_s = 0,01 \text{ м/мм}$)

Определить кинематические параметры можно методом планов, методом замкнутых векторных контуров, методом численного или графического дифференцирования (интегрирования) и другими методами.

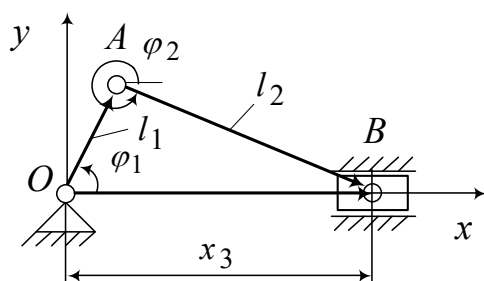
Планом скоростей звена называется плоский пучок векторов, идущих из полюса, которые изображают в масштабе абсолютные скорости точек звена; отрезки, соединяющие концы векторов, изображают относительные скорости точек. Совокупность планов скоростей звеньев с общим полюсом называется **планом скоростей механизма**. **Определение плана ускорений аналогично.**

В таблице 6.1 рассмотрены основные виды движения и приведены их кинематические соотношения.

Таблица 6.1 – Основные виды движения

Вид движения	Пример движения	Скорость	Ускорение
Поступательное движение – это движение, при котором траектории, скорости и ускорения всех точек этого тела одинаковы и тело движется без поворота. Прямолинейное движение – частный случай поступательного движения по прямой. Круговое поступательное – траектория окружности	Поступательное движение тела  Прямолинейное движение ползуна  Круговое поступательное движение груза 	$v_A = v_B = \frac{ds}{dt}$ $v_3 = \frac{ds}{dt}$	$a_A = a_B = \frac{dv}{dt}$ $a_3 = \frac{dv}{dt}$
Вращательное движение – движение, при котором одна точка тела неподвижна относительно выбранной системы отсчета	Равномерное вращение  Ускоренное Замедленное 	$v_A = \omega \cdot l_{OA},$ $v_A = \omega \cdot l_{OA}$	$\vec{a}_A = \vec{a}_A^n$ $a_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA}$ $\vec{a}_A = \vec{a}_A^n + \vec{a}_A^\tau$ $\vec{a}_A = \sqrt{(a_A^n)^2 + (a_A^\tau)^2}$ $a_A^n = \omega^2 \cdot l_{OA}$ $a_A^\tau = \varepsilon \cdot l_{OA}$
Сложное движение – результат сложения двух разных видов движений: переносного (e) и относительного (r)	Переносное e – вращательное, относительное r – поступательное 	$\vec{v}_A = \vec{v}_{A'}^e + \vec{v}_{AA'}^r$	$\vec{a}_A = \vec{a}_{A'}^e + \vec{a}_{AA'}^r + \vec{a}^K$ $a^K = 2\omega \cdot v_{AA'}^r$
Примечание – $\vec{a}_A^n$ – вектор нормального ускорения точки направляется к центру вращения; a^K – ускорение Кориолиса направляется поворотом на 90° вектора относительной скорости $\vec{v}_{AA'}^r$ по направлению переносного вращения ω			

Геометрический метод замкнутых векторных контуров основан на векторных уравнениях, связывающих положения характерных точек механизма. Проецируя эти уравнения на оси координат, получают аналитические выражения для определения линейных x_i , y_i и угловых φ_k координат в зависимости от обобщенной координаты φ_1 . В качестве обобщенной координаты φ_1 принимают угол поворота входного звена (кривошипа). На рисунке 6.2 рассмотрено



применение этого метода для кривошипно-ползунного механизма.

Механизм можно представить в виде замкнутого векторного контура OAB :

$$\vec{OA} + \vec{AB} = \vec{OB}. \quad (6.3)$$

Рисунок 6.2 – Применение метода замкнутых векторных контуров

Векторное уравнение в координатной форме имеют вид

$$\begin{cases} l_1 \cos \varphi_1 + l_2 \cos \varphi_2 = x_3; \\ l_1 \sin \varphi_1 + l_2 \sin \varphi_2 = 0, \end{cases} \quad (6.4)$$

где x_3 – координата, определяющая положение ползуна;

φ_1 и φ_2 – углы положения кривошипа длиной l_1 и шатуна длиной l_2 .

Система (6.4) включает два уравнения и два неизвестных. Задаваясь значениями угла поворота кривошипа φ_1 , можно определить φ_2 и x_3 . Для определения передаточных функций скорости v_{q3} и ускорения a_{q3} можно продифференцировать систему (6.4) по φ_1 :

$$\begin{cases} -l_1 \sin \varphi_1 - U_{21} l_2 \sin \varphi_2 = v_{q3}; \\ l_1 \cos \varphi_1 + U_{21} l_2 \cos \varphi_2 = 0, \end{cases} \quad (6.5)$$

где U_{21} – передаточная функция угловой скорости шатуна.

Методы численного дифференцирования (интегрирования) основаны на известных формулах численного дифференцирования (интегрирования) и хорошо формализуются. Например, зная значения перемещений x_3 ползуна 3 (см. рисунок 6.2) при заданных углах поворота φ_1 кривошипа 1 (рисунок 6.3, а), можно получить передаточные функции скорости v_{q3} (рисунок 6.3, б) и ускорения a_{q3} ползуна (рисунок 6.3, в), продифференцировав численно по формулам

$$v_{q3i} = \frac{x_{3i} - x_{3i-1}}{\varphi_{1i} - \varphi_{1i-1}}, \quad a_{q3i} = \frac{v_{q3i} - v_{q3i-1}}{\varphi_{1i} - \varphi_{1i-1}}, \quad i = \overline{1..n}, \quad (6.6)$$

где x_{3i} и s_{3i-1} – значения перемещений ползуна в i -й и предыдущей точках при положениях φ_{1i} и φ_{1i-1} кривошипа;

v_{q3i} и v_{q3i-1} – значения передаточных функций скорости ползуна в i -й и предыдущей точках при положениях φ_{1i} и φ_{1i-1} кривошипа;

i и n – номер положения и общее число рассмотренных положений.

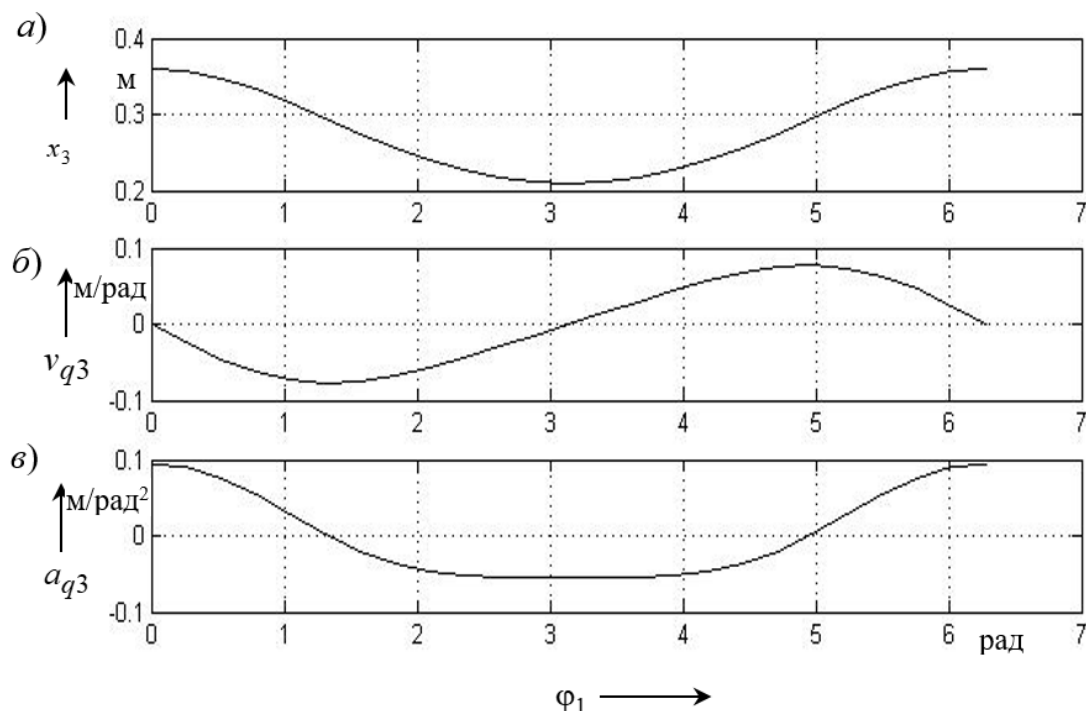


Рисунок 6.3 – Применение метода численного дифференцирования и интегрирования

6.2 Пример выполнения практического задания

Определить графическим методом планов для кривошипно-ползунного механизма (рисунок 6.4) скорости кинематических пар, скорость центра масс шатуна и его угловую скорость, если $l_1 = 0,15$ м; $l_2 = 0,2$ м; $y_B = 0,1$ м; $\varphi_1 = 45^\circ$; $\omega_1 = 5$ с⁻¹.

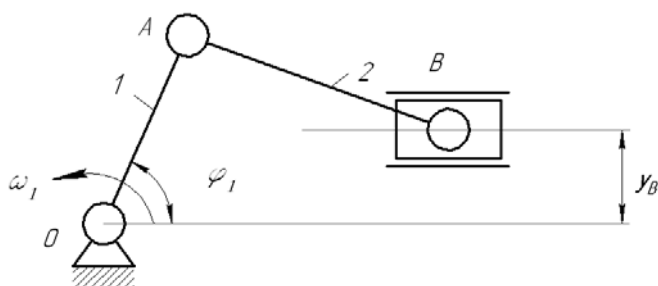


Рисунок 6.4 – Кинематическая схема кривошипно-ползунного механизма

1 Построение плана механизма.

Назначаем произвольно длину кривошипа l на плане механизма (см. рисунок 6.4) $OA = 60$ мм. Определяем масштабный коэффициент плана механизма

$$\mu_s = \frac{l_1}{OA} = \frac{0,15}{60} = 0,0025 \text{ м/мм.}$$

Определяем длину шатуна и вертикальную координату ползуна на плане механизма

$$AB = \frac{l_2}{\mu_s} = \frac{0,2}{0,0025} = 80 \text{ мм; } Y_B = \frac{y_B}{\mu_s} = \frac{0,1}{0,0025} = 40 \text{ мм.}$$

Строим план механизма в следующей последовательности.

Ставим произвольно на листе точку O . Откладываем из точки O отрезок $OA = 60$ мм под углом 45° получаем точку A (рисунок 6.5, а). Проводим горизонтальную линию на расстоянии $Y_B = 40$ мм от точки O (рисунок 6.5, б). Отмеряем циркулем расстояние $AB = 80$ мм ставим циркуль в точку A и делаем засечку на горизонтальной прямой. Получаем точку B (рисунок 6.5, в). Дорисовываем опоры, кинематические пары, обозначаем точки и звенья.

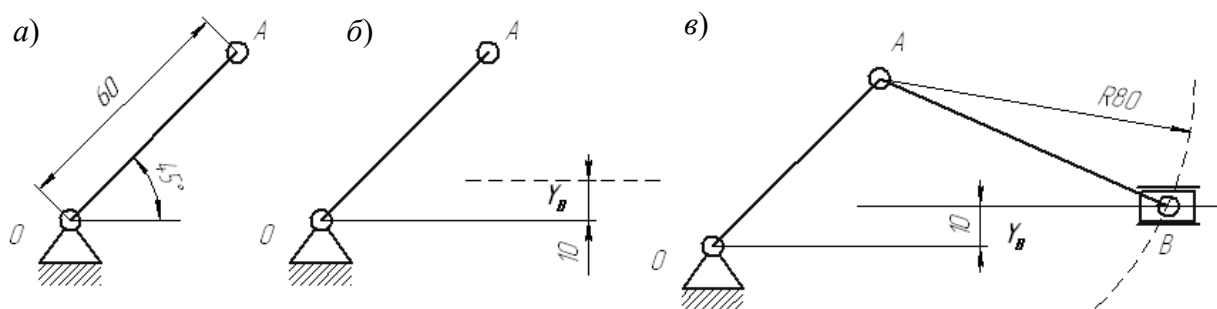


Рисунок 6.5 – План кривошипно-ползунного механизма

2 Построение плана скоростей (рисунок 6.6).

Ставим произвольную точку p_v (полюс). В этой точке скорости нулевые.

Точка A совершает вращательное движение вместе с кривошипом (направление ее скорости $v_A \perp OA$). Определяем скорость точки A : $v_A = \omega_1 \cdot l_1 = 5 \cdot 0,15 = 0,75$ м/с.

Задаемся на плане скоростей расстоянием $p_v a = 50$ мм (произвольно).

Определяем масштабный коэффициент для плана скоростей

$$\mu_v = \frac{v_A}{p_v a} = \frac{0,75}{50} = 0,015 \text{ м/(с·мм).}$$

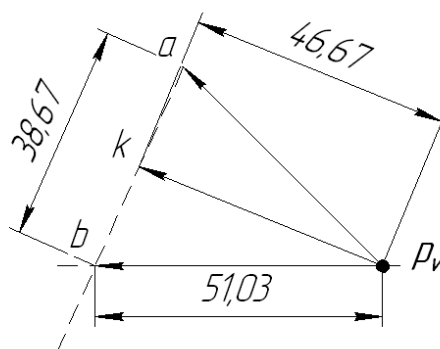


Рисунок 6.6 – План скоростей кривошипно-ползунного механизма

Проводим из полюса p_v вектор скорости v_A длиной $p_v a$ (направление $p_v a \perp OA$).

Строим скорость точки B . Точка B принадлежит шатуну 2, совершающему плоскопараллельное движение. Скорость точки B находится из равенства $\vec{v}_B = \vec{v}_A + \vec{v}_{BA}$. Здесь $\vec{v}_A$ известна по модулю и по направлению. $\vec{v}_{BA}$ неизвестна по модулю, но известна по направлению ($\vec{v}_{BA} \perp BA$, плоскопараллельное движение шатуна представляем, как поступательное перемещение полюса A и вращательное движение точки B относительно полюса). Следовательно, проводим из точки A прямую $\perp BA$. Точка B принадлежит также ползуну 3, совершающему поступательное движение вдоль горизонтальной прямой x . Поэтому $\vec{v}_B \parallel x$. Проводим из полюса p_v прямую $\parallel x$. На пересечении указанных прямых ставим точку b .

Определение скорости точки B .

Замеряем отрезок $p_v b = 51,03$ мм на плане скоростей и, умножая на масштабный коэффициент μ_v , определяем скорость точки B .

$$v_B = \mu_v \cdot p_v b = 0,015 \cdot 51,03 = 0,765 \text{ м/с.}$$

Определение скорости центра масс шатуна.

Делим на плане скоростей отрезок ab пополам точкой k (центр масс лежит на середине отрезка AB). Проводим из полюса вектор $p_v k$. Замеряем отрезок $p_v k = 46,67$ мм на плане скоростей и умножая на масштабный коэффициент μ_v , определяем скорость точки B .

$$v_K = \mu_v \cdot p_v k = 0,015 \cdot 46,67 = 0,7 \text{ м/с.}$$

Определение угловой скорости шатуна.

Скорость $\vec{v}_{BA} \perp BA$ является относительной скоростью точки B относительно полюса A в плоскопараллельном движении. Следовательно $\omega_2 = v_{BA} / l_2$. Замеряем отрезок $ab = 38,67$ мм на плане скоростей и умножая на масштабный коэффициент μ_v , определяем скорость v_{BA} .

$$v_{BA} = \mu_v \cdot ab = 0,015 \cdot 38,67 = 0,58 \text{ м/с.}$$

Следовательно, $\omega_2 = 0,58/0,2 = 2,9 \text{ с}^{-1}$.

Направление ω_2 находим перенеся вектор ab на план механизма в точку B . ω_2 направляем в сторону вращения этого вектора (в нашем случае по часовой стрелке).

7 Силовой анализ механизмов

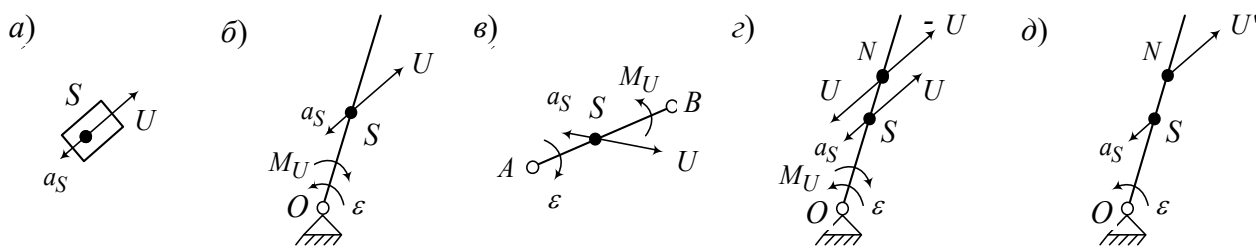
7.1 Теоретические основы практического занятия

Динамика изучает движение тел под действием сил. При этом учитываются инерционные свойства тела.

Принято выделять две основные задачи динамики: прямую и обратную. **Прямая задача динамики** состоит в том, чтобы по заданным силам найти закон движения звеньев. **Обратная задача динамики** – по заданному закону движения найти силы, вызвавшие это движение. К прямым задачам относятся рассматриваемые здесь задачи об истинном движении механизма, о регулировании хода машины, задача о маховике, к обратным задачам – силовое исследование механизма, уравнивание роторов и механизмов.

Сила – мера механического взаимодействия тел. Это векторная величина, имеющая точку приложения, направление и модуль. Принята следующая классификация сил. **Движущая сила** – это внешняя сила, приложенная к ведущему звену механизма со стороны двигателя и совершающая положительную работу. **Сила полезного сопротивления** – это внешняя сила, для преодоления которой предназначен механизм, она приложена к ведомому звену и совершает отрицательную работу. **Силы вредного сопротивления** – силы трения в кинематических парах, силы гидравлического и аэродинамического сопротивления, совершающие отрицательную работу. **Сила тяжести** $G = mg$ приложена к телу в центре масс, работа силы при опускании центра масс положительная, а при подъеме отрицательная, за полный цикл движения работа нулевая. **Силы реакции связей** – силы, возникающие в местах взаимодействия звеньев, т. е. в кинематических парах, и по третьему закону Ньютона равные по величине и противоположные по направлению. Для механизма работа сил реакции в кинематических парах равна нулю. **Сила инерции** $U = -ma$ – в инерциальных системах позволяет свести динамическую задачу к задаче статики. По **принципу Даламбера**, если к внешним силам добавить силы инерции, то систему сил можно рассматривать как находящуюся в равновесии (**метод кинетостатики**). Для поступательно движущегося тела (рисунок 7.1, а) сила инерции определяется произведением массы тела на ускорение центра масс $U = -ma_S$, прикладывается к центру масс противоположно направлению ускорения. Для вращающегося тела (рисунок 7.1, б), кроме сил, учитывают момент сил инерции $M_U = -J_S \varepsilon$, где J_S – момент инерции тела относительно оси, проходящей через

центр масс S перпендикулярно плоскости движения; ε – угловое ускорение тела. Для сложного движения (рисунок 7.1, в) тоже необходимо учесть и силу инерции, и момент сил инерции.



a – для поступательного движения; b – для вращательного движения; $в$ – для сложного движения; $г$ – прием замены силы и момента сил инерции одной силой; $д$ – результат замены

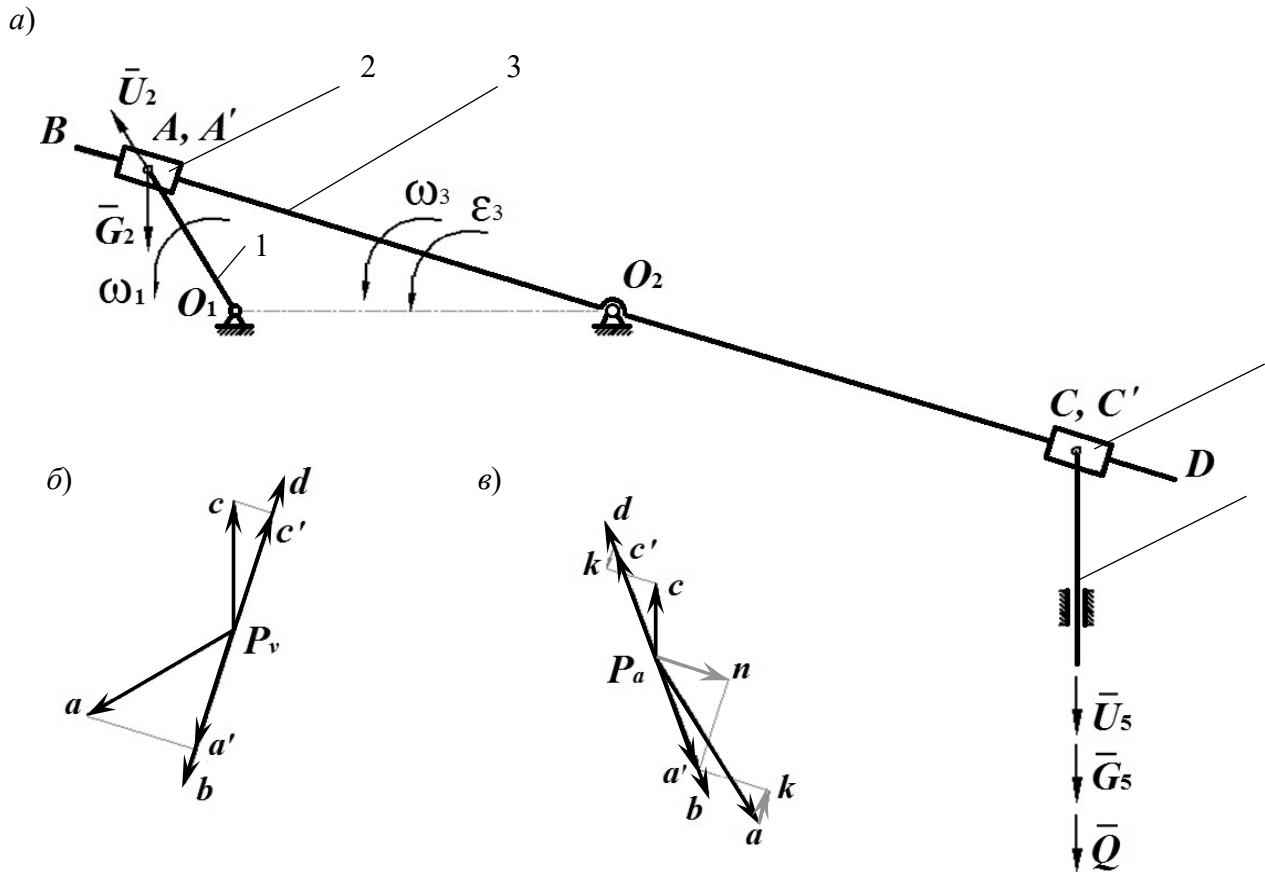
Рисунок 7.1 – Силы и моменты инерции для различных видов движения

Удобно заменить U и M_U (рисунок 7.1, $г$) одной силой U' (рисунок 7.1, $д$). Для этого можно приложить в точке N силы U и $-U$. Это не изменит равновесия тела. Силы $-U$ (в точке N) и U (в центре масс S), образуют пару сил с моментом $M = U \cdot SN$. Если выбрать расстояние SN из условия $SN = \frac{M_U}{U}$, то M компенсирует M_U и можно учитывать в расчетах только силу $U' = -ma_S$, приложенную в точке N . Для коромысла $SN = \frac{L}{6}$, а $ON = \frac{2}{3}L$, где L – длина звена.

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.

7.2 Пример выполнения практического задания

Исходные данные: схема механизма на рисунке 7.2, частота вращения кривошипа $n_1 = 100 \text{ мин}^{-1}$; сила полезного сопротивления $Q = 2000 \text{ Н}$; массы звеньев $m_5 = 30 \text{ кг}$; $m_2 = 10 \text{ кг}$; $a_{s5} = 3 \text{ м/с}^2$; $a_{s2} = 7 \text{ м/с}^2$; $P_v c = 42 \text{ мм}$; $P_v a = 50 \text{ мм}$; $h_{G2} = 25 \text{ мм}$.



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

Рисунок 7.2 – Механизм с качающейся кулисой

Расчет сил инерции:

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

Расчет сил тяжести:

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

Порядок определения уравнивающей силы следующий:

- строим план скоростей, повернутый на 90° (см. рисунок 7.2, 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 7.3);
- составляем уравнение равновесия рычага в форме суммы моментов сил относительно полюса плана скоростей;
- определяем уравнивающую силу (при этом учитываем длины отрезков из плана $P_v c = 42 \text{ мм}$; $P_v a = 50 \text{ мм}$ $h_{G2} = 25 \text{ мм}$):

$$P_{yp} = \frac{(Q + G_5 + U_5) \cdot P_v c + U_2 \cdot h_{U2} - G_2 \cdot h_{G2}}{P_v a} =$$

$$= \frac{(2000 + 294 + 90) \cdot 42 + 70 \cdot 0 - 98 \cdot 25}{50} = 2051,56 \text{ Н.}$$

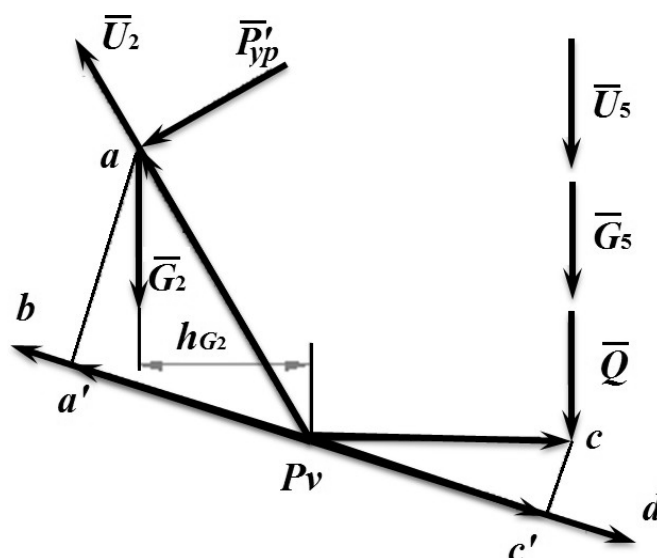


Рисунок 7.3 – Рычаг Жуковского

8 Энергокинематический расчет привода

8.1 Теоретические основы практического занятия

Целью энергокинематического расчета привода является обеспечение требуемых характеристик рабочего органа привода.

Для достижения этой цели необходимо решить следующие задачи:

- подобрать электродвигатель, способный преодолеть нагрузки, возникающие на рабочем органе;
- подобрать передаточные отношения для передач привода таким образом, чтобы обеспечить требуемые скорости и частоты вращения рабочего органа;
- определить энергокинематические параметры на валах привода, которые будут являться исходными данными к проектированию передач, составляющих привод.

В каждой передаче различают два основных вала: входной и выходной, или ведущий и ведомый (рисунок 8.1).

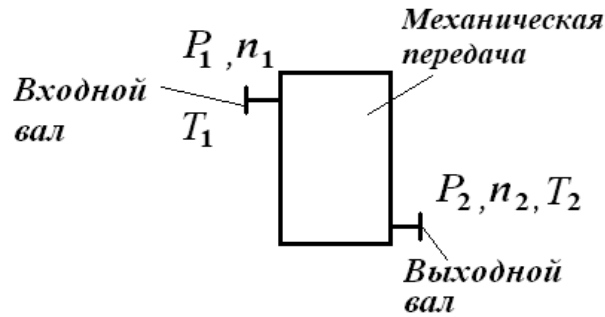


Рисунок 8.1 – Основные параметры механических передач

Основными характеристиками передач являются мощность P_1 (на входе) и P_2 (на выходе), Вт; быстроходность, которая выражается частотой вращения n_1 (на входе) и n_2 (на выходе), мин^{-1} , или соответствующими угловыми скоростями ω_1 и ω_2 , с^{-1} ; вращающий момент T_1 (на входе) и T_2 (на выходе), Н·м.

Основные характеристики передач связаны между собой зависимостью

$$T_i = \frac{P_i}{\omega_i}. \quad (8.1)$$

Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета любой передачи.

Кроме основных, различают производные характеристики:

– коэффициент полезного действия (КПД), который выражает потери мощности в передаче на трение,

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}; \quad (8.2)$$

– передаточное отношение

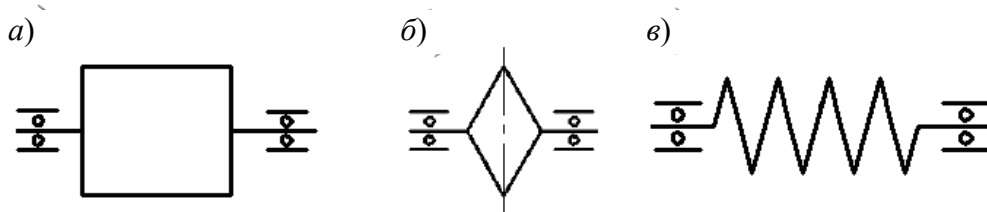
$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (8.3)$$

Производные характеристики часто используют взамен основных. Например, передачу можно определять с помощью P_1 , n_1 , i , η .

При $i > 1$, $n_1 > n_2$ передача понижающая (редуцирующая), при $i < 1$, $n_1 < n_2$ передача повышающая (мультиплицирующая). Наибольшее распространение имеют понижающие передачи, т. к. частота вращения исполнительного механизма в большинстве случаев меньше частоты вращения двигателя.

Привод предназначен для приведения в действие рабочего органа. В качестве рабочего органа могут выступать барабаны грузоподъемных механизмов и ленточных конвейеров (рисунок 8.2, а), звездочки тяговых цепей цепных и

скребковых конвейеров (рисунок 8.2, б), шнек винтовых конвейеров (рисунок 8.2, в) и др.



а – барабан; б – звездочка; в – шнек

Рисунок 8.2 – Виды рабочих органов

Исходными данными для энергокинематического расчета привода являются: окружное усилие F_{tPO} , Н, или вращающий момент T_{PO} , Н·м, которые должен реализовать привод на рабочем органе; окружная скорость v_{PO} , м/с, или угловая скорость ω_{PO} , с⁻¹; геометрические параметры рабочего органа. Электродвигатель для привода подбирается по двум параметрам: требуемой мощности $P_{ДТР}$, Вт, и требуемой частоте вращения $n_{ДТР}$, мин⁻¹. Порядок подбора электродвигателя для привода представим в виде таблицы 8.1.

После того как выбран электродвигатель с частотой вращения n_d , кинематический параметр рабочего органа (его частота вращения n_{PO}) должен соответствовать заданному по условию. Это обеспечивается правильным подбором передаточных отношений привода.

Вначале необходимо определить общее передаточное отношение привода по формуле

$$i_0 = \frac{n_d}{n_{PO}}. \quad (8.4)$$

В общем виде привод может включать закрытые передачи, входящие в состав редуктора, и открытые передачи.

Если привод содержит открытые и закрытые передачи, то вначале назначаются передаточные отношения открытых передач из рекомендуемых диапазонов, приведенных в таблице А.1. После этого определяется требуемое передаточное отношение редуктора по формуле

$$i_{ред} = \frac{i_0}{i_{откр\ 1} \cdot i_{откр\ 2} \cdot \dots \cdot i_{откр\ m}}. \quad (8.5)$$

Если привод содержит только закрытые передачи, то $i_{ред} = i_0$.

Таблица 8.1 – Порядок подбора электродвигателя для привода

Параметр	Обозначение	Определение параметра
Мощность на рабочем органе	P_{PO}	$P_{PO} = k \cdot F_{tPO} \cdot v_{PO}$ или $P_{PO} = k \cdot T_{PO} \cdot \omega_{PO}$, где k – количество рабочих органов на приводном валу
Общий КПД привода	η_o	$\eta_o = \prod_{i=1}^n \eta_i$, где η_i – КПД элементов составляющих привод (таблица А.1)
Требуемая мощность электродвигателя	$P_{дтр}$	$P_{дтр} = \frac{P_{PO}}{\eta_o}$
Расчетный диаметр рабочего органа	D_{PO}	Если рабочим органом является барабан или диск, то его диаметр задан по условию Если рабочим органом является звездочка цепной передачи, то ее диаметр рассчитывается по формуле $D_{PO} = \frac{p_{ц}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)}$ где $p_{ц}$ – шаг цепи; z – число зубьев звездочки
Угловая скорость рабочего органа	ω_{PO}	$\omega_{PO} = \frac{2 \cdot v_{PO}}{D_{PO}}$
Частота вращения рабочего органа	n_{PO}	$n_{PO} = \frac{30 \cdot \omega_{PO}}{\pi}$
Требуемая частота вращения двигателя	$n_{дтр}$	$n_{дтр} = n_{PO} \cdot \prod_{j=1}^m u_j$, где u_j – ориентировочное значение передаточного отношения передач, из которых состоит привод (см. таблицу А.1).
Выбор электродвигателя		По таблице А.2 выбирается электродвигатель с ближайшей большей мощностью ($P_d > P_{дтр}$) и ближайшей частотой вращения ($n_d > n_{дтр}$) или ($n_d < n_{дтр}$)

Затем назначаются передаточные отношения для закрытых передач редуктора, согласно таблице А.3.

Окончательным этапом энергокинематического расчета является определение мощностей, частот вращения и вращающих моментов на валах привода.

Вначале производится нумерация валов начиная с вала электродвигателя, в порядке передачи движения с одного вала на второй.

Затем определяются частоты вращения валов, используя следующие правила:

– если передача вращения с k -го вала на $(k+1)$ -й вал происходит через муфту, то

$$n_{k+1} = n_k; \quad (8.6)$$

– если передача вращения с k -го вала на $(k + 1)$ -й вал происходит через передачу, то

$$n_{k+1} = \frac{n_k}{i_{\Pi}}, \quad (8.7)$$

где i_{Π} – передаточное отношение передачи, через которую передается движение. После этого определяются угловые скорости для каждого вала по формуле

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30}. \quad (8.8)$$

Затем вычисляются мощности на валах по формуле

$$P_{k+1} = P_k \cdot \prod_{j=1}^n \eta_j, \quad (8.9)$$

где η_j – КПД элементов привода, в которых происходят потери энергии на трение при передаче движения с k -го вала на $(k + 1)$ -й вал.

После определяются вращающие моменты на валах привода по формуле

$$T_k = \frac{P_k}{\omega_k}. \quad (8.10)$$

8.2 Пример выполнения практического задания

Схема приборного устройства приведена на рисунке 8.3. 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.

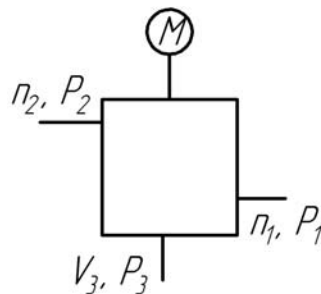


Рисунок 8.3 – Схема приборного устройства

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 $d = 60$ 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)

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

Можно использовать электродвигатели, приведенные в таблице 8.2.

Таблица 8.2 – Параметры электродвигателей

Марка электродвигателя	Мощность P , кВт	Частота вращения n , мин ⁻¹
4A71A2Y3	0,75	2820
4A71B4Y3	0,75	1350
4A80LA6Y3	0,75	925
4A80B8Y3	0,55	690

Определим передаточное число от вала двигателя к первому валу:

$$U_{\partial\partial 1} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_1} = \frac{2820}{500} = 5,64; \quad U_{\partial\partial 1} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_1} = \frac{1350}{500} = 2,7;$$

$$U_{\partial\partial 1} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_1} = \frac{925}{500} = 1,85; \quad U_{\partial\partial 1} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_1} = \frac{690}{500} = 1,38.$$

Определим передаточное число от вала двигателя ко второму валу:

$$U_{\partial\partial 2} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_2} = \frac{2820}{120} = 23,5; \quad U_{\partial\partial 2} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_2} = \frac{1350}{120} = 11,25;$$

$$U_{\partial\partial 2} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_2} = \frac{925}{120} = 7,71; \quad U_{\partial\partial 2} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_2} = \frac{690}{120} = 5,75.$$

Определим передаточное число от вала двигателя к третьему валу:

$$U_{\partial\partial 3} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_3} = \frac{2820}{3,82} = 738,2; \quad U_{\partial\partial 3} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_3} = \frac{1350}{3,82} = 353,4;$$

$$U_{\partial\partial 3} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_3} = \frac{925}{3,82} = 242,1; \quad U_{\partial\partial 3} = \frac{n_{\partial\partial}}{n_1} = \frac{690}{3,82} = 180,6.$$

Определим передаточное число от первого вала ко второму:

$$U_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{500}{120} = 4,167.$$

Определим передаточное число от первого вала к третьему:

$$U_{13} = \frac{n_1}{n_3} = \frac{500}{3,82} = 130,89.$$

Определим передаточное число от второго вала к третьему:

$$U_{23} = \frac{n_2}{n_3} = \frac{120}{3,82} = 31,41.$$

Полученные результаты свидетельствуют, что передачи от разных электродвигателей к первому валу мало чем отличаются. Все передаточные числа лежат в пределах допустимого для конической зубчатой передачи (оси валов пересекаются). Поэтому принимаем электродвигатель 4А71В4У3 мощностью $P_{дв} = 0,75$ кВт и частотой вращения вала $n_{дв} = 1350$ 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 $U_{к1} = 2,7$). Для передачи вращения с первого вала на второй применим цилиндрическую зубчатую передачу (передаточное число $U_{ц1} = 4,167$). 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 $U_{к2} = 4$, а для цилиндрической:

$$U_{ц2} = \frac{U_{23}}{U_{к2}} = \frac{31,41}{4} = 7,8525.$$

Окончательная схема привода приведена на рисунке 8.4.

Определим необходимую мощность электродвигателя

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

Определим потери мощности при переходе от двигателя к соответствующему валу

$$\eta_1 = \eta_m \cdot \eta_k \cdot \eta_n^2 = 0,98 \cdot 0,95 \cdot 0,99^2 = 0,912;$$

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

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

где η_m , η_k , η_n , $\eta_{ц}$, η_p – КПД муфты, конической передачи, пары подшипников, цилиндрической передачи, реечной передачи.

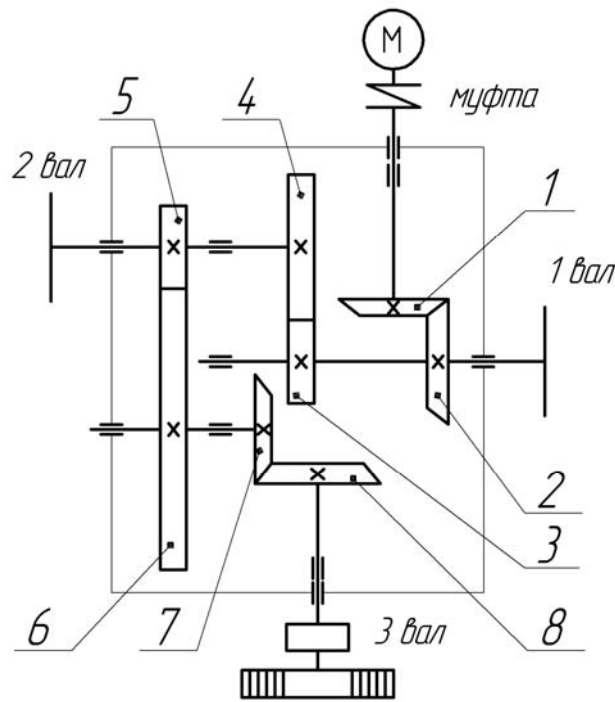


Рисунок 8.4 – Схема передаточных зубчатых механизмов

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

$P_{TP} < P_{\text{дв}} = 750 \text{ Вт}$, что и требовалось.

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

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

$$Z_4 = Z_3 \cdot U_{y1} = 17 \cdot 4,167 = 70,84. \text{ Принимаем } Z_4 = 71;$$

$$Z_6 = Z_5 \cdot U_{y2} = 17 \cdot 7,8525 = 133,49. \text{ Принимаем } Z_6 = 133;$$

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

Определяем частоты вращения валов:

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

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

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

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

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

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

Определяем угловые скорости вращения валов:

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

Определяем вращающие моменты на валах:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{400}{52,22} = 7,66 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{160}{12,5} = 12,8 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad T_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{90}{0,4} = 225 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

9 Расчет сварных соединений

9.1 Теоретические основы и примеры расчета сварных соединений

Сварные соединения – это соединения, образованные за счет расплавления материала деталей в зоне их стыка. В машиностроении используются следующие виды сварки: электродуговая, кузнечная, газовая, контактная, сварка трением. Независимо от вида сварки различают три вида сварных соединений: стыковое (детали прилегают друг к другу узкими гранями), нахлесточное (детали прилегают друг к другу широкими гранями), тавровое (одна деталь узкой гранью пристыковывается к широкой грани другой детали).

Стыковые сварные соединения могут разрушаться по шву, месту сплавления металла шва с металлом детали в зоне термического влияния. Зоной термического влияния называют прилегающий к шву участок детали, в котором в результате нагрева при сварке изменяются механические свойства металла. Практикой установлено, что при качественном выполнении сварки разрушение соединения стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния. Поэтому расчет прочности стыкового соединения принято выполнять по размерам сечения детали в этой зоне.

Рассмотрим пример расчета стыкового сварного соединения.

Пример 1 – Две полосы из стали Ст3 (предел текучести $\sigma_T = 220$ МПа) соединены стыковым швом и нагружены моментом M (рисунок 9.1). Определить допустимое значение момента M , если сварка ручная электродуговая электродом Э34.

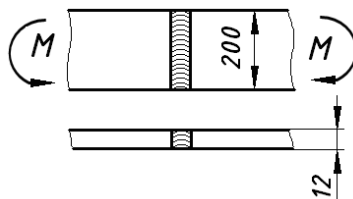


Рисунок 9.1 – Сварное соединение двух полос

Записываем условие прочности соединения на изгиб:

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma']. \quad (9.1)$$

Задаемся допускаемыми напряжениями для сварного шва. Так как при изгибе в зоне термического влияния сварного шва присутствуют напряжения и растяжения и сжатия (рисунок 9.2), то допускаемые напряжения будут определяться по выражениям:

– для растянутого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p; \quad (9.2)$$

– для сжатого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = [\sigma]_p, \quad (9.3)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемые напряжения на растяжения для материала свариваемых деталей.

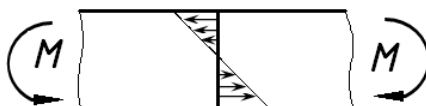


Рисунок 9.2 – Напряжения в зоне термического влияния сварного шва

Определение допускаемого момента производится по наименьшим напряжениям (растяжения), тогда

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma]_p = 0,9 \frac{\sigma_r}{s} = 0,9 \cdot \frac{220}{1,5} = 132 \text{ МПа.}$$

Поперечное сечение сварное соединение представляет собой прямоугольник со сторонами $b = 200$ мм и $\delta = 12$ мм. Осевой момент сопротивления поперечного сечения сварного шва определяется по выражению

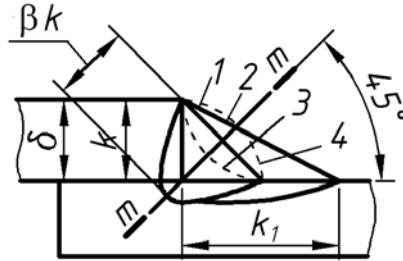
$$W = \frac{b^2 \cdot \delta}{6}. \quad (9.4)$$

Тогда подставляя (9.4) в (9.1) и выражая момент M , получаем

$$M = [\sigma'] \cdot W = \frac{[\sigma'] \cdot b^2 \cdot \delta}{6} = \frac{132 \cdot 10^6 \cdot 0,2^2 \cdot 0,012}{6} = 10560 \text{ Н·м.}$$

Нахлесточные сварные соединения выполняются с помощью угловых швов (рисунок 9.3). К основным геометрическим характеристикам поперечного сечения углового шва относятся катет k и расчетная высота шва $\beta \cdot k$. Коэффици-

циент β зависит от технологического процесса сварки и составляет при ручной и многопроходной автоматической или механизированной сварке $\beta = 0,7$, при двух- и трехпроходной механизированной сварке $\beta = 0,8$, при однопроходной автоматической сварке $\beta = 1,1$ и т. д.



1 – нормальный ($k = k_1$); 2 – улучшенный ($k / k_1 = 1:1,5; 1:2$); 3 – вогнутый; 4 – выпуклый

Рисунок 9.3 – Угловые сварные швы

В большинстве случаев $k = \delta_{\min}$, где $\delta_{\min}$ – меньшая из толщин свариваемых деталей. Разрушение углового шва происходит по сечению $m-m$. Площадь опасного сечения шва равна $\beta \cdot k \cdot l$, где l – длина шва.

В зависимости от расположения различают швы *лобовые* и *фланговые*.

Лобовой шов расположен *перпендикулярно*, а *фланговый* – *параллельно линии действия нагружающей силы*. Обычно применяют комбинированное соединение фланговыми и лобовыми швами.

Рассмотрим пример расчета нахлесточного сварного соединения.

Пример 2 – Проверить на прочность сварное нахлесточное соединение полосы 8×40 (1) с косынкой (2) из стали Ст3, испытывающих воздействие момента $T = 400 \text{ Н}\cdot\text{м}$ (рисунок 9.4). Сварка автоматическая под флюсом электродом Э50.

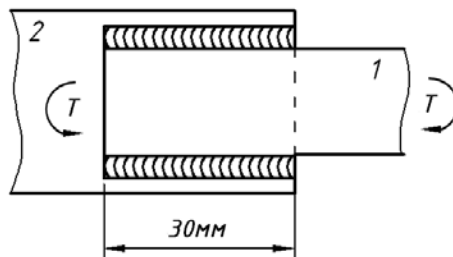


Рисунок 9.4 – Сварное соединение полосы с косынкой

Данное нахлесточное соединение фланговое. Записываем условие прочности соединения [1]:

$$\tau = \frac{T}{\beta \cdot k \cdot l \cdot b} \leq [\tau'], \quad (9.5)$$

где l – длина сварных швов;

b – расстояние между сварными швами.

Определяем допускаемые напряжения для сварного шва. Так как угловые сварные швы рассчитываются по напряжениям среза, то для сварки автоматической под флюсом электродом Э50 допускаемые напряжения будут определяться по выражению

$$[\tau'] = 0,65 [\sigma]_p = 0,65 \cdot \frac{\sigma_T}{s}. \quad (9.6)$$

Принимая предел текучести для стали Ст3 $\sigma_T = 220$ МПа, получим

$$[\tau'] = 0,65 \cdot \frac{220}{1,5} = 95,33 \text{ МПа.}$$

Определяем напряжения в сварных швах по выражению (9.5). При этом за катет шва k принимаем толщину полосы, равную 8 мм; длину шва l принимаем равной 30 мм, а расстояние между швами b равным толщине полосы 40 мм.

$$\tau = \frac{400}{0,7 \cdot 8 \cdot 10^{-3} \cdot 30 \cdot 10^{-3} \cdot 40 \cdot 10^{-3}} = 59,52 \cdot 10^6 \text{ Па} = 59,52 \text{ МПа.}$$

Сравниваем полученные напряжения с допускаемыми, делаем вывод, что прочность соединения обеспечена. Сварной шов обладает запасом прочности.

10 Расчет резьбовых соединений

10.1 Теоретические основы расчета резьбовых соединений

Резьбовые соединения являются одними из наиболее распространенных видов разъемных соединений. К ним относятся соединения с помощью болтов, винтов, шпилек, винтовых стяжек и т. д. Резьбовые соединения проектируют таким образом, чтобы стержень болта, винта или шпильки находился под действием только растягивающей нагрузки, действующей по его оси (за исключением случая, когда на соединение действуют силы, сдвигающие детали в стыке, при установке болта без зазора). Различают затянутые и незатянутые резьбовые соединения. Затяжка – это упругая деформация растяжения стержня, возникающая при завинчивании резьбового соединения моментом, приложенным к головке болта (винта) или к гайке при ограничении их осевого перемещения поверхностью соединяемых деталей.

10.2 Алгоритмы решения типовых случаев резьбовых соединений

Пример 1 (расчетный случай: «Болт нагружен только внешней растягивающей нагрузкой») – Резьбовая часть грузовой скобы (рисунок 10.1) имеет резьбу М30. Определить, какую нагрузку она может выдержать, если материал скобы – сталь 45 с пределом текучести $\sigma_T = 360$ МПа.

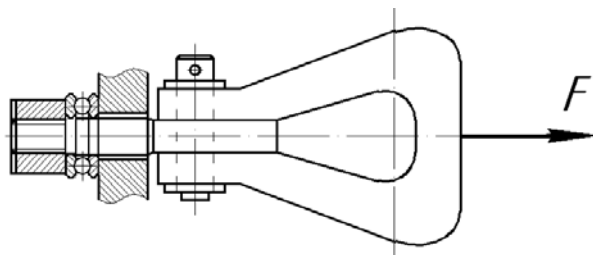


Рисунок 10.1 – Грузовая скоба

Грузовая скоба является грузозахватным приспособлением, предназначенным для подвешивания и удерживания груза. Для обеспечения вращения скобы гайка установлена на упорном подшипнике качения, следовательно, производить затяжку гайки нельзя. Резьбовая часть под действием веса груза F растягивается. Наиболее опасным сечением резьбы является круглое сечение по внутреннему диаметру d_1 .

Запишем условие прочности стержня резьбовой части скобы на растяжение:

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma], \quad (10.1)$$

где A – площадь опасного сечения резьбы.

При растягивающей внешней нагрузки без затяжки допускаемые напряжения определяются по выражению

$$[\sigma] = 0,6 \cdot \sigma_T. \quad (10.2)$$

$$[\sigma] = 0,6 \cdot 360 = 216 \text{ МПа.}$$

Для резьбы М30 (при крупном шаге $p = 33,5$ мм) определяем ее внутренний диаметр: $d_1 = 26,21$ мм.

Из условия (10.1) определяем нагрузку

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{4}. \quad (10.3)$$

$$F = \frac{3,14 \cdot (26,21 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 216 \cdot 10^6}{4} \approx 116482 \text{ Н.}$$

Пример 2 (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует») – Определить допускаемую силу затяжки для болта М12, крепящего крышку подшипника (рисунок 10.2), если материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_T = 300$ МПа. Осевой нагрузкой на подшипнике пренебречь.

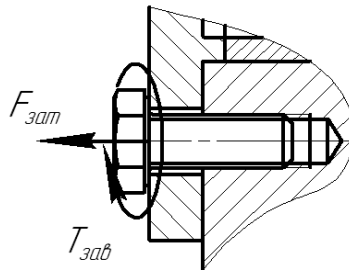


Рисунок 10.2 – Соединение крышки подшипника с корпусом

Данное винтовое соединение должно обеспечивать герметичность подшипникового узла за счет затяжки болта (при этом стык крышки и корпуса сжимается). При затяжке винта в его стержне возникают напряжения от силы затяжки и напряжения от момента завинчивания. Прочность соединения при этом оценивается по эквивалентным напряжениям, при этом условие прочности

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4 \cdot F_{\text{зат}}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (10.4)$$

При затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]}, \quad (10.5)$$

где $[s]$ – коэффициент запаса прочности.

При неконтролируемой затяжке коэффициент запаса прочности определяется в зависимости от номинального диаметра резьбы. Для резьб М6...М16 коэффициент $[s] = 5 \dots 4$. Принимаем $[s] = 4,5$, тогда

$$[\sigma] = \frac{300}{4,5} = 66,7 \text{ МПа.}$$

Для резьбы М12 (при крупном шаге $p = 1,75$ мм) определяем ее внутренний диаметр $d_1 = 10,11$ мм.

Из условия (10.4) определяем нагрузку

$$F_{\text{зат}} = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma]}{1,3 \cdot 4}; \quad F_{\text{зат}} = \frac{3,14 \cdot (10,11 \cdot 10^{-3})^2 \cdot 66,7 \cdot 10^6}{1,3 \cdot 4} \approx 4115 \text{ Н.}$$

Пример 3 (расчетный случай: «Болт затянут, внешняя нагрузка присутствует») – Определить диаметр болта, крепящего расчалку к основанию (рисунок 10.3), нагруженную силами $F = 16$ кН. Материал болта – сталь 35 с пределом текучести $\sigma_T = 300$ МПа. Нагрузка постоянная.

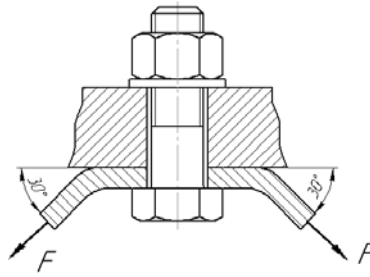


Рисунок 10.3 – Крепление расчалки

Для определения внешней нагрузки на болт приведем силы, действующие на расчалку к оси болта:

$$F_{BH} = 2 \cdot F \cdot \sin 30^\circ. \quad (10.6)$$

$$F_{BH} = 2 \cdot 16 \cdot \sin 30^\circ = 16 \text{ кН.}$$

В данном соединении должна производиться затяжка для обеспечения отсутствия зазора в стыке расчалки и основания. Под действием силы затяжки $F_{зам}$ стержень болта растягивается, а стык сжимается. Под действием внешней нагрузки стержень болта дополнительно растягивается, а усилие в стыке уменьшается на некоторую величину (т. е. часть внешней нагрузки идет на растяжение болта, а часть – на раскрытие стыка).

Результирующую нагрузку, действующую на болт F_B и на стык деталей $F_{СТ}$, определяют по выражениям

$$F_B = 1,3 \cdot F_{зам} + \chi \cdot F_{BH}; \quad (10.7)$$

$$F_{СТ} = F_{зам} - (1 - \chi) \cdot F_{BH}, \quad (10.8)$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки, показывающий, какая часть внешней нагрузки приходится на растяжение болта (в соединениях без мягких прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$).

Силу затяжки определяют по выражению

$$F_{зам} = K_{зам} \cdot F_{BH}, \quad (10.9)$$

где $K_{зам}$ – коэффициент затяжки (для обеспечения нераскрытия стыка $K_{зам} = 1,25 \dots 2$ – при постоянной нагрузке и $K_{зам} = 2,5 \dots 4$ – при переменной [1]).

Принимаем $K_{зам} = 1,5$; $\chi = 0,25$ и определяем силу затяжки и результирующее усилие, растягивающее стержень болта:

$$F_{зам} = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ кН}; \quad F_p = 1,3 \cdot 24 + 0,25 \cdot 16 = 35,2 \text{ кН.}$$

Определяем допускаемые напряжения для резьбы.

Предположим, что резьба находится в диапазоне М16...М30, коэффициент запаса $[s] = 4 \dots 2,5$. Принимаем $[s] = 3$.

При затяжке болтов допускаемые напряжения определяются по выражению (10.5):

$$[\sigma] = \frac{300}{3} = 100 \text{ МПа.}$$

Прочность болта будет оцениваться по выражению (10.1), т. к. затяжка учтена при определении расчетной силы F_p , растягивающей болт. Из (10.1) выражаем внутренний диаметр резьбы:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot [\sigma]}}; d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 35,2 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 100 \cdot 10^6}} = 0,02118 \text{ м} = 21,18 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 9150–81 подбираем резьбу М24×2 с $d_1 = 21,84 \text{ мм}$.

Список литературы

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 15-е изд., испр. и доп. – М.: Юрайт, 2016. – 408 с.: ил.
- 2 **Дунаев, П. Ф.** Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. В. Леликов. – М.: Высш. шк., 1998. – 447 с.: ил.
- 3 **Кузьмин, А. В.** Расчёты деталей машин: справ. пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцев. – Минск: Выш. шк., 1986. – 400 с.: ил.

Таблица А.1 – Ориентировочное значение КПД и передаточных отношений элементов привода

Передача		Изображение	Открытая		Закрытая	
			Передаточное отношение	КПД	Передаточное отношение	КПД
Цилиндрическая зубчатая	прямозубая		4,0...7,0 (12)	0,93	2...5,0 (8)	0,97
	косозубая					
Коническая зубчатая	прямозубая		3,0...5,0 (7)	0,92	2...3,0 (5)	0,95
	с круговым зубом				3,0...6,0 (7)	
Червячная			—	—	8...50 (80)	0,7
Ременная	плоско-ременная		2...6 (6)	0,95	—	—
	клино-ременная		2...5 (7)	0,94	—	—
Цепная			2...5 (7)	0,91	—	—
Подшипники качения (пара)			—	—	—	0,99
Муфты			—	—	—	0,98

Примечание – В скобках указано максимальное значение передаточного отношения, выше которого применение передачи данного типа нецелесообразно

Таблица А.2 – Параметры электродвигателей асинхронных

Обозначение электродвигателя	$P_{эд}$, кВт	$n_{эд}$, мин ⁻¹	Обозначение электродвигателя	$P_{эд}$, кВт	$n_{эд}$, мин ⁻¹
4A71A2Y3	1,1	2840	4A80B6Y3	1,1	930
4A80A2Y3	1,5	2835	4A90L6Y3	1,5	945
4A80B2Y3	2,2	2865	4A100L6Y3	2,2	960
4A90L2Y3	3,0	2905	4A112MA6Y3	3,0	950
4A100S2Y3	4,0	2865	4A112MB6Y3	4,0	950
4A100L2Y3	5,5	2910	4A132S6Y3	5,5	950
4A112M2Y3	7,5	2920	4A132M6Y3	7,5	960
4A132M2Y3	11,0	2930	4A160S6Y3	11,0	960
4A160S2Y3	15,0	2920	4A160M6Y3	15,0	975
4A160M2Y3	18,5	2930	4A180M6Y3	18,5	960
4A180S2Y3	22,0	2920	4A200M6Y3	22,0	975
4A80A4Y3	1,1	1420	4A90LB8Y3	1,1	705
4A80B4Y3	1,5	1415	4A100L8Y3	1,5	720
4A90L4Y3	2,2	1425	4A112MA8Y3	2,2	710
4A100S4Y3	3,0	1415	4A112MB8Y3	3,0	710
4A100L4Y3	4,0	1435	4A132S8Y3	4,0	705
4A112M4Y3	5,5	1450	4A132M8Y3	5,5	710
4A132S4Y3	7,5	1450	4A160M8Y3	7,5	705
4A132M4Y3	11,0	1460	4A160M8Y3	11,0	730
4A160S4Y3	15,0	1460	4A180M8Y3	15,0	725
4A160M4Y3	18,5	1470	4A200M8Y3	18,5	720
4A180S4Y3	22,0	1465	4A200M8Y3	22,0	725