

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ИЗДЕЛИЙ

*Методические рекомендации к практическим занятиям
для студентов специальности 1-36 07 02 «Производство изделий
на основе трехмерных технологий»
очной и заочной форм обучения*

Часть 1



Могилев 2023

УДК 621.81
ББК 34.44
К65

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин»
«23» февраля 2023 г., протокол № 7

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

Рецензент канд. техн. наук М. Н. Миронова

Изложены краткие теоретические сведения и приведены примеры решения задач, выполняемых на практических занятиях студентами специальности 1-36 07 02 «Производство изделий на основе трехмерных технологий» очной и заочной форм обучения.

Учебное издание

КОНСТРУИРОВАНИЕ И РАСЧЕТ ИЗДЕЛИЙ

Часть 1

Ответственный за выпуск	А. П. Прудников
Корректор	И. В. Голубцова
Компьютерная верстка	Н. П. Полевничая

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

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, 2023

Содержание

Введение.....	4
1 Геометрический анализ многоподвижного промышленного манипулятора.....	5
2 Силовой расчет механизмов с трением.....	10
3 Применение уравнения Лагранжа второго рода для механизма с одной степенью подвижности.....	17
4 Определение средней скорости установившегося движения цикловой машины.....	21
5 Расчет сварных соединений.....	25
6 Расчет резьбовых соединений.....	30
7 Расчет шпоночных и шлицевых соединений.....	34
8 Расчет соединения с натягом.....	37
Список литературы.....	41

Введение

Методические рекомендации составлены в соответствии с учебной программой по дисциплине «Конструирование и расчет изделий» для студентов специальности 1-36 07 02 «Производство изделий на основе трехмерных технологий» очной и заочной форм обучения.

Целью изучения дисциплины «Конструирование и расчет изделий» является ознакомление с основами проектирования изделий и выбором оптимальной конструкции изделия, изучение расчетов конструкции на прочность, жесткость и надежность, оценка эффективности принимаемых решений.

Конструирование и расчет является одним из основных этапов проектирования изделия, цель которого – установление необходимых размеров узлов и деталей, соответствующих заданным нагрузкам и условиям работы.

В краткой форме изложены расчет соединений и основы работы в САПР для анализа механизмов, приведены примеры решения задач по темам практических занятий [1, 2].

Отчет по практическому занятию выполняется на отдельном листе либо в тетради. Рисунки и таблицы выполняют карандашом, а текст – ручкой.

Целью методических рекомендаций является помощь студентам для самостоятельной подготовки к практическим занятиям по дисциплине «Конструирование и расчет изделий».

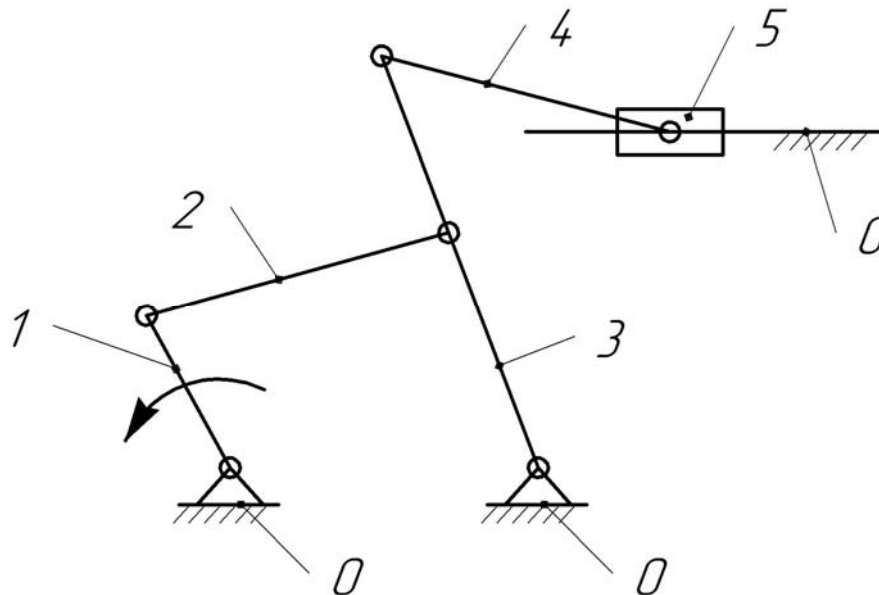
1 Геометрический анализ многоподвижного промышленного манипулятора

Цель занятия: получение практических навыков в геометрическом анализе многоподвижного промышленного манипулятора.

Механизм – кинематическая цепь с неподвижным звеном, преобразующая заданное движение одного или нескольких звеньев в другой вид движения остальных звеньев.

Стойка – неподвижное звено или звено, условно принимаемое за неподвижное, если механизм установлен на движущемся основании (звено 0 на рисунке 1.1).

Входное звено – звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в определённые движения других звеньев (звено 1 на рисунке 1.1). Входное звено получает движение от двигателя.



1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – шатун; 5 – ползун; 0 – стойка

Рисунок 1.1 – Механизм качающегося конвейера

Выходное звено – звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм (звено 5 на рисунке 1.1). Выходное звено соединяется с рабочим органом машины.

Кривошип – звено, образующее вращательную пару со стойкой и способное совершать вокруг неё полный оборот (звено 1 на рисунке 1.1).

Шатун – звено, не входящее в кинематические пары со стойкой (звенья 2 и 4 на рисунке 1.1).

Коромысло – звено, образующее вращательную пару со стойкой, но не способное совершать вокруг неё полный оборот (звено 3 на рисунке 1.1).

Ползун – звено, совершающее поступательное движение относительно

стойки (звено 5 на рисунке 1.1).

Число степеней свободы пространственного механизма определяется формулой Малышева

$$W = 6 \cdot n - 5 \cdot p_1 - 4 \cdot p_2 - 3 \cdot p_3 - 2 \cdot p_4 - p_5, \quad (1.1)$$

где n – число подвижных звеньев механизма;

p_1, p_2, p_3, p_4, p_5 – число одно-, двух-, трех-, четырех- и пятиподвижных кинематических пар механизма.

Для плоских механизмов число степеней свободы определяется формулой Чебышева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_1 - p_2. \quad (1.2)$$

Рассмотрим примеры определения числа степеней свободы механизмов.

Пример 1 – Пространственный механизм манипулятора (рисунок 1.2).

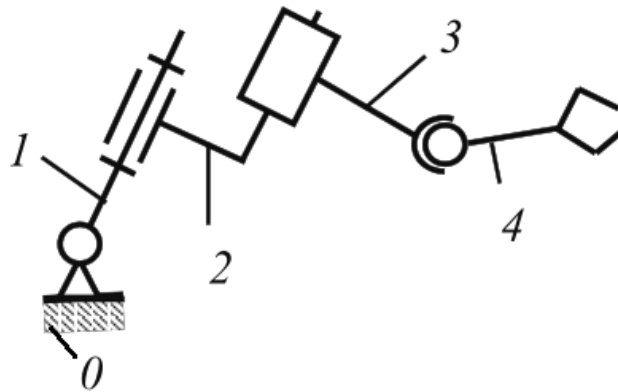


Рисунок 1.2 – Механизм манипулятора

В данном механизме количество подвижных звеньев $n = 4$, количество одноподвижных кинематических пар $p_1 = 3$ (соединяет звенья 1 и 0, 1 и 2, 2 и 3), количество трехподвижных кинематических пар $p_3 = 1$ (соединяет звенья 3 и 4). Двух-, четырех- и пятиподвижные кинематические пары отсутствуют. Таким образом, число степеней свободы механизма по формуле (1.1)

$$W = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 3 - 4 \cdot 0 - 3 \cdot 1 - 2 \cdot 0 - 0 = 6.$$

Пример 2 – Цилиндрическая зубчатая передача (рисунок 1.3).

В данном механизме количество подвижных звеньев $n = 2$, количество одноподвижных кинематических пар $p_1 = 2$ (соединяет звенья 1 и 0, 2 и 0), количество двухподвижных кинематических пар $p_2 = 1$ (соединяет звенья 1 и 2). Таким образом, число степеней свободы механизма по формуле (1.2)

$$W = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1.$$

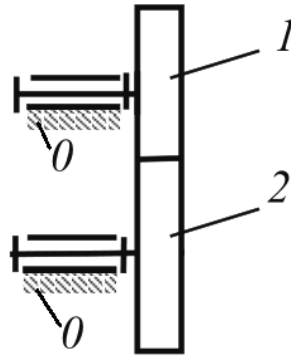


Рисунок 1.3 – Зубчатая передача

Пример 3 – Кривошипно-ползунный механизм (рисунок 1.4).

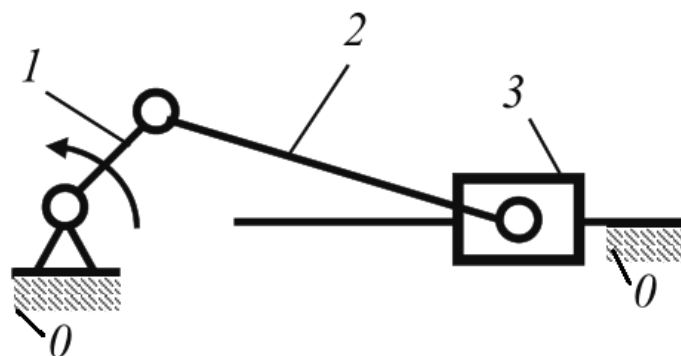


Рисунок 1.4 – Кривошипно-ползунный механизм

В данном механизме количество подвижных звеньев $n = 3$, количество одноподвижных кинематических пар $p_1 = 4$ (соединяет звенья 1 и 0 , 1 и 2 , 2 и 3 , 3 и 0), двухподвижные кинематические пары отсутствуют. Таким образом, число степеней свободы механизма по формуле (1.2)

$$W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 - 0 = 1.$$

Проектирование механизма по заданным входным и выходным условиям называется синтезом.

Задачей структурного синтеза является разработка структурной схемы будущего механизма по заданной подвижности с учётом желаемых структурных, кинематических и динамических свойств.

Структурная группа (группа Ассур) – элементарная кинематическая цепь, число степеней свободы которой относительно её внешних пар равно нулю. Элементарный механизм, к которому необходимо присоединять группы Ассур для образования механизма, представляет собой начальное звено и стойку. Положение начального звена определяется обобщённой координатой (угловой или линейной). На рисунке 1.5 изображена схема начального звена и обобщённой координаты, определяющей положение начального звена 1 относительно стойки (угловая и линейная координаты).

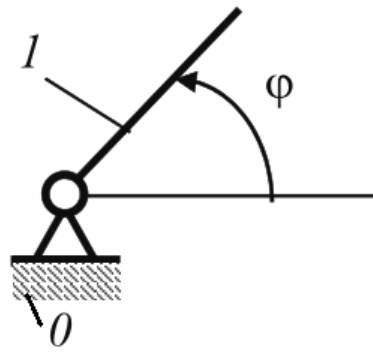
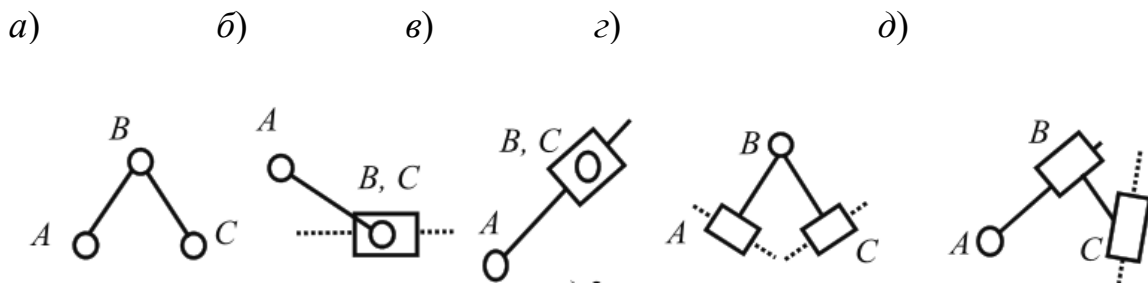


Рисунок 1.5 – Начальное звено

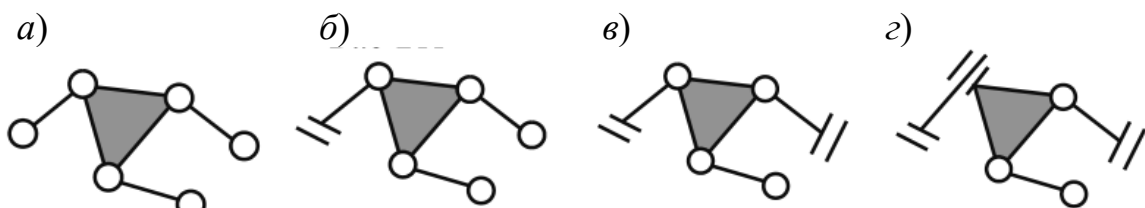
Диада (двухповодок) – это структурная группа, состоящая из двух звеньев и трех кинематических пар (рисунок 1.6).



a – вид 1; *б* – вид 2; *в* – вид 3; *г* – вид 4; *д* – вид 5

Рисунок 1.6 – Виды диад

Трехповодок – структурная группа, состоящая из четырех звеньев и шести кинематических пар (рисунок 1.7).



a – вид 111; *б* – вид 211; *в* – вид 221; *г* – вид 421

Рисунок 1.7 – Виды трехповодков

Структурный анализ – задача, обратная синтезу. Структурный анализ заданного механизма следует производить путём расчленения его на структурные группы и первичные механизмы в порядке, обратном образованию механизма.

Порядок выполнения структурного анализа:

- определение названия звеньев и кинематических пар;
- определение степени подвижности механизма;
- разложение механизма на структурные группы Ассра;

– определение класса и порядка всего механизма и построение формулы строения механизма.

Задачи для самостоятельного решения

Задания для самостоятельной работы приведены на рисунке 1.8.

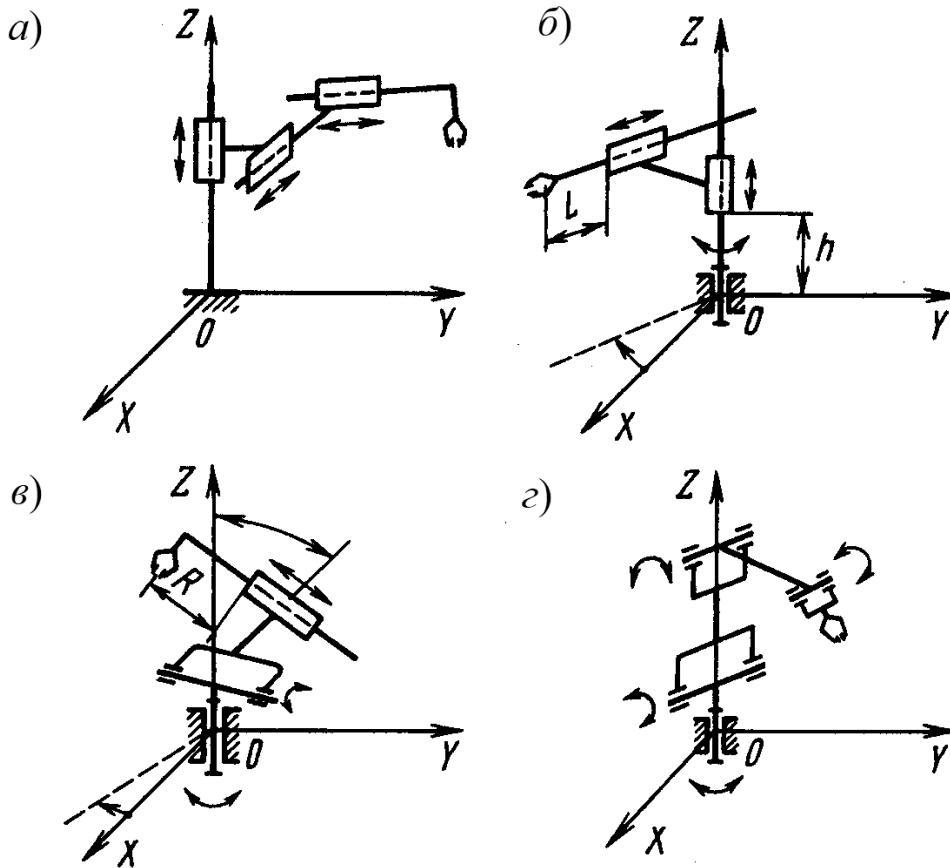


Рисунок 1.8 – Задания для самостоятельной работы

Контрольные вопросы

- 1 Перечислите основные виды механизмов.
- 2 Перечислите разновидности плоских рычажных механизмов.
- 3 Как определить степень подвижности механизмов?
- 4 Как выполнить структурный синтез плоских рычажных механизмов?
- 5 Как выполнить структурный анализ механизмов?

2 Силовой расчет механизмов с трением

Цель занятия: получение практических навыков в силовом расчете механизмов с трением.

Закон инерции – если сумма действующих на тело сил равна нулю, то тело движется равномерно и прямолинейно или находится в покое.

Движение, совершаемое точкой при отсутствии сил, называется движением по инерции.

Система отсчета, по отношению к которой выполняется закон инерции, называется инерциальной системой отсчета (иногда ее условно называют неподвижной). При решении большинства технических задач инерциальной, с достаточной для практики точностью, можно считать систему отсчета, жестко связанную с Землей.

Основной закон динамики – произведение массы точки на ускорение, которое она получает под действием данной силы, равно по модулю этой силе, а направление ускорения совпадает с направлением силы. Основной закон динамики имеет место только по отношению к инерциальной системе отсчета.

Сила трения направлена касательно к поверхностям соприкасающихся тел и препятствует движению одного тела относительно другого.

Законы силы трения.

1 Сила трения пропорциональна нормальному давлению и направлена противоположно направлению относительной скорости:

$$F = fN, \quad (2.1)$$

где f – коэффициент трения;

N – нормальное давление, Н.

2 Коэффициент трения зависит от материалов и состояния поверхностей трущихся тел. С уменьшением микронеровностей трение уменьшается, экспериментально установлены следующие коэффициенты трения для наиболее характерных пар материалов.

3 Коэффициент трения зависит от скорости движения: сначала несколько убывает, а затем сохраняет почти постоянное значение.

4 Сила трения не зависит от удельного давления, а это значит – от площади контакта тел.

5 Коэффициент трения при движении (динамический коэффициент трения) меньше коэффициента трения при покое (статический коэффициент трения).

Рассмотрим пример решения задачи на трение.

Пусть задан механизм и сила полезного сопротивления $Q = 250$ Н (рисунок 2.1, а), план его скоростей (рисунок 2.1, б) и ускорений (рисунок 2.1, в). Определим требуемую уравновешивающую силу $F_{уп}$ и реакции в кинематических парах методом планов сил. Пусть известны массы звеньев: масса кулисы $m_3 = 8$ кг; масса ползуна $m_5 = 8$ кг. Массы остальных звеньев малы по сравнению с заданными, ими следует пренебречь. Приведенный коэффициент

трения во вращательной кинематической паре $f' = 0,1$; коэффициент трения скольжения в поступательной кинематической паре $f = 0,12$; радиус цапфы вала $r_u = 20$ мм. Угловые и линейные скорости определяются при построении планов скоростей.

Веса звеньев

$$G_3 = m_3 \cdot g = 8 \cdot 9,81 = 78,48 \text{ Н}; \quad G_5 = m_5 \cdot g = 25 \cdot 9,81 = 245,25 \text{ Н}.$$

Силы инерции этих звеньев

$$U_3 = -m_3 \cdot a_s = 8 \cdot (-3,99) = -31,92 \text{ Н}; \quad U_5 = -m_5 \cdot a_D = 25 \cdot (-5,86) = -146,5 \text{ Н}.$$

Знаки « \rightarrow » показывают, что направление сил инерции противоположно соответствующим ускорениям, указанным на плане ускорений векторами $\bar{a}_s - P_a s$, $\bar{a}_D - P_a d$ (см. рисунок 2.1, в). Уравновешивающую силу F_{yp} прикладывают к концу кривошипа перпендикулярно ему в направлении его вращения (рисунок 2.1, з).

Выделяют диаду (4, 5) (рисунок 2.1, д). В местах отрыва (кинематических парах E и C) отбрасывают связи и заменяют их действие реакциями. Для поступательной пары E реакция R_{50} перпендикулярна направляющим пары, а во вращательной паре реакция неизвестного направления, которую можно разложить на две составляющие: нормальную – R_{43}^n (параллельно звену) и касательную – R_{43}^t (перпендикулярно звену). Нижний индекс состоит из двух чисел. Первое число указывает, на какое звено действует реакция, а второе – со стороны какого звена. Уравнение равновесия диады в виде суммы всех сил, действующих на нее,

$$\underline{\underline{\bar{Q}}} + \underline{\underline{\bar{U}}}_5 + \underline{\underline{\bar{G}}}_5 + \underline{\underline{\bar{R}}}_{50} + \underline{\underline{\bar{R}}}_{43}^n + \underline{\underline{\bar{R}}}_{43}^t = 0.$$

Геометрически это значит, что многоугольник, стороны которого являются векторами суммы, должен быть замкнут. Такой многоугольник можно построить, имея не более двух неизвестных. Для определения их числа удобно применять подчеркивание. Два подчеркивания – вектор известен и по направлению, и по величине. Одно подчеркивание – вектор известен лишь по направлению. В данном случае существуют три неизвестные. Одну из них необходимо определить. Для этого составим уравнение равновесия моментов сил звена 4 относительно точки D. Линия действия силы \bar{R}_{43}^n проходит через точку D, поэтому она не имеет плеча и ее момент относительно точки D равен нулю. Момент создает сила \bar{R}_{43}^t на плече L_{CD} , поскольку L_{CD} является перпендикуляром, опущенным из точки D на линию действия силы. Причем момент положительный, т. к. сила стремится повернуть звено 4 относительно точки D против часовой стрелки. Тогда уравнения равновесия моментов запишем как $\sum M_D(4) = 0$, $R_{43}^t \cdot L_{CD} = 0$,

$R_{43}^r = 0$. Теперь в уравнении равновесия две неизвестные. Можно приступить к его графическому решению. Векторный многоугольник можно строить в любой последовательности, начиная с известных по направлению и модулю векторов. Откладывают силу $Q = 250$ Н, по ее направлению – вектор длиной $|Q| = 50$ мм и определяют масштабный коэффициент построения:

$$\mu_F = \frac{Q}{|Q|} = \frac{250}{50} = 5 \text{ Н/мм.}$$

Величины векторов $|U_5|$ и $|G_5|$

$$|U_5| = \frac{U_5}{\mu_F} = 146,5/5 = 29,3 \approx 29 \text{ мм;}$$

$$|G_5| = \frac{G_5}{\mu_F} = 245,25/5 = 49,05 \approx 49 \text{ мм.}$$

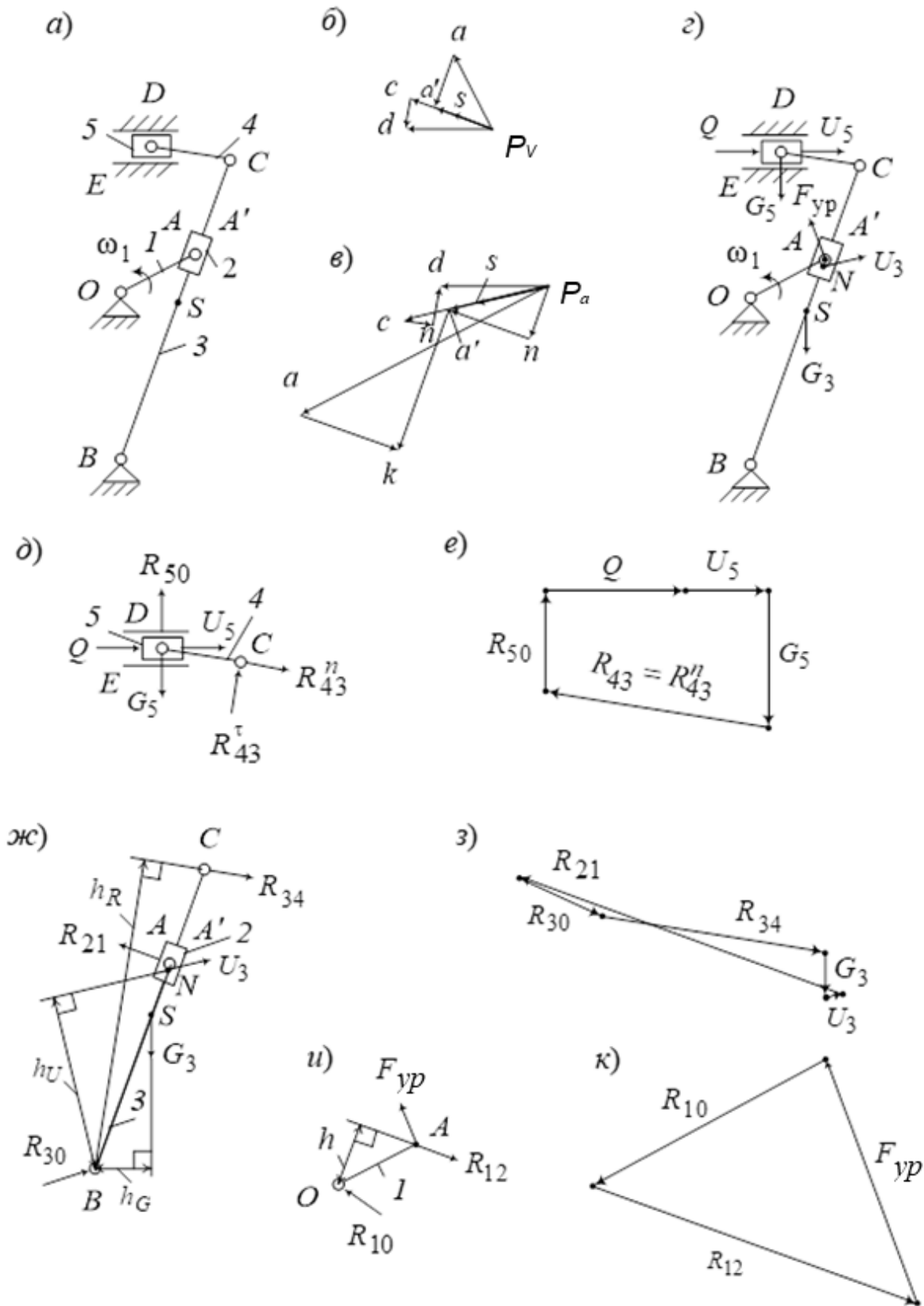
Векторы \bar{U}_5 и \bar{G}_5 пристраивают последовательно к вектору \bar{Q} (рисунок 2.1, е). Далее к концу вектора \bar{G}_5 пристроим линию действия реакции R_{43}^n , а из точки начала построения вектора \bar{Q} – линию действия R_{50} до точки пересечения с линией реакции R_{43}^n . Направление векторов \bar{R}_{43}^n и \bar{R}_{50} ставится так, чтобы получился замкнутый векторный контур. Вектор \bar{R}_{43}^n на схеме сил (см. рисунок 2.1, д) имеет противоположное направление тому, что получилось из построения.

Необходимо отметить, что истинное направление векторов получается при графическом решении векторных уравнений на планах сил. Но менять направление на схемах сил не следует, иначе расчеты моментов окажутся неверными. Замеряются полученные векторы на плане: $|R_{43}^n| = 80,5$ мм; $|R_{50}| = 36$ мм. Определяются значения реакций:

$$R_{43}^n = |R_{43}^n| \cdot \mu_F = 80,5 \cdot 5 = 402,5 \text{ Н; } R_{50} = |R_{50}| \cdot \mu_F = 36 \cdot 5 = 180 \text{ Н.}$$

Поскольку $R_{43}^r = 0$, то реакция $\bar{R}_{43} = \bar{R}_{43}^n + \bar{R}_{43}^r = \bar{R}_{43}^n = 402,5$ Н.

Реакция \bar{R}_{45} во внутренней вращательной кинематической паре D определяется из условий равновесия звена 4: $\sum F(4) = 0$; $\bar{R}_{45} + \bar{R}_{43} = 0$; $\bar{R}_{45} = -\bar{R}_{43}$.



a – заданный механизм; *б* – план скоростей механизма; *в* – план ускорений механизма; *г* – схема приложенных к механизму сил; *д* – схема сил диады (4, 5); *е* – план сил диады (4, 5); *ж* – схема сил диады (2, 3); *з* – план сил диады (2, 3); *и* – схема сил механизма I класса; *к* – план сил механизма I класса

Рисунок 2.1 – Применение метода планов сил

Рассмотрим диаду (2, 3) (рисунок 2.1, ж).

Отбросим связи и заменим их действие реакциями: в точке C реакция $\bar{R}_{34} = -\bar{R}_{43} = -402,5 \text{ Н}$ (направлена противоположно \bar{R}_{43}); в точке B реакция \bar{R}_{30} (неизвестного направления, поэтому на схеме направим произвольно); в точке A реакция \bar{R}_{21} (направлена перпендикулярно кулисе 3). Уравнение равновесия диады в виде суммы действующих на нее всех сил

$$\underline{\bar{R}_{34}} + \underline{\bar{G}_3} + \underline{\bar{U}_3} + \underline{\bar{R}_{21}} + \underline{\bar{R}_{30}} = 0.$$

В данном случае три неизвестные: модуль и направление реакции \bar{R}_{30} и модуль реакции \bar{R}_{21} . Одну из них необходимо определить. Для этого составляют уравнение равновесия моментов сил диады относительно точки B :

$$\sum M_B = 0; \quad R_{34} \cdot h_R + U_S \cdot h_U + G_3 \cdot h_G - R_{21} \cdot L_{AB} = 0;$$

$$R_{21} = \frac{R_{34} \cdot h_R + U_3 \cdot h_U + G_3 \cdot h_G}{L_{AB}} = \frac{402,5 \cdot 552 + 31,92 \cdot 311 + 78,48 \cdot 100}{392} = 611,99 \text{ Н},$$

где h_R, h_U, h_G – плечи (перпендикуляры, опущенные из точки B на линии действия сил) сил R_{34}, U_3, G_3 соответственно, мм (измеряются на схеме сил).

Поскольку реакция получилась положительной, на схеме выбрано верное направление вектора \bar{R}_{21} .

Теперь в уравнении равновесия две неизвестные. Можно приступить к его графическому решению. Построение начинается с известных сил. Реакция \bar{R}_{34} уже определена при рассмотрении диады (4, 5) (см. рисунок 2.1, е) и по третьему закону Ньютона равна \bar{R}_{43} , но противоположно направлена. Далее определяют в выбранном масштабе длины в миллиметрах остальных известных векторов и пристраивают их последовательно к вектору \bar{R}_{34} (рисунок 2.1, з):

$$|G_3| = G_3/\mu_F = 78,48/5 = 15,696 \approx 16 \text{ мм}; \quad |U_3| = U_3/\mu_F = 31,92/5 = 6,384 \approx 6 \text{ мм}.$$

К вектору \bar{U}_3 пристраивается определенная выше реакция R_{21} . Замыкающий вектор многоугольника сил является искомым вектором R_{30} . Замеряется его длина: $|R_{30}| = 32,6 \text{ мм}$. Определяется реакция: $R_{30} = |R_{30}| \cdot \mu_F = 32,6 \cdot 5 = 163 \text{ Н}$.

Реакция \bar{R}_{23} во внутренней кинематической паре A' определяется из условий равновесия звена 2: $\sum F(2) = 0; \quad \bar{R}_{21} + \bar{R}_{23} = 0; \quad \bar{R}_{23} = -\bar{R}_{21}$.

Силовой расчет механизма I класса (рисунок 2.1, и) заключается в определении уравновешивающей силы F_{yp} и реакции в кинематической паре O . Отбрасываются связи и их действие заменяется реакциями: в точке A – реакция

$\bar{R}_{12} = -\bar{R}_{21} = -611,99 \text{ Н}$ (направлена противоположно \bar{R}_{21}); в точке O – реакция \bar{R}_{10} (неизвестного направления, поэтому на схеме направим произвольно).

Уравнение равновесия кривошипа

$$\underline{\bar{R}_{12}} + \underline{\bar{F}_{yp}} + \underline{\bar{R}_{10}} = 0.$$

Снова имеем три неизвестные: модуль и направление реакции \bar{R}_{10} и модуль реакции \bar{F}_{yp} .

Составим уравнение равновесия моментов сил кривошипа относительно точки O :

$$\sum M_O = 0; \quad R_{12} \cdot h - F_{yp} \cdot L_{OA} = 0; \quad F_{yp} = \frac{R_{12} \cdot h}{L_{OA}} = \frac{611,99 \cdot 11,3}{15} = 461,03 \text{ Н}.$$

Теперь в уравнении равновесия кривошипа две неизвестные. Можно приступить к его графическому решению (рисунок 2.1, κ). Реакция \bar{R}_{12} уже определена при рассмотрении диады (2, 3) (см. рисунок 2.1, ε) и по третьему закону Ньютона равна \bar{R}_{21} , но противоположно направлена. К вектору R_{12} пристроим определенную выше силу F_{yp} . Замыкающий вектор многоугольника сил является искомым вектором R_{10} . Замеряют его длину: $|R_{10}| = 94,6 \text{ мм}$. Определяют реакцию: $R_{10} = |R_{10}| \cdot \mu_F = 94,6 \cdot 5 = 473 \text{ Н}$.

Далее определяются потери мощности на трение и мгновенный КПД. Потери мощности на трение во всех кинематических парах

$$N_{10} = R_{10} \cdot f' \cdot r_u \cdot \omega_1 = 473 \cdot 0,1 \cdot 0,02 \cdot 10,5 = 9,93 \text{ Вт};$$

$$N_{12} = R_{12} \cdot f' \cdot r_u \cdot \omega_{12} = 611,99 \cdot 0,1 \cdot 0,02 \cdot 7,4 = 9,06 \text{ Вт};$$

$$N_{23} = R_{23} \cdot f \cdot V_{A'A} = 611,99 \cdot 0,12 \cdot 1,02 = 74,9 \text{ Вт};$$

$$N_{30} = R_{30} \cdot f' \cdot r_u \cdot \omega_{30} = 163 \cdot 0,1 \cdot 0,02 \cdot 3,1 = 1,01 \text{ Вт};$$

$$N_{34} = R_{34} \cdot f' \cdot r_u \cdot \omega_{34} = 402,5 \cdot 0,1 \cdot 0,02 \cdot 1,3 = 1,04 \text{ Вт};$$

$$N_{45} = R_{45} \cdot f' \cdot r_u \cdot \omega_{45} = 402,5 \cdot 0,1 \cdot 0,02 \cdot 1,8 = 1,44 \text{ Вт};$$

$$N_{50} = R_{50} \cdot f \cdot V_D = 180 \cdot 0,12 \cdot 1,55 = 33,48 \text{ Вт}.$$

Суммарные потери мощности

$$\begin{aligned}\sum N_{mp} &= N_{10} + N_{12} + N_{23} + N_{30} + N_{34} + N_{45} + N_{50} = \\ &= 9,93 + 9,06 + 74,9 + 1,01 + 1,04 + 1,44 + 33,48 = 130,86 \text{ Вт.}\end{aligned}$$

Мощность движущих сил определяется по формуле

$$N_{\text{дв}} = P_{\text{уп}} \cdot V_A = 461,03 \cdot 1,575 = 726,12 \text{ Вт.}$$

Мгновенный КПД механизма

$$\eta = \frac{N_{\text{дв}} - N_{mp}}{N_{\text{дв}}} = \frac{726,12 - 130,86}{726,12} = 0,82.$$

Задачи для самостоятельного решения

1 При быстром торможении автомобиль начал двигаться по горизонтальной дороге юзом (заторможенные колёса не вращаются, а скользят по дороге). С каким ускорением при этом движется автомобиль и через сколько времени от начала торможения автомобиль остановится, если его начальная скорость $v_0 = 20$ м/с, а коэффициент трения колёс о дорогу равен 0,8?

2 Груз массой 12 кг скользит по горизонтальной поверхности. Сила трения скольжения равна 45 Н. Найти силу трения, если вследствие применения смазочного материала коэффициент трения f уменьшится в 2 раза, а масса груза останется неизменной.

Контрольные вопросы

- 1 Что такое сила трения?
- 2 Перечислите законы трения.
- 3 В чем суть закона независимого действия сил?
- 4 Как определяется мгновенный КПД механизма?

3 Применение уравнения Лагранжа второго рода для механизма с одной степенью подвижности

Цель занятия: получение практических навыков в применении уравнения Лагранжа второго рода для механизма с одной степенью подвижности.

Уравнение Лагранжа второго рода для механизма с w степенями подвижности с жесткими звеньями и голономными стационарными связями имеет вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq_s} \right) - \frac{dT}{dq_s} = Q_s + Q_{cs} \quad (s=1, \dots, w),$$

где $T(q_1, \dots, q_w, \dot{q}_1, \dots, \dot{q}_w)$ – кинетическая энергия механизма, представленная как функция обобщённых координат и их производных;

Q_s, Q_{cs} – обобщенные движущие силы и силы сопротивления.

Для механизма с одной степенью подвижности уравнение Лагранжа второго рода имеет вид:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dT}{dq} \right) - \frac{dT}{dq} = Q + Q_c.$$

Координаты всех точек такой механической системы могут быть представлены как функции обобщённой координаты q :

$$x_k = x_k(q); \quad y_k = y_k(q); \quad z_k = z_k(q).$$

Кинетическую энергию T механизма можно представить как энергию системы n материальных точек с голономными стационарными связями:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n m_k (\dot{x}_k^2 + \dot{y}_k^2 + \dot{z}_k^2) = \frac{1}{2} a(q) \dot{q}^2,$$

где $a(q)$ – инерционный коэффициент.

Тогда уравнение Лагранжа второго рода для механизма с одной степенью подвижности запишется в виде

$$a(q)\ddot{q} + \frac{1}{2} a'(q)\dot{q}^2 = Q + Q_c.$$

Для динамического анализа механизма при решении прямой задачи динамики (определения закона движения при заданном силовом воздействии) необходимо построить динамическую модель (образ моделируемого объекта, удобный для проведения исследований и позволяющий адекватно отображать инте-

ресующие исследователя свойства) механизма и математическую модель, т. е. уравнения, позволяющие составить описание функционирования технического объекта в окружающей среде. Для того чтобы выполнить силовое исследование, необходимо знать закон движения начального звена. В этой задаче активные силы считаются известными, составляется уравнение, связывающее силы и ускорения, а затем путем их интегрирования находятся скорость и перемещение как функции времени. Основные трудности здесь чисто математического характера. Они вызваны сложностью интегрирования нелинейного дифференциального уравнения. С целью упрощения записи дифференциального уравнения рассматривается одномассовая динамическая модель (рисунок 3.1) механизма. Вместо движения всего механизма изучается движение одного звена, так называемого звена приведения. Обычно за звено приведения выбирается начальное звено механизма (кривошип). Для того чтобы такая замена была возможна, необходимо, чтобы звено приведения было динамически эквивалентно всему механизму. Соблюдается два условия динамической эквивалентности модели и механизма:

1) кинетическая энергия модели должна равняться кинетической энергии механизма: $E_{\Sigma} = E_{МЭХ}$;

2) работа силы, приложенной к звену приведения, на возможном перемещении должна равняться сумме работ всех сил, приложенных к механизму, на их возможных перемещениях: $A_{\Sigma} = \sum A_{МЭХ}$. Из первого условия определяется массоинерционный параметр модели – суммарный приведенный момент инерции J_{Σ}^{np} , а из второго условия – силовой параметр модели – суммарный приведенный момент M_{Σ}^{np} .

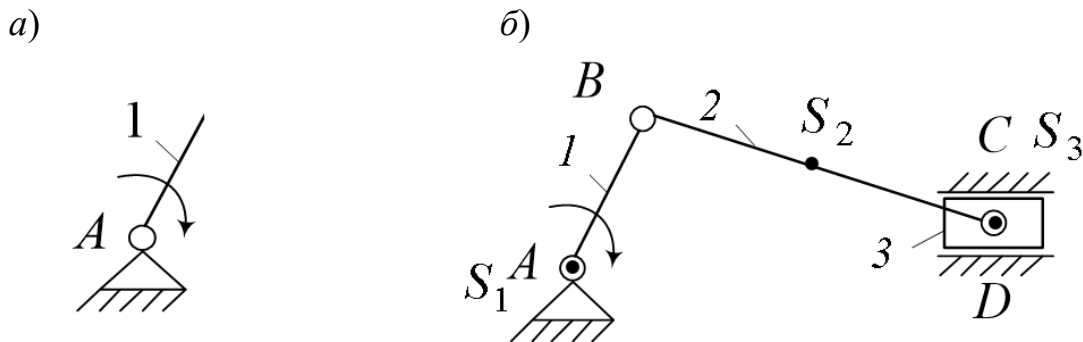


Рисунок 3.1 – Динамическая модель и схема механизма

Математическая модель одномассовой динамической модели из уравнения Лагранжа второго рода

$$J_{\Sigma}^{np} \frac{d\omega_1}{dt} + \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dJ_{\Sigma}^{np}}{d\varphi_1} = M_{\Sigma}^{np},$$

где ω_1 , φ_1 – угловая скорость и угол поворота звена приведения (кривошипа) соответственно.

Построим одномассовую динамическую модель (см. рисунок 3.1, *a*) для кривошипно-ползунного механизма (см. рисунок 3.1, *б*). Определим суммарный приведенный момент инерции J_{Σ}^{np} из условия равенства кинетических энергий модели и механизма $E_{\Sigma} = E_{MEX}$. Механизм имеет три звена (кривошип вращается, шатун совершает сложное движение, а ползун движется поступательно) и три основных слагаемых его кинетической энергии:

$$E_{MEX} = E_1 + E_2 + E_3 = \left(\frac{J_1 \omega_1^2}{2} \right) + \left(\frac{J_2 \omega_2^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} \right) + \left(\frac{m_3 v_3^2}{2} \right),$$

где J_1, J_2 – моменты инерции звеньев относительно оси, проходящей через центры масс S_i перпендикулярно плоскости движения;

ω_1, ω_2 – угловые скорости звеньев относительно той же оси;

m_2, m_3 – массы звеньев;

v_2, v_3 – скорости центров масс звеньев.

Кинетическая энергия модели $E_{\Sigma} = \frac{J_{\Sigma}^{np} \omega_1^2}{2}$. Приравняем и выразим приведенный момент инерции J_{Σ}^{np} :

$$\frac{J_{\Sigma}^{np} \omega_1^2}{2} = \left(\frac{J_1 \omega_1^2}{2} \right) + \left(\frac{J_2 \omega_2^2}{2} + \frac{m_2 v_2^2}{2} \right) + \left(\frac{m_3 v_3^2}{2} \right);$$

$$J_{\Sigma}^{np} = J_1 + J_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 + m_2 \left(\frac{v_2}{\omega_1} \right)^2 + m_3 \left(\frac{v_3}{\omega_1} \right)^2 = J_1 + J_2 (\omega_{q2})^2 + m_2 (v_{q2})^2 + m_3 (v_{q3})^2,$$

где ω_{q2} – передаточная функция угловой скорости шатуна, $\omega_{q2} = d\phi_2 / d\phi_1$;

v_{q2} – передаточная функция скорости шатуна;

v_{q3} – передаточная функция скорости ползуна.

Из анализа формулы следует, что J_{Σ}^{np} не зависит от скорости звена приведения, но зависит от обобщенной координаты ϕ_1 , находящейся в составе передаточных функций.

Определим суммарный приведенный момент M_{Σ}^{np} из условия равенства работ модели и механизма $A_{\Sigma} = \sum A_{MEX}$. Элементарная работа M_{Σ}^{np} модели $A_{\Sigma} = M_{\Sigma}^{np} d\phi_1$. Сумма элементарных работ сил и моментов, действующих на механизм,

$$\sum A_{MEX} = A_{\delta\epsilon} + A_Q + A_{G1} + A_{G2} + A_{G3},$$

где $A_{\delta\epsilon}$ – работа момента двигателя, $A_{\delta\epsilon} = M_{\delta\epsilon} d\phi_1$;

A_Q – работа силы полезного сопротивления, $A_Q = Qds_3 \cos(Q; s_3) = \pm Qdx_3$;
 A_{G_2} , A_{G_3} – работы сил тяжести звеньев, $A_{G_2} = G_2ds_2 \cos(G_2; s_2) = \pm G_2dy_2$;
 $A_{G_3} = G_3ds_3 \cos(G_3; s_3) = 0$, т. к. вектор силы тяжести G_3 и перемещение S_3 перпендикулярны;

y_2 , x_3 – проекции перемещений звеньев на соответствующие оси координат.

Приравняем работы и выразим M_Σ^{np} :

$$M_\Sigma^{np} d\varphi_1 = M_{\partial\partial} d\varphi_1 \pm Qdx_3 \pm G_2dy_2;$$

$$M_\Sigma^{np} = M_{\partial\partial} \pm Q \frac{dx_3}{d\varphi_1} \pm G_2 \frac{dy_2}{d\varphi_1} = M_{\partial\partial} \pm Qv_{qx3} \pm G_2v_{qy2},$$

где v_{qx3} – проекция передаточной функции скорости ползуна 3 на ось x ;

v_{qy2} – проекция передаточной функции скорости точки S_2 шатуна 2 на ось y .

Задача для самостоятельного решения

Для механизма, приведенного на рисунке 3.2, построить одномассовую динамическую модель, вывести формулу для определения и определить значения суммарного приведенного момента инерции J_Σ^{np} и суммарного приведенного момента M_Σ^{np} для положения механизма, при котором решены задачи кинематики и силового анализа. Построить графики их изменения за один оборот кривошипа.

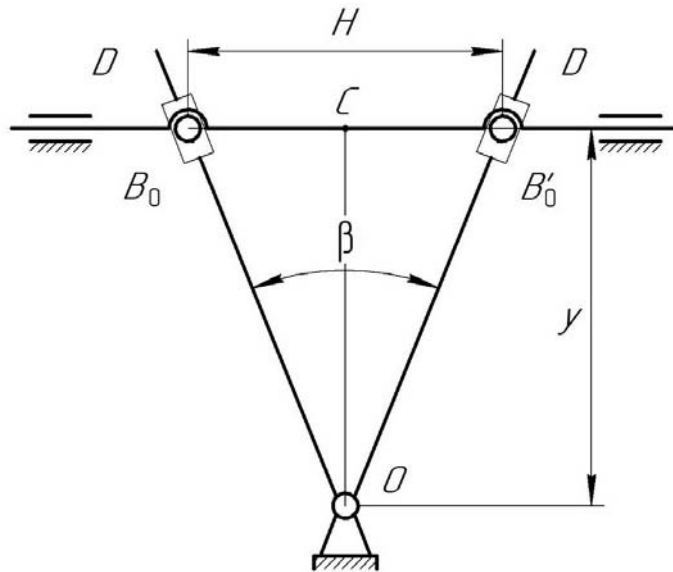


Рисунок 3.2 – Схема механизма

Контрольные вопросы

- 1 Какой вид имеет уравнение Лагранжа второго рода для механизма с одной степенью подвижности?
- 2 Каковы условия динамической эквивалентности модели и механизма?
- 3 В чем суть прямой задачи динамики?

4 Определение средней скорости установившегося движения цикловой машины

Цель занятия: получение практических навыков в определении средней скорости установившегося движения цикловой машины.

Процесс движения машины может включать следующие режимы: разгон (разбег), когда работа движущих сил больше работы сил сопротивления: $A_d > A_c$; установившееся движение, когда работа движущих сил равна работе сил сопротивления: $A_d = A_c$; торможение (замедление или выбег), когда $A_d < A_c$. Режимы разгона и торможения являются неустановившимися. Разгон и торможение может происходить при переходе от одного установившегося движения в другое. Разгон в общем случае может начинаться не только от нулевой начальной скорости, а торможение не только до нулевой конечной скорости.

Рассмотрим режим установившегося движения. Этот режим характеризуется циклическим изменением скорости начального звена механизма. Циклом называют период времени или период изменения обобщенной координаты, через который все параметры системы принимают первоначальные значения.

Угловая скорость ω_1 в установившемся режиме колеблется относительно некоторого среднего значения ω_{1cp} :

$$\omega_{1cp} = \frac{\omega_{1max} + \omega_{1min}}{2}, \quad (4.1)$$

Где ω_{1max} , ω_{1min} – максимальное и минимальное значения угловой скорости за цикл.

Величину колебаний оценивает коэффициент неравномерности вращения

$$\delta = \frac{\omega_{1max} - \omega_{1min}}{\omega_{1cp}}. \quad (4.2)$$

При проектировании различных механизмов необходимо обеспечить приемлемое значение коэффициента неравномерности. В таблице 4.1 приведены рекомендуемые значения коэффициентов неравномерности для различного вида машин.

Исходя из вышесказанного, необходимо оценить коэффициент неравномерности при установившемся движении модели. Для этого, согласно (4.2),

надо знать закон изменения угловой скорости модели за цикл. Определить этот закон можно, используя уравнение движения динамической модели в интегральной форме

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{2(A_{M_\Sigma} + T_{нач})}{J_\Sigma^{np}}}, \quad (4.3)$$

где $T_{нач}$ – начальное значение кинетической энергии модели, Дж;

A_{M_Σ} – работа суммарного приведенного момента модели при установившемся движении, Дж;

J_Σ^{np} – суммарный приведенный момент инерции модели, кг·м².

Таблица 4.1 – Значения коэффициентов неравномерности для разных видов машин

Вид машины	Диапазон значений δ
Машины ударного действия	1/10...1/30
Насосы, компрессоры	1/25...1/50
Текстильные машины, ДВС	1/50...1/100
Генераторы, электродвигатели	1/100...1/300
Турбины летательных аппаратов	~1/1000

Начальное значение кинетической энергии можно принять равным кинетической энергии звеньев с постоянным приведенным моментом инерции J_1 :

$$T_{нач} = \frac{J_1^{np} \omega_1^2}{2}. \quad (4.4)$$

Для определения работы суммарного приведенного момента модели при установившемся движении A_{M_Σ} необходимо обеспечить этот режим, т. е. обеспечить равенство $A_d = A_c$ за цикл. Другими словами, определить и приложить такой момент сопротивления M_c , работа которого за цикл будет равна работе ранее определенного M_Σ^{np} . Тогда суммарный приведенный момент модели при установившемся движении

$$M_\Sigma = M_\Sigma^{np} - M_c. \quad (4.5)$$

Геометрически работа является площадью под графиком силы или момента, поэтому для определения момента сопротивления рассчитываем определенный интеграл за цикл установившегося движения:

$$A = \int_{\varphi_{10}}^{\varphi_{1k}} M_{\Sigma}^{np} d\varphi_1, \quad (4.6)$$

где φ_{10} – координата начала цикла;

φ_{1k} – координата конца цикла.

Считая, что момент сопротивления имеет постоянное значение, его работа

$$A = M_c (\varphi_{10} - \varphi_{1k}). \quad (4.7)$$

Приравняем (4.6) и (4.7) и выразим момент сопротивления:

$$M_c = \frac{\int_{\varphi_{10}}^{\varphi_{1k}} M_{\Sigma}^{np} d\varphi_1}{\varphi_{1k} - \varphi_{10}}. \quad (4.8)$$

Двухтактный двигатель имеет цикл, равный одному обороту кривошипа, т. е. равный 2π . Тогда

$$M_c = \frac{\int_0^{2\pi} M_{\Sigma}^{np} d\varphi_1}{2\pi}.$$

Четырехтактный двигатель имеет цикл, равный двум оборотам кривошипа, т. е. равный 4π .

На рисунке 4.1 представлены зависимости суммарного приведенного момента модели M_{Σ}^{np} , момента сопротивления M_c и суммарного приведенного момента при установившемся движении M_{Σ} от обобщенной координаты φ_1 .

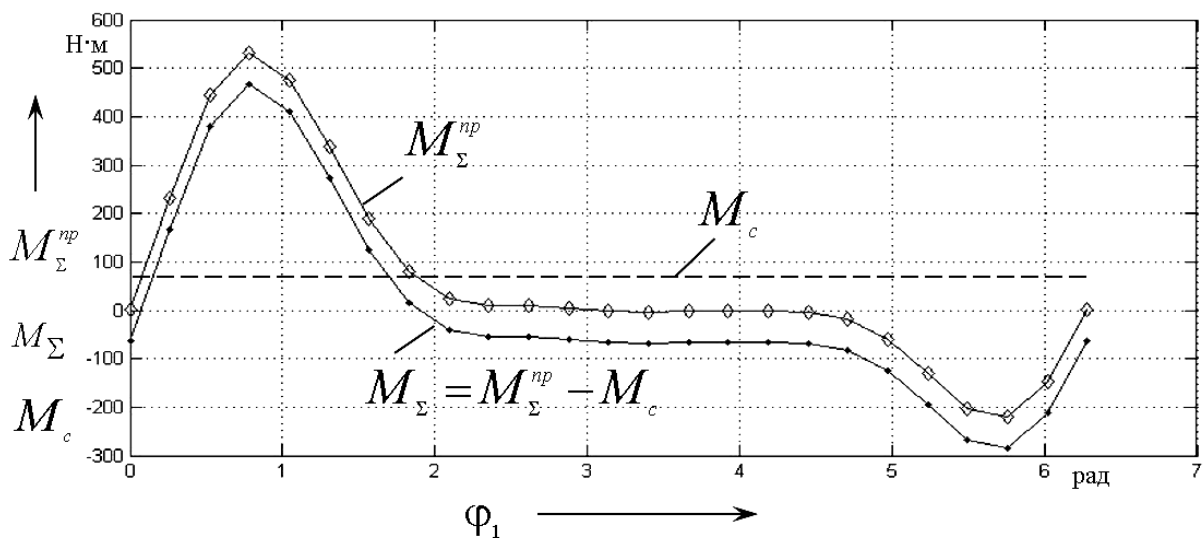


Рисунок 4.1 – Зависимость суммарного приведенного момента модели и момента сопротивления от обобщенной координаты

Определив момент сопротивления по (4.8), рассчитав суммарный приведенный момента модели при установившемся движении по (4.5), можно по (4.3) построить график зависимости угловой скорости модели от обобщенной координаты $\omega_1(\varphi_1)$. На рисунке 4.2 приведен такой график.

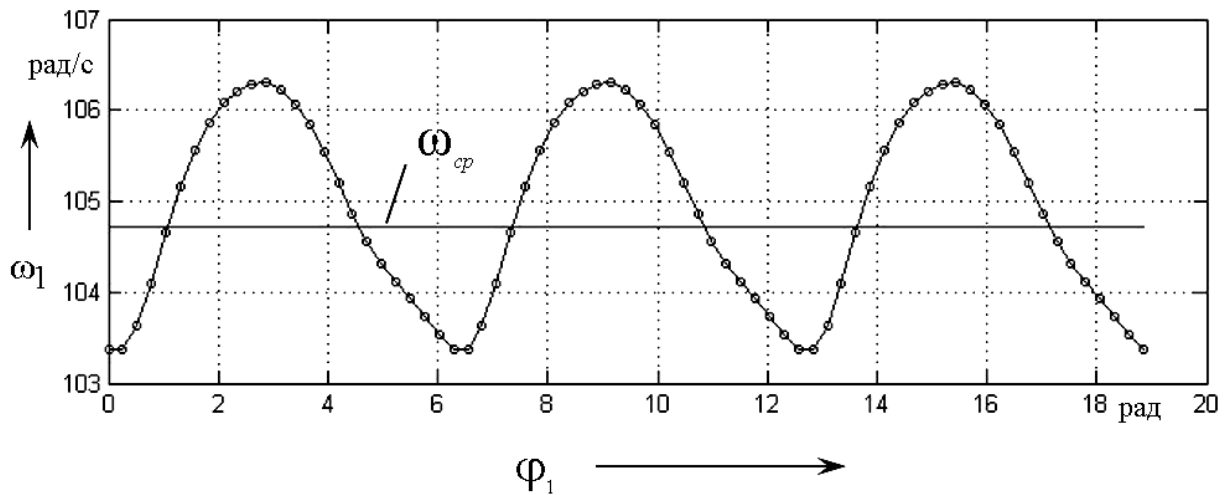


Рисунок 4.2 – Зависимость угловой скорости модели от обобщенной координаты

Используя график (см. рисунок 4.2), по (4.2) можно определить значение коэффициента неравномерности:

$$\delta = \frac{\omega_{1\max} - \omega_{1\min}}{\omega_{1\text{ср}}} = \frac{5,76}{104,72} = 0,055.$$

Анализируя полученное значение δ , с учетом таблицы 4.1, можно сделать вывод о недостаточной равномерности и плавности работы механизма. Для повышения плавности целесообразно повысить инерционность механизма, применив дополнительную маховую массу – маховик. Его момент инерции должен быть таким, чтобы неравномерность вращения главного вала машины не превышала заданных пределов.

Задача для самостоятельного решения

Анализируя график на рисунке 4.2, сделать вывод о равномерности и плавности работы механизма, учитывая, что данный механизм является насосом.

Контрольные вопросы

- 1 Какие режимы возникают в процессе движения машины?
- 2 Чем характеризуется режим установившегося движения?
- 3 Как оценить коэффициент неравномерности вращения?

5 Расчет сварных соединений

Цель занятия: получение практических навыков в расчете различных видов 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.

Стыковые 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 нагревания при сварке изменяются механические свойства металла. Практикой установлено, что при качественном выполнении сварки разрушение соединения стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния (рядом со швом). Поэтому расчет прочности стыкового соединения принято выполнять по размерам сечения детали в этой зоне.

Пример 1 – Полосы из стали Ст3 (предел текучести $\sigma_T = 220$ МПа) соединены стыковым швом и нагружены моментом M (рисунок 5.1). Определить допустимое значение момента M . Сварка ручная электродуговая электродом Э34.

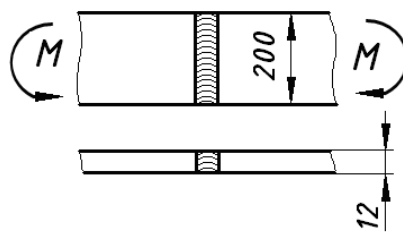


Рисунок 5.1 – Сварное соединение двух полос

Записываем условие прочности соединения на изгиб:

$$\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma'] \quad (5.1)$$

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

– для растянутого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = 0,9 \cdot [\sigma_P]; \quad (5.2)$$

– для сжатого участка зоны термического влияния сварного шва

$$[\sigma'] = [\sigma_P], \quad (5.3)$$

где $[\sigma_P]$ – допускаемые напряжения на растяжение для материала деталей.

Определение допускаемого момента производится по наименьшим напряжениям (растяжения). Тогда

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

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

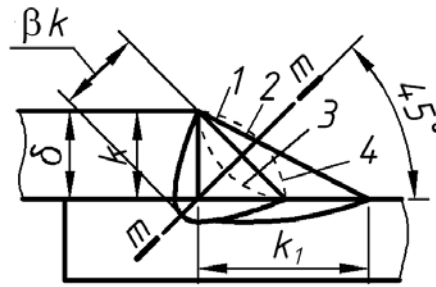
$$W = \frac{b^2 \cdot \delta}{6}. \quad (5.4)$$

Тогда, подставляя (5.4) в (5.1) и выражая момент M , получаем

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

Нахлесточные сварные соединения.

Нахлесточные сварные соединения выполняются с помощью угловых швов (рисунок 5.2). К основным геометрическим характеристикам поперечного сечения углового шва относятся катет k и расчетная высота шва $\beta \cdot k$. Коэффициент β зависит от технологического процесса сварки и составляет при ручной и многопроходной автоматической или механизированной сварке 0,7.



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

Рисунок 5.2 – Угловые сварные швы

В большинстве случаев $k = \delta_{\min}$, где δ_{\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 лбовыми швами.

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 5.3). Сварка автоматическая под флюсом электродом Э50.

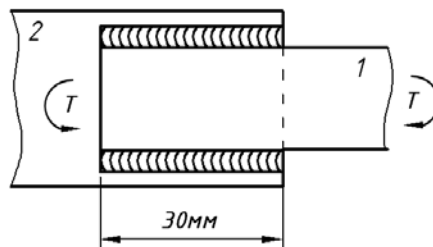


Рисунок 5.3 – Сварное соединение полосы с косынкой

Данное нахлесточное соединение фланговое. Записываем условие прочности соединения:

$$\tau = \frac{T}{\beta \cdot k \cdot l \cdot b} \leq [\tau'], \quad (5.5)$$

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 для стали Ст3 ($\sigma_T = 220 \text{ МПа}$) допускаемые напряжения будут определяться по выражению

$$[\tau'] = 0,65 \cdot [\sigma_p] = 0,65 \cdot \frac{\sigma_T}{s} = 0,65 \cdot \frac{220}{1,5} = 95,33 \text{ МПа.} \quad (5.6)$$

Определяем напряжения в сварных швах по выражению (5.5). 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.

Тавровые сварные соединения.

В тавровых сварных соединениях детали в зоне сварных швов перпендикулярны (наиболее частый случай) или наклонны друг к другу. Это соединение выполняют стыковым швом с разделкой кромок или угловыми швами без разделки кромок. При соединении стыковым швом прочность соединения оценивают по поперечному сечению зоны термического влияния сварного шва, а при соединении угловым швом – по опасному сечению сварного шва $m-m$ (см. рисунок 5.2). Рассмотрим пример расчета таврового сварного соединения.

Пример 3 – Проверить тавровое сварное соединение трубы квадратного сечения и пластины (рисунок 5.4) на прочность для двух случаев: сварной шов стыковой; сварной шов угловой. Труба нагружена силой $F = 280$ кН; материал трубы – сталь Ст3. Сварка ручная, дуговая, выполнена электродом Э42.

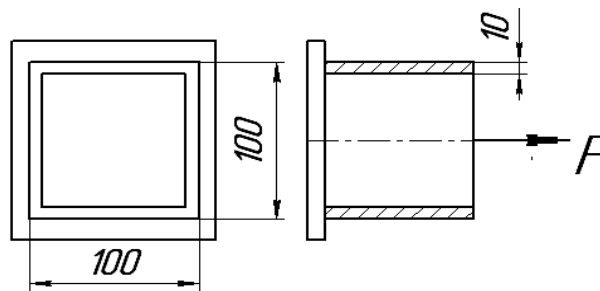


Рисунок 5.4 – Сварное соединение, выполненное тавровыми сварными швами

Определяем допускаемые напряжения для сварного соединения. При стыковом сварном шве под действием нагрузки в шве возникают напряжения растяжения, а при угловом сварном шве – напряжения среза. При ручной дуговой сварке электродом Э42 при растяжении сварного шва допускаемые напряжения составляют $[\sigma'] = 0,9[\sigma_p]$, а при срезе – $[\tau'] = 0,6[\sigma_p]$. Тогда, принимая предел текучести для стали Ст3 $\sigma_T = 220$ МПа, получим

$$[\sigma'] = 0,9[\sigma_p] = 0,9 \frac{\sigma_T}{s} = 0,9 \cdot \frac{220}{1,5} = 132 \text{ МПа};$$

$$[\tau'] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \frac{\sigma_T}{s} = 0,6 \cdot \frac{220}{1,5} = 88 \text{ МПа}.$$

При стыковом сварном шве площадь поперечного сечения сварного шва совпадает с площадью поперечного сечения трубы и определяется по формуле

$$A_{cm} = a^2 - (a - 2 \cdot \delta)^2, \quad (5.7)$$

где a – сторона трубы, $a = 100$ мм;

δ – толщина стенки трубы, $\delta = 10$ мм.

При угловом сварном шве площадь поперечного сечения сварного шва рассчитывается по выражению

$$A_{yz} = 4 \cdot \beta \cdot k \cdot a, \quad (5.8)$$

где k – катет сварного шва (принимается равным толщине стенки трубы), $k = 10$ мм.

Тогда условия прочности для данного соединения запишутся в виде:

– для стыкового шва

$$\sigma = \frac{F}{A_{cm}} = \frac{F}{a^2 - (a - 2 \cdot \delta)^2}; \quad (5.9)$$

$$\sigma = \frac{280 \cdot 10^3}{0,1^2 - (0,1 - 2 \cdot 0,01)^2} = 77,78 \cdot 10^6 \text{ Па} = 77,78 \text{ МПа};$$

– для углового шва

$$\sigma = \frac{F}{A_{yz}} = \frac{F}{4 \cdot \beta \cdot k \cdot a} = \frac{280 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7 \cdot 0,01 \cdot 0,1} = 100 \cdot 10^6 = 100 \text{ МПа}. \quad (5.10)$$

Сравнивая рассчитанные напряжения с допускаемыми, делаем вывод, что соединение трубы при его выполнении стыковым швом выдержит заданную нагрузку, а соединение, выполненное угловым швом, не выдержит.

Задачи для самостоятельного решения

1 Определить допускаемое значение момента M для соединения на рисунке 5.5. Сварка ручная электродуговая электродом Э34. Материал – сталь Ст3.

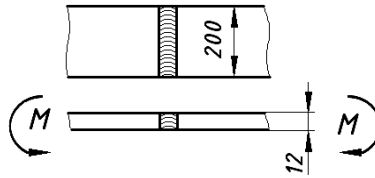


Рисунок 5.5 – Сварное соединение двух полос

2 Проверить прочность сварных швов соединения бруска со швеллером (рисунок 5.6). Допускаемое напряжение на срез сварных швов $[\tau'] = 96$ МПа.

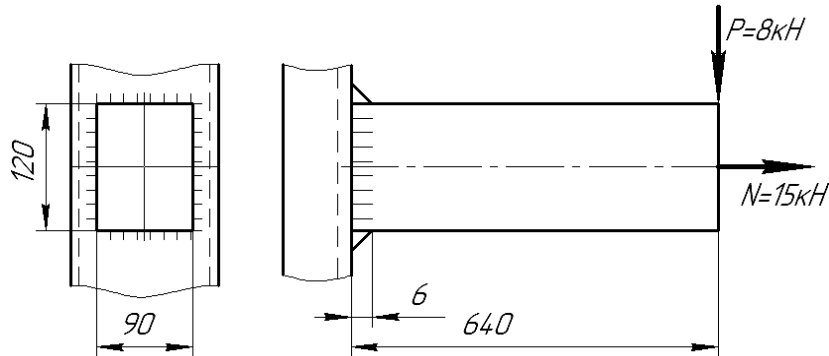


Рисунок 5.6 – Сварное соединение бруска со швеллером

Контрольные вопросы

- 1 Какие виды сварки используются в машиностроении?
- 2 Что такое стыковое сварное соединение?
- 3 Какое сечение используют для проверки на прочность углового шва?
- 4 Чем отличаются лобовые и фланговые сварные соединения?
- 5 Что такое катет сварного шва?

6 Расчет резьбовых соединений

Цель занятия: получение практических навыков в расчете различных видов 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 го-

ловке болта (винта) или к гайке при ограничении их осевого перемещения поверхностью соединяемых деталей.

Пример – Определить силу F , если диаметр фундаментных болтов с метрической резьбой, крепящих стойку к основанию (рисунок 6.1), $d = 16$ мм. Коэффициент трения основания стойки о бетон $f = 0,4$; угол $\alpha = 45^\circ$; размеры $a = 650$ мм, $b = 550$ мм. Недостающие величины выбрать самостоятельно. Обеспечить минимальные габаритные размеры основания стойки.

Принимаем для изготовления болтов сталь 35, для которой предел текучести $\sigma_T = 300$ МПа. Заданная резьба находится в интервале резьб, для которых коэффициент запаса прочности $S_T = 4 \dots 2,5$. Принимая $S_T = 3$, определим допустимые напряжения для болтов:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{S_T} = \frac{300}{3} = 100 \text{ МПа.}$$

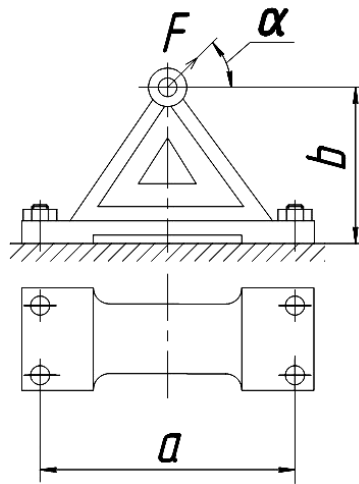


Рисунок 6.1 – Соединение группой болтов

Болты соединения обеспечивают нераскрытие стыка кронштейна с основанием. Внутренний диаметр резьбы М16 $d_1 = 13,835$ мм. Из условия прочности на растяжение определяем расчетную силу, воспринимаемую одним болтом без разрушения:

$$F_p = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma_p]}{4} = \frac{\pi \cdot 13,835^2 \cdot 100}{4} = 15033 \text{ Н.}$$

Разложим силу F на горизонтальную F_x (сдвигает детали в стыке) и вертикальную F_y (раскрывает стык) составляющие и перенесем в центр тяжести стыка, при этом возникнет момент M от горизонтальной составляющей (раскрывает стык):

$$F_x = F \cdot \cos \alpha = F \cdot \cos 45^\circ \approx 0,707 F \text{ Н;}$$

$$F_y = F \cdot \sin \alpha = F \cdot \sin 45^\circ \approx 0,707 F \text{ Н};$$

$$M = F_x \cdot b = F_x \cdot 0,55 \approx 0,389 \cdot F \text{ Н} \cdot \text{м} = 389 \cdot F \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Задаемся размерами стыка, стремясь обеспечить минимальные размеры опорной поверхности кронштейна. В соответствии с нормами (места под гаечные ключи) расстояние между осями болтов в вертикальном ряду $c = 48$ мм. Зададимся расстоянием от края основания до оси отверстия под болт, приняв его равным 20 мм. Тогда длина основания $A = 690$ мм, ширина $E = 88$ мм, ширина выемки $C = 610$ мм.

Определяем силу затяжки по условию нераскрытия стыка.

Напряжения в стыке от силы F_y

$$\sigma_{F_y} = \frac{F_y}{A_{cm}} = \frac{0,707 \cdot F}{7040} = 0,0001 \cdot F \text{ МПа},$$

где A_{cm} – площадь стыка, мм^2 ;

$$A_{cm} = E \cdot (A - C) = 88 \cdot (690 - 610) = 7040 \text{ мм}^2.$$

Напряжения в стыке от действия изгибающего момента

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{cm}} = \frac{389 \cdot F}{2210,6} = 0,176 \cdot F \text{ МПа},$$

где W_{cm} – момент сопротивления стыка, мм^3 ;

$$W_{cm} = \frac{E \cdot (A^3 - C^3)}{6 \cdot A} = \frac{88 \cdot (690^3 - 610^3)}{6 \cdot 690} = 2210,6 \text{ мм}^3.$$

Определяем напряжение в стыке от затяжки:

$$\sigma_{зам} = K \cdot (\sigma_{F_y} + \sigma_M) = 1,5 \cdot (0,0001 \cdot F + 0,176 \cdot F) = 0,264 \cdot F \text{ МПа},$$

где K – коэффициент запаса по условию нераскрытия стыка, $K = 1,5$.

Определяем силу затяжки по условию отсутствия сдвига по формуле

$$F_{зам} = \frac{K' \cdot F_x + (1 - \chi) \cdot F_y \cdot f}{z \cdot f} = \frac{1,5 \cdot 0,707 \cdot F + (1 - 0,25) \cdot 0,707 \cdot F \cdot 0,1}{4 \cdot 0,1} =$$

$$= \frac{(1,0605 + 0,053) \cdot F}{0,4} = 1,114 \cdot F \text{ Н,}$$

где χ – коэффициент внешней нагрузки, $\chi = 0,25$;

f – коэффициент трения в стыке, $f = 0,1$;

z – количество болтов в соединении, $z = 4$.

В дальнейших расчетах будет участвовать, как наибольшая, сила затяжки болтов по условию отсутствия сдвига деталей.

Определим внешнюю нагрузку, действующую на один болт:

$$F_g = F_{F_y} + F_M = \frac{F_y}{z} + \frac{M}{i \cdot a} = \frac{0,707 \cdot F}{4} + \frac{389 \cdot F}{2 \cdot 650} = 0,476 \cdot F \text{ Н,}$$

где i – число болтов в поперечном ряду, $i = 2$.

Определяем расчетную нагрузку болта:

$$F_p = 1,3 \cdot F_{зам} + 0,25 \cdot F_g = 1,3 \cdot 1,114 \cdot F + 0,25 \cdot 0,476 \cdot F = 1,5672 \cdot F \text{ Н.}$$

Из условия прочности болта

$$\sigma = \frac{4 \cdot F_p}{\pi \cdot d_1^2} = \frac{4 \cdot 1,5672 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы М16, $d_1 = 13,835$ мм.

Найдем величину искомой силы:

$$F = \frac{\pi \cdot d_1^2 \cdot [\sigma_p]}{4 \cdot 1,5672} = \frac{\pi \cdot 13,835^2 \cdot 100}{4 \cdot 1,5672} = 9592,32 \text{ Н.}$$

Задачи для самостоятельного решения

1 Подобрать штифт грузовой скобы, рассчитанной на подъем груза массой $m = 1000$ кг (рисунок 6.2). Толщина каждой из соединяемых штифтом деталей составляет 15 мм. Расчет штифта производить, как для болта, поставленного без зазора.

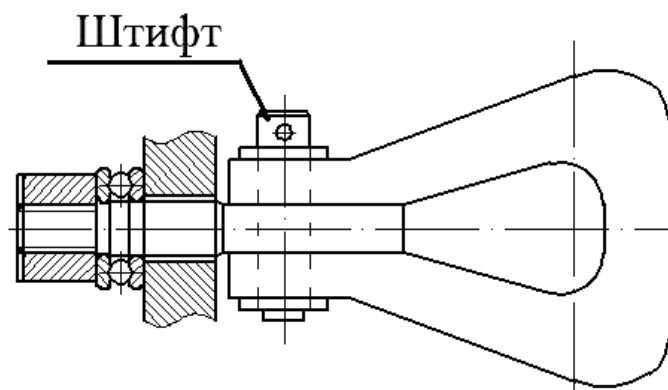
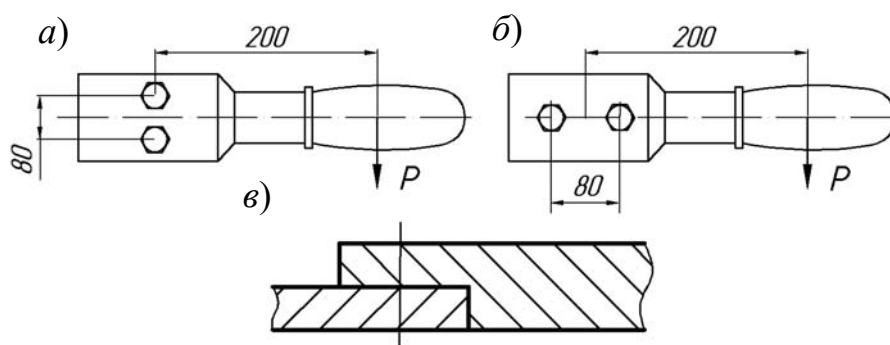


Рисунок 6.2 – Скоба грузовая

2 Определить, при каком из двух случаев установки ручки ножниц по металлу (рисунок 6.3) болты будут иметь наименьший диаметр, если усилие рабочего $P = 100$ Н. Определить диаметр болтов. Болты поставлены без зазора. Толщина деталей – 6 мм. Материалом болтов задаться самостоятельно.



a, б – варианты установки болтов; *в* – сечение ручки ножниц

Рисунок 6.3 – Варианты закрепления ручек ножниц по металлу

Контрольные вопросы

- 1 Какое сечение резьбы используется для расчета на прочность резьбовых соединений при растяжении стержня болта?
- 2 Что такое затяжка?
- 3 Какие условия необходимо учитывать при расчете соединений, выполненных группой болтов, в которых нагрузка раскрывает стык деталей?

7 Расчет шпоночных и шлицевых соединений

Цель занятия: получение практических навыков в расчете шпоночных и шлицевых соединений.

Соединения «вал – ступица» предназначены для закрепления деталей на валах. Все соединения «вал – ступица» воспринимают и передают между соединяемыми деталями вращающий момент. В машиностроении преимущественное распространение получили шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения.

Шпоночные соединения образуются с помощью шпонок, устанавливаемых в пазы, выполненные на валу и в ступице. Различают соединения призматическими, сегментными, круглыми и тангенциальными шпонками. Соединения призматическими и сегментными шпонками стандартизированы. Основным критерием работоспособности соединения являются напряжения смятия, возникающие на рабочих поверхностях шпонок.

Зубчатые (шлицевые) соединения образуются за счет сопряжения зубьев, выполняемых на валах со впадинами соответствующей формы, выполняемых в ступицах. По форме профиля различают треугольные, прямобочные и эвольвентные зубья. Треугольные зубья используются в малонагруженных тихоходных механизмах, эвольвентные – в ответственных соединениях и соединениях с большим диаметром валов. Прямобочные зубья используются наиболее часто. Зубчатые соединения стандартизированы. Основным критерием работоспособности соединения являются, как и у шпоночных соединений, напряжения смятия, возникающие на боковых поверхностях зубьев.

Пример 1 – Спроектировать соединение призматической шпонкой шестерни с валом диаметром $d = 35$ мм. Передаваемый момент $T = 150$ Н·м. Соединение неподвижное. Механизм работает с небольшими толчками.

По ГОСТ 23360–78 выбирается шпонка призматическая с размерами $b \times h : 10 \times 8$ мм. Условие прочности по напряжениям смятия для соединения призматической шпонкой имеет вид:

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{см}], \quad (7.1)$$

где l_p – рабочая длина шпонки, м;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений.

С учетом того, что по условию соединение неподвижное и зубчатые колеса устанавливаются на вал по посадке с натягом, принимают $[\sigma_{см}] = 110 \dots 200$ МПа.

С учетом того, что по условию механизм, в котором установлен вал с колесом, работает с небольшими толчками, окончательно принимают $[\sigma_{см}] = 150$ МПа.

Из условия (7.1) выражается рабочая длина шпонки:

$$l_p = \frac{4 \cdot T}{h \cdot d \cdot [\sigma_{см}]} = \frac{4 \cdot 150}{8 \cdot 10^{-3} \cdot 35 \cdot 10^{-3} \cdot 150 \cdot 10^6} = 0,01428 \text{ мм}. \quad (7.2)$$

Определяют полную длину шпонки:

$$l = l_p + b = 14,3 + 10 = 24,3 \text{ мм.} \quad (7.3)$$

Из стандартного ряда длин выбирают ближайшую большую стандартную длину шпонки $l = 25 \text{ мм}$.

Пример 2 – Подобрать шлицевое соединение зубчатого колеса с валом. Соединение передает вращающий момент $T = 210 \text{ Н·м}$. Условия эксплуатации средние. Диаметр вала $d = 45 \text{ мм}$; материал – сталь 45 с термообработкой – улучшение; твердость составляет 290 НВ.

Принимаем, как наиболее распространенное, прямобочное с центрированием по наружному диаметру (наружный диаметр втулки при твердости НВ ≤ 350 калибруется протяжкой). По ГОСТ 1139–58 находим размеры для легкой серии для $d = 45 \text{ мм}$: $z \times d \times D = 8 \times 46 \times 50 \text{ мм}$; фаска $f = 0,4 \text{ мм}$.

Определяем средний диаметр и высоту зуба:

$$d_{cp} = 0,5 (D + d) = 0,5 (50 + 46) = 48 \text{ мм};$$

$$h = 0,5 (D - d) - 2f = 0,5 (50 - 46) - 2 \cdot 0,4 = 1,2 \text{ мм}.$$

Для неподвижного соединения при средних условиях эксплуатации и твердости меньше 350 НВ принимаем $[\sigma_{см}] = 60 \text{ МПа}$. Расчетную длину l зубьев определим из условия прочности на смятие при $K_3 = 0,75$:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{K_3 \cdot z \cdot h \cdot d_{cp} \cdot l} \leq [\sigma_{см}].$$

Откуда

$$l = \frac{2 \cdot T}{K_3 \cdot z \cdot h \cdot d_{cp} \cdot [\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 210 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 48 \cdot 60} = 20,25 \text{ мм}.$$

Задачи для самостоятельного решения

1 Определить, на сколько увеличится длина шпонки, если нагрузка на соединение увеличится в 1,5 раза.

2 Проверить, будет ли обеспечиваться прочность данного соединения, если его выполнить шлицами тяжелой серии.

Контрольные вопросы

1 Какие напряжения являются основным критерием работоспособности шпоночного соединения?

2 В зависимости от чего подбирается сечение шпонки?

3 Какие напряжения являются основным критерием работоспособности зубчатого (шлицевого) соединения?

4 Как классифицируются шлицевые соединения по форме зубьев?

8 Расчет соединения с натягом

Цель занятия: получение практических навыков в расчете соединений с натягом.

Натягом N называют положительную разность диаметров вала d отверстия: $N = B - A$. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей становится общим. При этом на поверхности посадки возникает удельное давление p .

При расчете посадок с натягом необходимо рассматривать как условие прочности (неподвижности) соединения, так и условия прочности его деталей.

При расчете прочности соединения расчетный натяг N определяют по минимальному табличному или вероятностному натягу с учетом поправки, которая зависит от шероховатости посадочных поверхностей соединяемых деталей, способа сборки соединения и условий его эксплуатации.

Рассмотрим пример решения задачи.

Необходимо подобрать посадку, обеспечивающую работоспособность соединения червячного колеса с валом без учета шпонки, приведенного на рисунке 8.1. Соединение нагружено моментом $T = 1300$ Н·м и осевой силой $F_a = 2500$ Н. Диаметр соединения $d = 60$ мм; условный наружный диаметр ступицы $d_2 = 100$ мм; вал сплошной ($d_1 = 0$); длина посадочной поверхности $l = 90$ мм. Центр колеса отлит из стали 35Л ($\sigma_{m2} = 280$ МПа), вал изготовлен из стали 45 ($\sigma_{m1} = 340$ МПа). Шероховатости вала и отверстия $R_{z1} = R_{z2} = 6,3$ мкм (чистовое точение), сборка осуществляется прессованием.

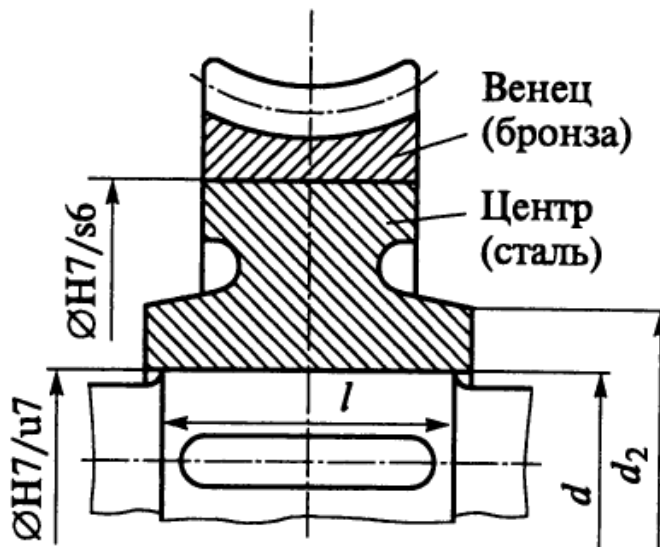


Рисунок 8.1 – Соединение с натягом

Предварительно примем коэффициент трения $f = 0,1$ и коэффициент запаса $K = 2$, а также определим окружное усилие в соединении:

$$F_t = 2 T / d = 2 \cdot 1300 \cdot 10^3 / 60 = 43,3 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Из условия

$$K \cdot \sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq f \cdot p \cdot \pi \cdot d \cdot l$$

определяем давление p , обеспечивающее передачу заданной нагрузки:

$$p \geq \frac{2 \cdot \sqrt{F_t^2 + F_a^2}}{f \cdot \pi \cdot d \cdot l} = \frac{2 \cdot \sqrt{43,3^2 \cdot 10^6 + 2,5^2 \cdot 10^6}}{0,1 \cdot \pi \cdot 60 \cdot 90} = 51,13 \text{ МПа.}$$

Определяем расчетный натяг по формуле

$$N \geq p \cdot d \cdot \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 51,13 \cdot 60 \cdot \left(\frac{0,7 + 2,4}{2,1 \cdot 10^5} \right) = 0,0453 \text{ мм};$$

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = 1 - 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{100^2 + 60^2}{100^2 - 60^2} + 0,3 = 2,4,$$

где μ – коэффициент Пуассона, $\mu_1 = \mu_2 = 0,3$;

E – модуль упругости, $E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа.

Определяем натяг с учетом смятия микронеровностей в собранном соединении:

$$N = N_{(p)\min} - u,$$

где u – поправка на смятие микронеровностей в собранном соединении, мм;

$$u = 1,2 (R_{z1} = R_{z2}) = 1,2 (6,3 + 6,3) = 15 \text{ мкм} = 0,015 \text{ мм}.$$

Определяем потребный (расчетный) минимальный натяг:

$$N_{(p)\min} = N + u = 0,0453 + 0,015 = 0,0603 \text{ мм}.$$

По таблицам стандарта этот минимальный вероятностный натяг может гарантировать посадка $\text{Ø}60 \text{ H}7 / \text{x}8$, для которой отклонения отверстия 0 и +30 мкм; отклонения вала +122 и +168 мкм:

– наименьший натяг: $N_{(\min)\text{табл}} = 0,122 - 0,030 = 0,092 \text{ мм}$;

– наибольший натяг: $N_{(\max)\text{табл}} = 0,168 - 0 = 0,168 \text{ мм}$.

Отмечаем, что $N_{(\min)\text{табл}} > N_{(p)\min}$.

Проверим допустимость посадки по условию прочности деталей. Определяем удельное давление, вызывающее пластические деформации в деталях:

– для ступицы

$$p \leq \frac{\sigma_{m2} \cdot (d_2^2 - d^2)}{2 \cdot d_2^2} = \frac{280 \cdot (100^2 - 60^2)}{2 \cdot 100^2} = 89,6 \text{ МПа};$$

– для вала

$$p \leq \frac{\sigma_{m1} \cdot (d^2 - d_1^2)}{2 \cdot d^2} = \frac{340 \cdot (60^2 - 0)}{2 \cdot 60^2} = 170 \text{ МПа}.$$

Определяем максимальный натяг, создаваемый посадкой, с учетом смятия микронеровностей:

$$N_{(n)\max} = N_{(\max)\text{табл}} - u = 0,168 - 0,015 = 0,153 \text{ мм.}$$

Соответствующее этому натягу давление

$$p_{(n)\max} = \frac{p \cdot N_{(n)\max}}{N} = \frac{51,13 \cdot 0,153}{0,0453} = 172,7 \text{ МПа.}$$

Поскольку соответствующее этому натягу давление получилось больше допустимых для вала и ступицы, следовательно, намеченная посадка при наибольшем натяге посадки вызовет пластические деформации в посадочных поверхностях ступицы и вала. Поскольку подобрать другую посадку не представляется возможным, требуется замена материала вала и ступицы. Принимаем для изготовления ступицы сталь 45Х, улучшение ($\sigma_{m2} = 750$ МПа), а для изготовления вала – сталь 40Х, улучшение ($\sigma_{m1} = 650$ МПа). Определяем допускаемые по условию отсутствия пластических деформаций давления для этих материалов:

– для ступицы

$$p' \leq \frac{\sigma_{m2} \cdot (d_2^2 - d^2)}{2 \cdot d_2^2} = \frac{750 \cdot (100^2 - 60^2)}{2 \cdot 100^2} = 240 \text{ МПа;}$$

– для вала

$$p' \leq \frac{\sigma_{m1} \cdot (d^2 - d_1^2)}{2 \cdot d^2} = \frac{650 \cdot (60^2 - 0)}{2 \cdot 60^2} = 325 \text{ МПа.}$$

Удовлетворительные сборка и работа соединения обеспечены с большим запасом.

Задача для самостоятельного решения

Подобрать посадку зубчатого колеса из стали 45 на вал из стали 40Х, чтобы соединение, приведенное на рисунке 8.2, было способно передавать крутящий момент $T = 500$ Н·м. Размеры соединения: $d = 40$ мм; $l = 90$ мм; $d_2 = 80$ мм. Шероховатость посадочных поверхностей вала и отверстия соответствует 2,5 мкм. Соединения собирают на прессе. Коэффициент трения 0,1. Вал сплошной.

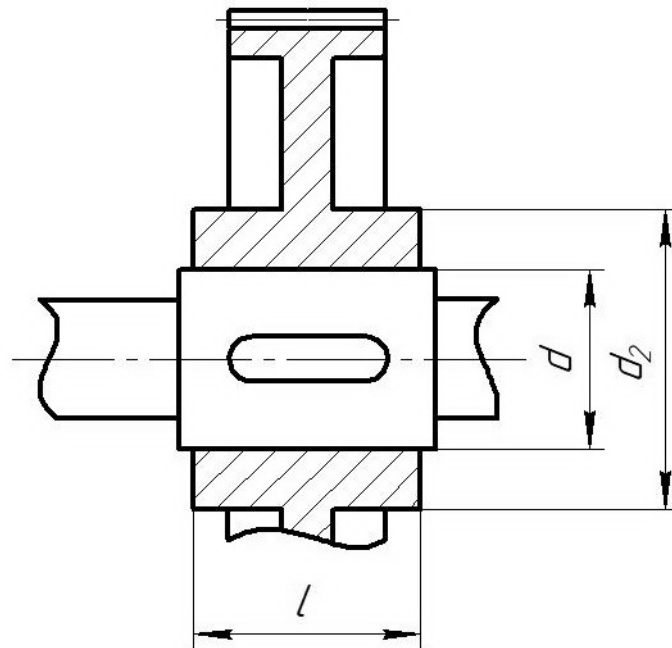


Рисунок 8.2 – Соединение с натягом

Контрольные вопросы

- 1 Какими способами собираются посадки с натягом? Преимущества и недостатки способов сборки.
- 2 От чего зависит нагрузочная способность соединения с гарантированным натягом?
- 3 Какие нагрузки может воспринимать соединение с гарантированным натягом?
- 4 Как определить допуск?

Список литературы

- 1 **Иванов, М. Н.** Детали машин: учебник / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – 16-е изд., испр. и доп. – Москва: Юрайт, 2018. – 409 с.: ил.
- 2 **Лустенков, М. Е.** Детали машин: учебное пособие / М. Е. Лустенков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Могилев: Беларус.-Рос. ун-т, 2020. – 258 с.: ил.