

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА
И ПРОДОВОЛЬСТВИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
АГРАРНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

МЕХАНИКА

Рекомендовано учебно-методическим объединением высших учебных заведений Республики Беларусь по образованию в области сельского хозяйства в качестве учебно-методического комплекса для студентов высших учебных заведений специальностей 1-74 06 05 Энергетическое обеспечение сельского хозяйства (по направлениям) и 1-53 01 01-09 Автоматизация технологических процессов и производств (сельское хозяйство)

В двух частях

Часть 2

Минск
БГАТУ
2011

УДК 621.01(07)
ББК 30.112я7
М55

Составители:

старший преподаватель *Л. С. Жаркова* (модули 3, 4),
кандидат технических наук, доцент *В. Н. Основин* (модуль 3),

кандидат технических наук, доцент *Н. С. Примаков* (модуль 4),
старший преподаватель *Н. Н. Жаркова* (модуль 4, приложения)

Рецензенты:

кафедра «Детали машин и подъемно-транспортные устройства» БГТУ,
заведующий кафедрой, кандидат технических наук, доцент *С. Е. Бельский*;
кандидат физико-математических наук, доцент кафедры
«Теоретическая механика» БНТУ *В. А. Акимов*

Механика : учеб.-метод. комплекс. В 2 ч. Ч. 2 / сост. :
М55 Л. С. Жаркова [и др.]. – Минск : БГАТУ. – 2011. – 268 с.
ISBN 978-985-519-373-0.

УДК 621.01(07)
ББК 30.112я7

ISBN 978-985-519-073-9
ISBN 978-985-519-373-0 (ч. 2)

© БГАТУ, 2011

СОДЕРЖАНИЕ

ПРЕДИСЛОВИЕ	4
МОДУЛЬ 3.	
ОСНОВЫ СТРОЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ.....	5
3.1. НАУЧНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ СОДЕРЖАНИЕ МОДУЛЯ.....	5
3.1.1. Словарь основных понятий.....	5
3.1.2. Примерные планы лекций.....	7
3.1.3. Основной теоретический материал.	8
3.2. МАТЕРИАЛЫ К ЛАБОРАТОРНЫМ ЗАНЯТИЯМ.....	58
Лабораторная работа № 3	
Исследование эвольвентных профилей зубчатых колес.....	58
3.3. МАТЕРИАЛЫ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ.....	69
3.3.1. Примеры решения типовых задач.	69
3.4. ЗАДАНИЯ	
К УПРАВЛЯЕМОЙ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТОВ.....	84
3.5. ПРИМЕРЫ КОНТРОЛЬНЫХ ЗАДАНИЙ	
ДЛЯ ПРОВЕРКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБУЧЕНИЯ.....	94
МОДУЛЬ 4.	
ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН.....	97
4.1. НАУЧНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ СОДЕРЖАНИЕ МОДУЛЯ.....	97
4.1.1. Словарь основных понятий.....	97
4.1.2. Примерные планы лекций.....	100
4.1.3. Основной теоретический материал.	101
МОДУЛЬ РЕЗЮМЕ. ОСНОВЫ СТАНДАРТИЗАЦИИ.....	151
МАТЕРИАЛЫ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ	160
МАТЕРИАЛЫ К ЛАБОРАТОРНЫМ ЗАНЯТИЯМ.....	235
Лабораторная работа № 4	
Определение параметров цилиндрического зубчатого редуктора.....	235
Лабораторная работа № 5	
Исследование работы и расчет сварных соединений.....	246
ПРИМЕРЫ ЗАДАНИЙ	
ДЛЯ КОНТРОЛЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗУЧЕНИЯ	
СОДЕРЖАНИЯ МОДУЛЯ 4 И МОДУЛЯ РЕЗЮМЕ.....	259
ПРИЛОЖЕНИЯ.....	261
ЛИТЕРАТУРА.....	266

ПРЕДИСЛОВИЕ

Механика – комплексная дисциплина, являющаяся основой общетехнической подготовки инженеров агроэнергетической отрасли. Она включает в себя основные разделы теоретической механики, теории механизмов и машин, сопротивления материалов, деталей машин и основ конструирования.

Тематические разделы дисциплины «Механика» – «Статическое взаимодействие элементов конструкций» и «Основы оценки внутреннего состояния элементов конструкций» рассмотрены в первой части учебно-методического комплекса «Механика» в двух частях.

Вторая часть учебно-методического комплекса включает в себя два раздела. Раздел «Основы строения и исследования механизмов» (модуль 3) базируется на основных положениях теории механизмов и машин – науки, изучающей общие методы кинематического и динамического анализа и синтеза механизмов и машин. Излагаемые в теории механизмов и машин методы используются для проектирования любого механизма, независимо от его назначения. Детали и узлы, входящие в состав большинства машин и механизмов, являются предметом изучения второго раздела – «Основы расчета и конструирования деталей машин» (модуль 4).

Вопросы основ стандартизации рассматриваются в заключительном модуле-резюме.

Учебно-методический комплекс предназначен для студентов, изучающих курс механики самостоятельно. Он содержит краткие теоретические сведения и задачи для самостоятельного решения, также представлены типовые примеры расчета деталей машин.

МОДУЛЬ 3

ОСНОВЫ СТРОЕНИЯ И ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЗМОВ

Изучив модуль, студенты должны

знать:

– структуру и классификацию механизмов, основные случаи движения звена как твердого тела, основы кинематического анализа механизмов, кинематику и геометрию зубчатых цилиндрических и конических, червячных передач; основы динамического анализа механизмов;

уметь:

– проводить кинематический анализ плоских рычажных механизмов, определять кинематические и геометрические параметры зубчатых и червячных передач, проводить силовой анализ механизмов и лабораторные исследования эвольвентных профилей зубьев колес, обрабатывать результаты эксперимента, работать в малых группах, формировать исследовательские способности и умения.

3.1. НАУЧНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ СОДЕРЖАНИЕ МОДУЛЯ

3.1.1. Словарь основных понятий

Звено – одно или несколько жестко соединенных тел, входящих в состав механизма.

Кинематическая пара – соединение двух соприкасающихся звеньев, запускающее их относительное движение.

Кривошип – звено, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси.

Шатун – звено, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями.

Ползун – звено, образующее поступательную пару со стойкой.

Зубчатые механизмы – такие, в состав которых входят зубчатые звенья.

Кинематический анализ механизма состоит в определении движения его звеньев по заданному движению начальных звеньев.

Планом положений механизма называется изображение кинематической схемы механизма в масштабе, соответствующее определенному положению ведущего звена.

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

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

Передаточным отношением называют отношение угловых скоростей или частот вращения ведущего звена 1 и ведомого звена 2 механизма:

$$i_{1k} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Эвольвентой окружности называют кривую, описываемую точкой прямой линии, перекатывающейся по окружности без скольжения.

Передаточное число i равно отношению числа зубьев Z_2 ведомого звена (колеса) к числу зубьев Z_1 ведущего звена (шестерни).

Вращающий момент, передаваемый телом вращения, связан с мощностью P , н·м:

$$T = \frac{P}{\omega} = 9550 \frac{P}{n}$$

где P – мощность, кВт;

n – частота вращения, мин⁻¹;

ω – угловая скорость, с⁻¹.

3.1.2. Примерные планы лекций

Лекция 1

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

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

Лекция 2

Плоское движение звена. Скорости и ускорения точек звена в сложном движении.

Кинематическое исследование плоских механизмов. Цели и задачи кинематического исследования. Кинематическое исследование плоских механизмов методом планов.

Лекция 3

Механизмы передачи вращательного движения. Кинематика сложных механизмов с неподвижными осями. Зубчатые передачи. Общие сведения. Элементы теории зацепления. Геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач. Способы изготовления зубчатых колес. Передачи коническими зубчатыми колесами..

Лекция 4

Червячные передачи. Геометрия и кинематика червячных передач. Особенности кинематики и геометрии планетарных передач.

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

Лекция 5

Динамика механизмов. Задачи динамики машин. Периоды работы машины. Механические характеристики машин. Уравнение движения механизма, выраженное через работу сил. Приведенные динамические модели механизма. Регулирование неравномерности хода машин.

3.1.3. Основной теоретический материал

Структура и классификация механизмов

Понятие о машине, механизме, звене, кинематической паре.

Механизмом называется система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других твердых тел.

Машиной называется устройство, выполняющее механические движения для преобразования энергии, материалов и информации с целью замены или облегчения физического и умственного труда человека. В зависимости от основного назначения различают энергетические, технологические, транспортные и информационные машины. Энергетические машины предназначены для преобразования энергии. К ним относятся, например, электродвигатели, двигатели внутреннего сгорания, турбины, электрогенераторы. Технологические машины предназначены для преобразования обрабатываемого предмета. Транспортные машины предназначены для перемещения людей и грузов. Информационные машины предназначены для получения и преобразования информации.

Всякий механизм состоит из отдельных твердых тел, называемых деталями. *Деталь* – часть машины, которую изготавливают без сборочных операций. Детали могут быть простыми (гайка, шпонка и т. п.) и сложными (коленчатый вал, корпус редуктора, станина станка и т. п.). Детали частично или полностью объединяют в узлы. Узел представляет собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник, муфта, редуктор и т. п.). Одно или несколько жестко соединенных твердых тел, входящих в состав механизма, называется *звеном*.

В каждом механизме имеется *стойка*, т. е. звено неподвижное или принимаемое за неподвижное. Из подвижных звеньев выделяют входные и выходные.

Входным звеном называется звено, которому сообщается движение, преобразуемое механизмом в требуемые движения других звеньев. *Выходным звеном* называется звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм.

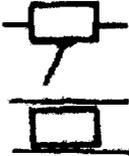
Кинематической парой называется соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение.

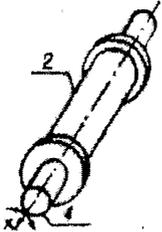
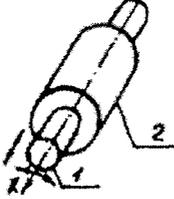
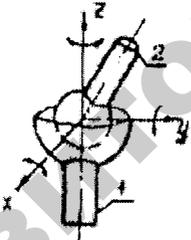
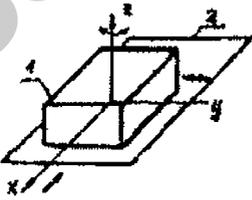
По числу связей, налагаемых кинематической парой на относительное движение ее звеньев, все кинематические пары делятся на пять классов. Свободное тело (звено) в пространстве обладает шестью степенями свободы, так как оно может совершать три независимых поступательных движения вдоль взаимно перпендикулярных координатных осей и три вращательных движения вокруг тех же осей. После того, как звено соединяется с другим звеном посредством кинематической пары, на его относительное движение накладываются некоторые ограничения (связи). Номер класса кинематической пары определяется числом накладываемых связей.

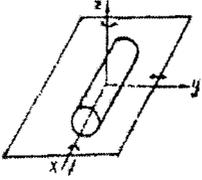
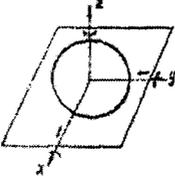
Основные кинематические пары представлены в таблице 3.1.

Таблица 3.1

Основные кинематические пары

Название кинематической пары	Изображение пары	Условное обозначение	Число степеней свободы	Число связей (номер класса)
1	2	3	4	5
Поступательная			1	5

1	2	3	4	5
Вращательная			1	5
Цилиндрическая			2	4
Сферическая			3	3
Плоскостная			3	3

1	2	3	4	5
Ци- линдр – плос- кость			4	2
Шар – плос- кость			5	1

Кинематической цепью называется система звеньев, связанных между собой кинематическими парами.

По характеру относительного движения звеньев кинематические пары делятся на плоские и пространственные. Если относительное движение одного звена пары по отношению к другому является плоским, то пара является плоской; в противном случае пара будет пространственной. Из кинематических пар, изображенных в таблице 3.1, к плоским относятся вращательная и поступательная.

Поверхности, линии и точки, по которым соприкасаются звенья, называются элементами кинематической пары. Различают низшие пары, элементами которых являются поверхности, и высшие пары, элементами которых могут быть только линии или точки. В таблице 3.1 к высшим парам относятся пары «цилиндр – плоскость» и «шар – плоскость», остальные пары являются низшими.

При работе механизма все его звенья, за исключением неподвижного звена (стойки), перемещаются и в каждый момент времени занимают определенные положения. Чтобы определить положения всех звеньев, необходимо знать (задать) положения некоторых из них. Положения последних зависят от заданных параметров. Такими параметрами могут быть углы поворота звеньев (угловые координаты) или линейные перемещения звеньев (линейные координаты).

Угловые и линейные координаты объединяют под общим названием «обобщенные координаты механизма».

Число обобщенных координат механизма называется также *числом степеней свободы механизма*, так как оно показывает, сколько обобщенных координат (независимых параметров) может быть задано произвольно.

Большинство механизмов, используемых в технике, имеет степень подвижности, равную единице. Степень подвижности механизма определяют по формуле П. Л. Чебышева.

Определим степень подвижности для кривошипно-ползунного механизма.

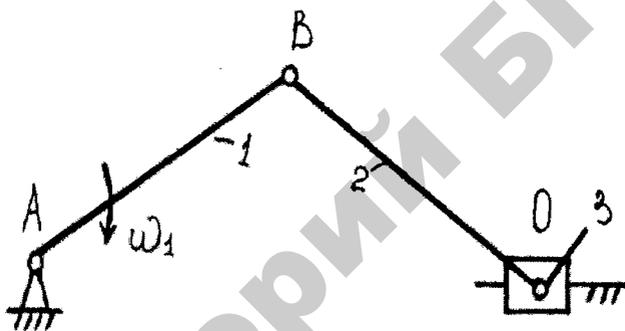


Рис. 3.1. Кривошипно-ползунный механизм

Формула П. Л. Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4,$$

где n – число подвижных звеньев, в нашем примере $n = 3$ (звенья 1 – кривошип, 2 – шатун, 3 – ползун);

p_5 – число кинетических пар 5 класса, в нашей задаче пары 5 класса составляют звенья: 0 – 1; 1 – 2; 2 – 3; 0 – 3, цифрой «0» обозначим неподвижное звено – стойку;

p_4 – число пар 4 класса, в нашей задаче $p_4 = 0$.

Число степеней свободы: $W = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 4 = 1$. Это означает, что если для ведущего звена 1 (обозначено стрелкой) задан закон движения, то остальные звенья механизма будут перемещаться за ним строго определенным образом.

Конструктивно-функциональная классификация механизмов

Существуют различного рода классификации механизмов. Согласно конструктивно-функциональной классификации механизмы можно разделить на пять основных видов: рычажные, кулачковые, фрикционные, зубчатые и механизмы с гибкими звеньями.

К рычажным механизмам относятся механизмы, звенья которых образуют только вращательные, поступательные, цилиндрические и сферические пары. На рисунке 3.2 показаны схемы наиболее распространенных плоских рычажных механизмов – кривошипно-ползунного (рис. 3.2, а), шарнирного четырехзвенного (рис. 3.2, б), кулисного (рис. 3.2, в).

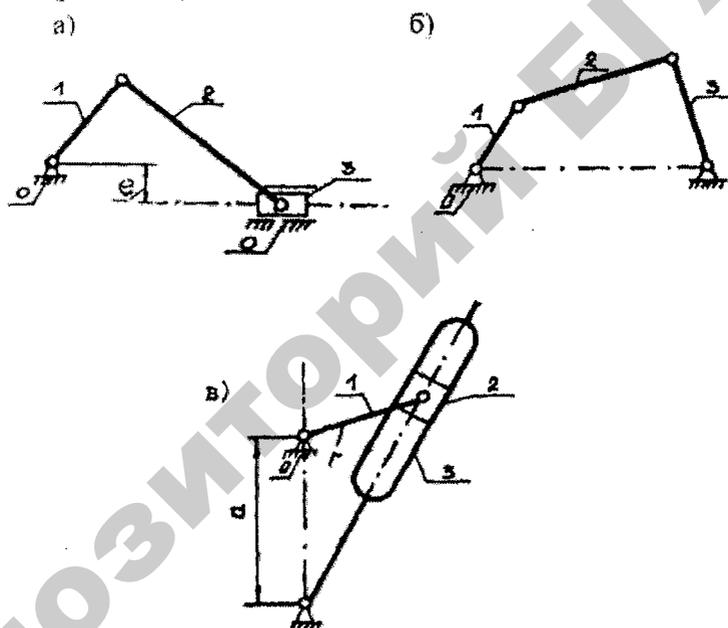


Рис. 3.2. Схемы плоских рычажных механизмов

Подвижные звенья рычажных механизмов имеют названия. *Кривошипам* называется вращающееся звено, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси (звено 1 на всех трех схемах). *Шатуном* называется звено, которое образует кинематические пары только с подвижными звеньями (звено 2 на рис. 3.2, а и 3.2, б). *Ползуном* называется звено, образующее поступатель-

ную пару со стойкой (звено 3 на рис. 3.2, а). *Коромыслом* называется вращающееся звено, которое может совершать только неполный оборот вокруг неподвижной оси (звено 3 на рис. 3.2, б). *Кулисой* называется звено, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее с другим подвижным звеном поступательную пару (звено 3 на рис. 3.2, в).

К кулачковым механизмам относятся механизмы, в состав которых входит *кулачок* – звено, имеющее элемент высшей пары, выполненный в виде поверхности переменной кривизны. Кулачковые механизмы (рис. 3.3) предназначены для преобразования вращательного или возвратно-поступательного движения входного звена, которым, как правило, является кулачок 1, в возвратно-поступательное или возвратно-вращательное движение выходного звена – толкателя 2.

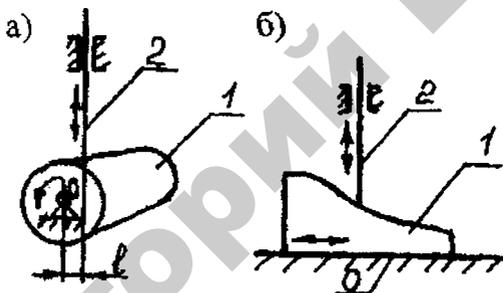


Рис. 3.3. Кулачковые механизмы

Во фрикционных механизмах движение от входного звена к выходному передается за счет сил трения, возникающих в местах контакта звеньев (высшая пара). Простейшим фрикционным механизмом является фрикционная передача с параллельными осями (рис. 3.4, а, б).

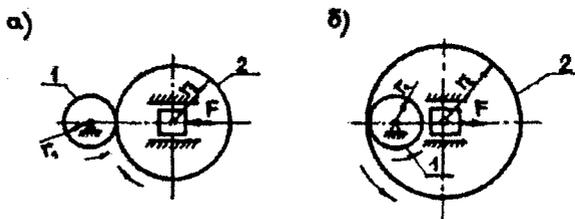


Рис. 3.4. Фрикционные механизмы

К зубчатым механизмам относятся механизмы, в состав которых входят зубчатые звенья. Зубчатое звено – это звено, имеющее выступы (зубья) для передачи движения посредством взаимодействия с выступами другого звена (тоже зубчатого). Вращающееся зубчатое звено называется зубчатым колесом. Зубчатое зацепление представляет собой высшую кинематическую пару.

На рисунке 3.5 представлены цилиндрическая (а), коническая (б) и червячная передачи (в).

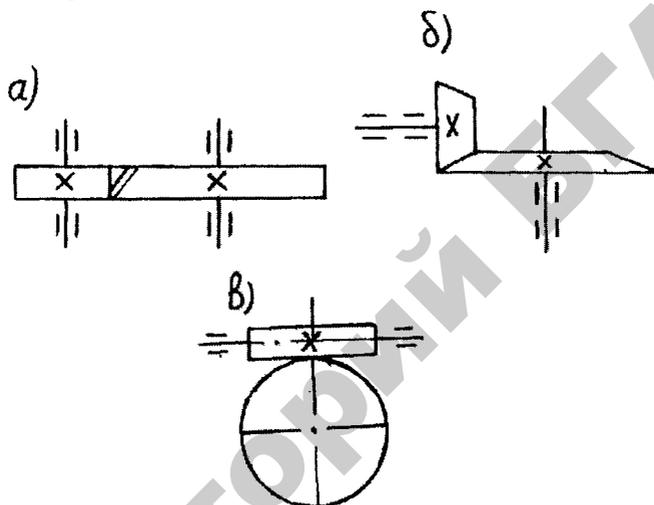


Рис. 3.5. Зубчатые механизмы

Механизмы с гибкими связями применяют для передачи вращательного движения между валами при больших межосевых расстояниях. На рисунке 3.6. показан простейший механизм с гибкими связями. В зависимости от типа гибкой связи этот механизм может быть ременной, канатной или цепной передачей.

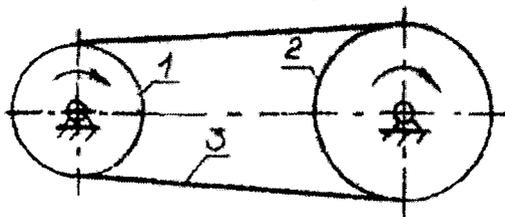


Рис. 3.6. Механизм с гибкой связью

На рисунке 3.6 звено 1 – это или ведущая звездочка (если передача цепная) или ведущий шкив (если передача ременная), звено 2 – ведомая звездочка или ведомый шкив соответственно, звено 3 – цепь или ремень.

Основные случаи движения звена как твердого тела

Поступательное движение твердого тела

Движение твердого тела считается поступательным, если любая прямая, проведенная в теле во время движения остается параллельной своему первоначальному положению.

Поступательное движение не следует смешивать с прямолинейным. При поступательном движении тела траектории его точек могут быть любыми кривыми линиями.

Рассмотрим точки A и B , соединенные отрезком AB (рис. 3.7). Очевидно, что при перемещении отрезка AB параллельно первоначальному положению ($AB \parallel AB_1 \parallel A_2B_2$) точки A и B движутся по одинаковым траекториям.

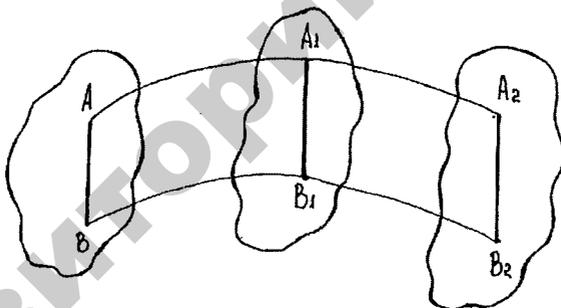


Рис. 3.7. Поступательное движение тела

Поступательное движение можно определить как движение, при котором скорости и ускорения всех точек одинаковы и могут полностью определяться движением одной точки, координаты которой должны быть заданы как функция времени.

Вращение твердого тела вокруг неподвижной оси

Вращательное движение в технике встречается весьма часто. В подавляющем большинстве механизмов и машин имеются звенья, которые совершают вращательное движение, например валы, зубчатые колеса, кривошипы и т. д.

Движение твердого тела, при котором какие-либо две точки его остаются неподвижными, считается вращательным вокруг неподвижной оси, проходящей через эти неподвижные точки. На практике оси вращения закрепляются в подшипниках. Траектории движения всех точек при вращении твердого тела – окружности с радиусами, равными расстоянию от данной точки до оси вращения.

При фиксированном положении оси вращения, положение твердого тела при вращении будет однозначно определяться углом φ между неподвижной плоскостью I (рис. 3.8), принятой за начало отсчета, и подвижной плоскостью II, связанной жестко с телом, линия пересечения которых является осью вращения.

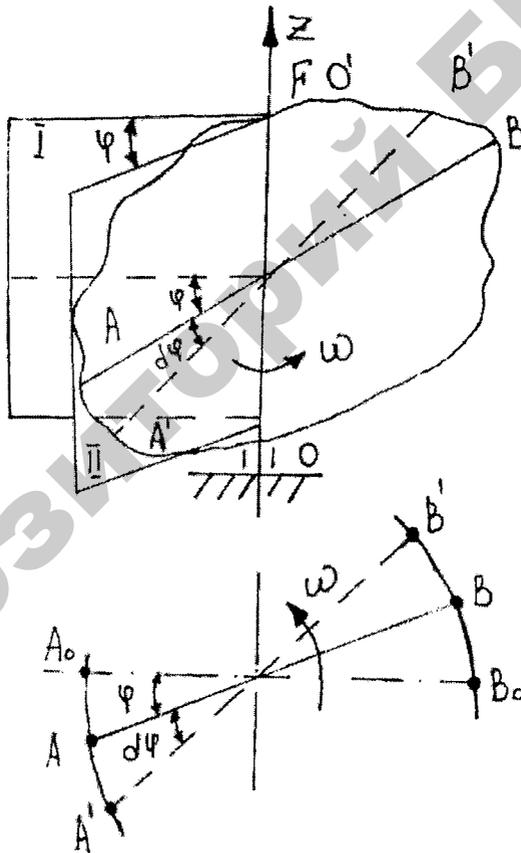


Рис. 3.8. Вращение твердого тела вокруг неподвижной оси

Угол φ называется углом поворота и выражается в радианах. Чтобы определить положение тела в пространстве в любой момент времени, необходимо знать зависимость между углом поворота φ и временем t , то есть знать закон вращательного движения тела:

$$\varphi = \varphi(t).$$

Быстрота изменения угла поворота во времени характеризуется величиной, которая называется угловой скоростью.

Средняя угловая скорость:

$$\omega_{\text{ср}} = \frac{\Delta\varphi}{\Delta t},$$

где Δt – время, за которое тело повернулось на угол $\Delta\varphi$.

Действительная угловая скорость:

$$\omega = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\varphi}{\Delta t} = \frac{d\varphi}{dt} = \dot{\varphi} - \text{первая производная от угла поворота}$$

по времени.

Если за единицу угла поворота принимать 1 радиан, то размерность угловой скорости – ω [рад/с].

Часто в технике используют показатель «частота вращения» – n (мин⁻¹), тогда связь между ω и n :

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{\pi n}{30}.$$

В зависимости от закона изменения угла φ , угловая скорость может быть положительной и отрицательной. Поэтому угловую скорость ω можно рассматривать как вектор $\vec{\omega}$, модуль которого равен абсолютному значению угловой скорости, а направление – как для отсчета угла поворота φ .

Условимся угол поворота, отсчитываемый против хода стрелок часов, считать положительным, по ходу – отрицательным.

Вращение тела считается равномерным, если его угловая скорость постоянна.

Практическое осуществление равномерного вращения в машинах связано со значительными трудностями и достигается приме-

нением в машинах различных регуляторов хода.

Характеристикой быстроты изменения угловой скорости служит угловое ускорение, обозначаемое ε .

Среднее ускорение:

$$\varepsilon_{\text{ср}} = \Delta\omega / \Delta t.$$

Действительное угловое ускорение:

$$\varepsilon = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta\omega}{\Delta t} = \frac{d\omega}{dt} = \dot{\omega} = \ddot{\varphi} - \text{первая производная угловой скорости}$$

по времени или вторая производная от угла поворота по времени. Размерность углового ускорения в системе СИ – ε [рад/с²].

Вращение тела, при котором угловое ускорение постоянно, называется равнопеременным вращением. Если абсолютная величина угловой скорости увеличивается, вращение называется равноускоренным, а если уменьшается – равнозамедленным.

Угловая скорость при равнопеременном вращении определяется по формуле:

$$\omega = \omega_0 \pm \varepsilon t,$$

где ω_0 – угловая скорость в начальный момент времени.

Если величины ω и ε имеют одинаковые знаки, то движение называют равноускоренным, а если разные – равнозамедленным.

Скорости и ускорения точек вращающегося тела

При вращении твердого тела вокруг неподвижной оси, каждая точка его движется по окружности, плоскость которой перпендикулярна оси вращения, а радиус равен расстоянию от точки до оси вращения. Скорость точек в этом случае принято называть окружной.

Допустим, что тело, показанное на рисунке 3.9, вращается согласно уравнению $\varphi = f(t)$. Требуется определить скорость \vec{V}_A и ускорение a точки A этого тела, расположенной на расстоянии r

от оси вращения O .

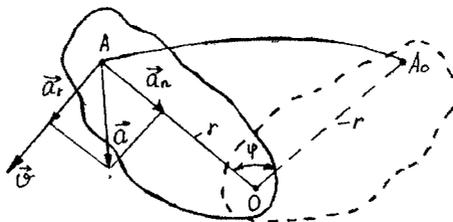


Рис. 3.9. Скорости и ускорения точек вращающегося тела

Тело за некоторое время t повернулось на угол φ , а точка A , двигаясь по окружности, переместилась на расстояние $S = A_0A$. Так как угол φ выражают в радианах, то $S = r\varphi$. Расстояние S и угол поворота φ – функции времени, а расстояние r – величина, постоянная для данной точки.

Продифференцируем по времени обе части равенства и получим: $\frac{ds}{dt} = r\frac{d\varphi}{dt}$, но $\frac{ds}{dt} = V$ – окружная скорость точки, а $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ – угловая скорость тела, поэтому $V = \omega r$, то есть окружная скорость точки вращающегося тела пропорциональна его угловой скорости. Вектор скорости \vec{V} направлен в сторону вращения по касательной к окружности радиуса r , то есть перпендикулярно к радиусу описываемой точкой окружности.

Ускорение точки равно геометрической сумме касательного и нормального ускорений.

Составляющая ускорения вдоль главной нормали к траектории называется *нормальным* ускорением точки и характеризует изменение *направления* вектора скорости:

$$a_n = \omega^2 r.$$

Составляющая ускорения точки вдоль касательной к траектории называется *касательным* ускорением точки и характеризует изменение вектора скорости по модулю:

$$a_\tau = \varepsilon \cdot r,$$

где ε – угловое ускорение тела.

Таким образом, вектор касательного ускорения направлен по ка-

сательной к траектории движения точки, то есть к окружности радиуса r , а нормальное ускорение – по радиусу к оси вращения.

Полное ускорение по модулю:

$$a = \sqrt{a_n^2 + a_t^2}$$

Плоскопараллельное движение тела

Движение твердого тела считается плоским, если все точки тела движутся параллельно некоторой неподвижной плоскости. В этом случае движение всего твердого тела однозначно определяется движением одного его сечения относительно неподвижной плоскости. Тогда положение твердого тела и положение плоской фигуры можно задать положением двух ее любых точек A и B или положением отрезка AB .

В основе этого метода лежит следующая теорема: *всякое плоскопараллельное перемещение твердого тела может быть получено с помощью одного поступательного и одного вращательного движения.*

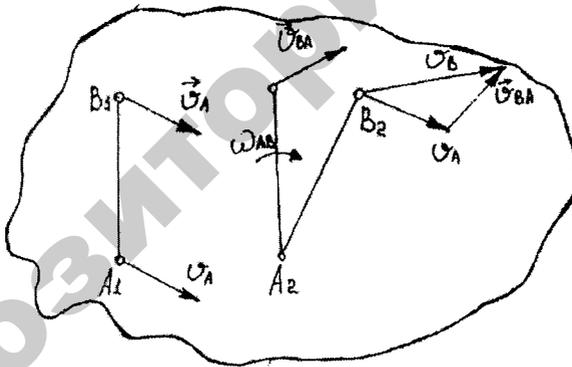


Рис. 3.10. Плоскопараллельное движение тела

В таком случае перемещение звена AB (рис. 3.10) из положения A_1B_1 в положение A_2B_2 можно представить в виде двух движений: переносного поступательного движения со скоростью V_A точки A до тех пор, пока она не займет положение A_2 , и относительного вращательного движения прямой AB с угловой скоростью ω_{BA} до тех пор, пока точка B не совпадет с точкой B_2 . В этом случае точка A назы-

вается полюсом, а скорость и ускорение точки B в абсолютном движении определяются векторными уравнениями:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA};$$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^r.$$

Следует помнить, что в любой момент времени векторы \vec{V}_{BA} и \vec{a}_{BA}^r образуют со звеном AB в точке B прямой угол.

Направление вектора \vec{V}_{BA} определяется направлением угловой скорости ω_{BA} , направление вектора \vec{a}_{BA}^r – направлением углового ускорения ϵ_{BA} .

Величину этих векторов определяют по формулам:

$$V_{BA} = \omega_{BA} \cdot l_{AB};$$

$$a_{BA}^r = \epsilon_{BA} \cdot l_{AB},$$

где l_{AB} – длина звена AB .

Вектор нормального ускорения \vec{a}_{BA}^n направлен к точке, принятой за полюс, а его величина определяется по формуле:

$$a_{BA}^n = \omega_{BA}^2 \cdot l_{AB}.$$

Кинематическое исследование механизмов

Задачи и методы кинематического анализа механизмов

Кинематический анализ механизма проводят аналитическим или графическим методами без учета сил, вызывающих его движение. При этом решают следующие задачи:

- определяют перемещение звеньев и траектории заданных точек;
- определяют скорости точек звеньев и угловые скорости звеньев;

– определяют ускорения точек звеньев и угловые ускорения звеньев.

Аналитический метод позволяет установить в виде математического уравнения зависимость кинематических параметров механизма от размеров звеньев. Для многих механизмов он характеризуется сложностью расчетных зависимостей и трудоемкостью вычислений, которые выполняют с применением вычислительной техники.

Графический метод, более простой, основан на непосредственном геометрическом построении планов положений механизма. Он позволяет наглядно представить движение его звеньев.

Определение положений, скоростей и ускорений точек звеньев механизма необходимо для решения задач динамики, а метод их определения выбирают в зависимости от требуемой точности расчета.

Кинематическое исследование механизмов методом планов

Планом положений механизма называется изображение кинематической схемы механизма в выбранном масштабе, соответствующее определенному положению ведущего звена. При построении механизма применяют масштабный коэффициент.

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

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

коэффициента ускорений $\mu_a = \frac{м/с^2}{мм}$.

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

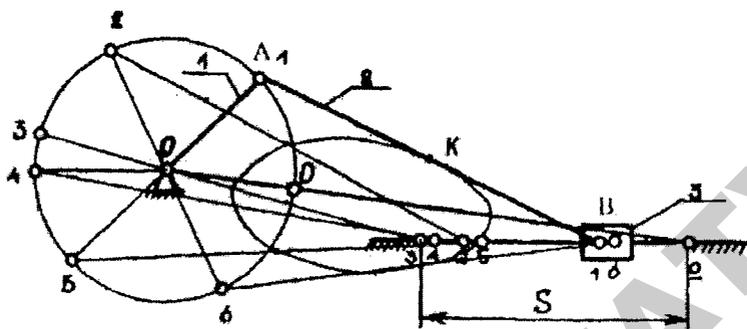


Рис. 3.11. Кривошипно-ползунный механизм

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

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

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

Точки, из которых берут начало векторы плана скоростей и плана ускорений, называются *полюсом плана скоростей* – P и *полюсом плана ускорений* – π (здесь находятся точки, скорости которых равны нулю). Векторы, выходящие из полюса плана скоростей или полюса плана ускорений, изображают абсолютные скорости или ускорения узловых точек механизма.

Рассмотрим построение плана скоростей и ускорений механизма на примере шарнирного четырехзвенника, заданного размерами

своих звеньев, углом φ и угловой скоростью ω_1 ведущего звена O_1A (рис. 3.12, а).

Алгоритм решения.

1. Определяем по формуле П. Л. Чебышева степень подвижности механизма:

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

2. Для заданного угла φ_1 строим схему механизма (рис. 3.12, а) в соответствующем масштабе с коэффициентом длин, м/мм, $\mu_l = l_{OA} / OA$.

3. Строим план скоростей. Для этого определяем скорость точки A ведущего звена, м/с:

$$V_A = l_{OA} \cdot \omega_1.$$

Выбираем масштабный коэффициент скоростей:

$$\mu_v = \frac{V_A}{Pa} \left[\frac{\text{м/с}}{\text{мм}} \right],$$

где отрезок Pa будет изображать скорость точки A на плане скоростей.

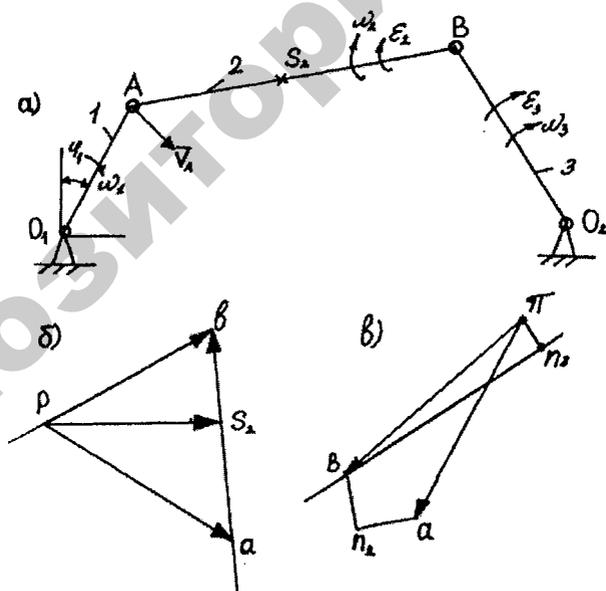


Рис. 3.12. К примеру 3.1

Вектор скорости точки $A - V_A$ перпендикулярен радиусу вращения ω_1 и направлен в сторону вращения (как ω_1).

Из произвольно выбранной точки P (полюса плана скоростей) проводим вектор Pa перпендикулярно звену O_1A в сторону ω_1 (рис. 3.12, б). Отметим, что в точке P находятся точки, скорости которых равны нулю, – точки O_1, O_2 .

Рассматриваем движение точки B , как одновременно принадлежащей звеньям 2 и 3, относительно точек A и O_2 . Составляем векторные уравнения скоростей:

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}(\perp AB);$$

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{O_2} + \vec{V}_{BO_2}(\perp O_2B).$$

Решаем систему векторных уравнений *графически*.

Через точку a на плане скоростей проводим перпендикулярно звену AB направление вектора $\vec{V}_{BA} \perp AB$. Через точку O_2 , которая совпадает с полюсом P плана скоростей, проводим перпендикулярно звену BO_2 направление вектора \vec{V}_{BO_2} . На пересечении этих двух направлений получим точку b – конец вектора скорости \vec{V}_B точки B .

Если точка S_2 на механизме делит звено AB на две равные части, то, используя теорему подобия, можно найти скорость точки S_2 и на плане скоростей: делим отрезок ab на две части, ставим точку S_2 и соединяем ее с полюсом P .

Численные значения скоростей узловых точек, м/с, определим, используя масштабный коэффициент скоростей:

$$V_B = Pb\mu_v;$$

$$V_{S_2} = P_{S_2}\mu_v;$$

$$V_{BA} = ab\mu_v.$$

Численные значения угловых скоростей звеньев, рад/с:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{\ell_{AB}},$$

$$\omega_3 = \frac{V_B}{\ell_{O_2B}}.$$

Строим план ускорений.

При $\omega_1 = \text{const}$ (звено вращается равномерно) ускорение точки A , м/с^2 :

$$a_A = a^n_{AO} = \omega_1^2 \cdot l_{OA}.$$

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

Выбираем масштабный коэффициент ускорений

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

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

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

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}^n_{BA} + \vec{a}^{\tau}_{BA};$$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_{O_2} + \vec{a}^n_{BO_2} + \vec{a}^{\tau}_{BO_2}.$$

Нормальные ускорения точек звена направлены к центру его вращения в относительном движении. Вектор \vec{a}^n_{BA} параллелен звену AB и направлен от точки B к точке A ; вектор $\vec{a}^n_{BO_2}$ параллелен звену BO_2 и направлен от точки B к точке O_2 . Для векторов тангенциальных ускорений известны только их направления. Вектор \vec{a}^{τ}_{BA} направлен перпендикулярно звену AB , а вектор $\vec{a}^{\tau}_{BO_2}$ – перпендикулярно звену BO_2 . Величину тангенциальных ускорений определим в результате построения плана ускорений.

Определим величину нормальных ускорений, м/с^2 :

$$a^n_{BA} = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}};$$

$$a^n_{BO_2} = \frac{V_{BO_2}^2}{l_{O_2B}}.$$

Строим план ускорений для точки B . Из точки a на плане ускорений проводим вектор \vec{a}^n_{BA} , длина которого на плане равна, мм, $a_n = \frac{a^n_{BA}}{\mu_a}$ (вектор параллелен AB), а из точки π строим вектор $\vec{a}^n_{BO_2}$, длина которого, мм, $\pi n_3 = \frac{a^n_{BO_2}}{\mu_a}$ (вектор параллелен O_2B).

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

Модуль ускорения точки B , м/с²:

$$a_B = \pi \nu \cdot \mu_a.$$

Численные значения угловых ускорений звеньев механизма, рад/с²:

$$\varepsilon_3 = \frac{a^r_{BO_2}}{l_{BO_2}} = \frac{n_3 \nu \cdot \mu_a}{BO_2 \cdot \mu_e};$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a^r_{BA}}{l_{BA}} = \frac{n_2 \nu \cdot \mu_a}{BA \cdot \mu_e}.$$

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

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

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

Выводы.

1. Обращаясь к плану скоростей, устанавливаем:

– полюс плана скоростей является изображением тех точек ме-

ханизма, скорости которых равны нулю;

– векторы, выходящие из полюса, представляют собой абсолютные скорости;

– векторы, не выходящие из полюса плана скоростей, представляют собой относительные скорости.

2. Обращаясь к плану ускорений, устанавливаем:

– полюс плана ускорений является изображением точек механизма, ускорения которых равны нулю;

– векторы, выходящие из полюса, представляют собой абсолютные ускорения;

– векторы, не выходящие из полюса плана ускорений, представляют собой относительные ускорения.

Механизмы передачи вращательного движения

Механизмы передачи вращательного движения используют для передачи энергии от двигателя к рабочему органу машины. Передача движения от ведущего звена к ведомому в рассматриваемых механизмах может осуществляться за счет их непосредственного контакта или соединения гибким звеном.

Передачи разделяют на:

1) передачи, основанные на использовании трения (ременные и фрикционные);

2) передачи на основе зацепления (зубчатые, зубчато-ременные, червячные и цепные).

Передача вращательного движения может осуществляться между параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися валами.

По характеру изменения скорости выходного звена механические передачи подразделяют на понижающие (редукторы) и повышающие (мультипликаторы).

По характеру движения валов различают простые механизмы вращательного движения, у которых оси валов остаются неподвижными, и планетарные, у которых оси валов вращаются относительно неподвижной основной оси механизма.

По конструктивному оформлению механические передачи бывают открытыми, не имеющими общего, закрывающего их корпуса, полузакрытыми, имеющими лишь легкий кожух, защищающий передачу от загрязнения, и закрытыми, заключенными в общий корпус, обеспечивающий герметизацию и *постоянное смазывание передач*.

Кинематика сложных механизмов с неподвижными осями

Передаточным отношением называют отношение угловых скоростей или частот вращения звеньев l и k механизма:

$$i_{lk} = \frac{\omega_l}{\omega_k} = \frac{n_l}{n_k},$$

где ω_l, ω_k – угловая скорость вращения звеньев l и k соответственно;
 n_l, n_k – частота вращения тех же звеньев.

Передаточное отношение будет положительным, если направления вращения звеньев, между которыми осуществляется передача движения, совпадают, и отрицательным — если звенья вращаются в разные стороны.

Кроме того, можно определить *передаточное число передачи* по числу зубьев ведомого z_2 и ведущего z_1 колес:
$$u = \frac{z_2}{z_1}.$$

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

Зубчатые передачи. Общие сведения

Зубчатой передачей называется трехзвенный механизм, в котором два подвижных звена являются зубчатыми колесами, образующими с неподвижным звеном вращательную или поступательную пару.

Зубчатая передача состоит из двух колес или колеса и рейки с зубьями, посредством которых они сцепляются между собой. Зубчатое колесо с меньшим числом зубьев называют *шестерней*, с большим числом зубьев – *колесом*.

В зависимости от расположения валов различают передачи с параллельными (рис. 3.13, $a - z$), с пересекающимися (рис. 3.13, $\delta - ж$) и перекрещивающимися (рис. 3.13, $з, к$) геометрическими осями.

По форме могут быть цилиндрические (рис. 3.13, $a - z, з$), конические (рис. 3.13, $\delta - ж, и$), эллиптические, фигурные зубчатые колеса и колеса с неполным числом зубьев (секторные).

По форме профилей зубьев различают эвольвентные, циклоидные и круговые передачи, а по форме и расположению зубьев – прямые (рис. 3.13, $a, б, д$), косые (рис. 3.13, $в, е, з, и$), шевронные (рис. 3.13, $г$) и круговые (рис. 3.13, $ж$).

В зависимости от относительного расположения зубчатых колес передачи могут быть с внешним (рис. 3.13, а) или внутренним (рис. 3.13, б) их зацеплением. Для преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное и наоборот служит реечная передача (рис. 3.13, л). Рейка представляет собой зубчатое колесо бесконечно большого диаметра.

Наибольшее распространение в машиностроении, приборостроении получили эвольвентные передачи. Они могут работать при окружных скоростях до 275 м/с и передавать мощности до 60 000 кВт при передаточных числах от десятков до нескольких тысяч.

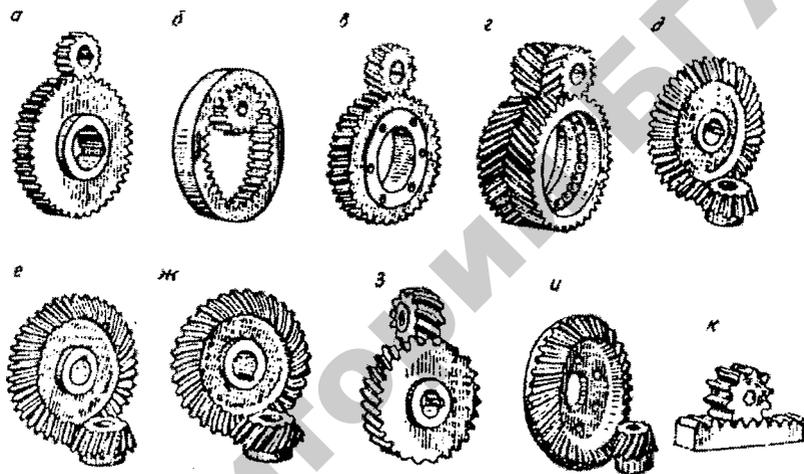


Рис. 3.13. Зубчатые передачи

Элементы теории зацепления

Постоянное передаточное отношение при вращении зубчатых колес достигается за счет придания профилю зубьев определенной формы. В основу доказательства постоянства передаточного отношения соприкасающихся профилей пары зубьев в течение всего времени контакта положена основная теорема зацепления, которая заключается в следующем. Два касающихся в точке M зуба (рис. 3.14) вращаются с угловыми скоростями ведущего ω_1 и ведомого ω_2 колес, причем зуб ведущего колеса давит на зуб ведомого колеса.

Скорости в точке касания $M V_1 = \omega_1 \cdot O_1M$ и $V_2 = \omega_2 \cdot O_2 M$. Проведем через точку M общую нормаль $N-N$ и общую касательную $T-T$.

На эти направления разложим векторы \vec{V}_1 и \vec{V}_2 . Так как треугольники O_1AM и $Maе$, O_2BM и Mbf подобны, $V_{n12} = \omega_1 \rho_1$, $V_{n2} = \omega_2 \rho_2$, где ρ_1, ρ_2 – длины перпендикуляров к общей нормали $N-N$, проведенных из центров вращения O_1 и O_2 .

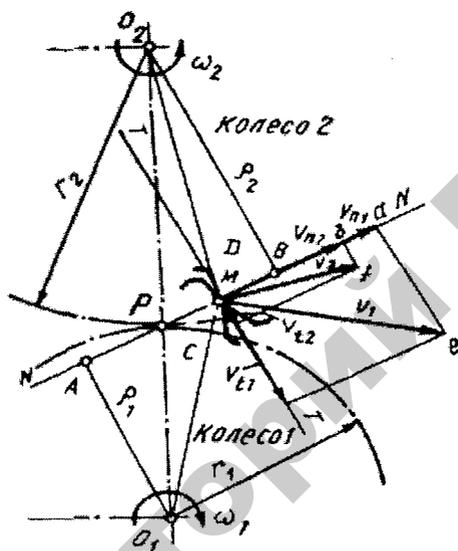


Рис. 3.14. К доказательству теоремы зацепления

Если $V_{n1} > V_{n2}$, то зуб ведущего колеса будет врезаться в зуб ведомого колеса. При $V_{n1} < V_{n2}$ зуб ведомого колеса будет опережать зуб ведущего, в результате чего нарушится непрерывность их контакта. Следовательно, для нормальной работы передачи необходимо выполнение условия $V_{n1} = V_{n2}$.

Из подобия треугольников O_1AP и O_2BP следует, что

$$\frac{\rho_1}{\rho_2} = \frac{O_2P}{O_1P}.$$

Так как положение точки P , называемой полюсом зацепления, одно и то же в любой момент зацепления, передаточное отношение должно быть постоянным:

$$i = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{const.}$$

Основная теорема зацепления заключается в следующем: *общая нормаль, проведенная к сопряженным профилям зубьев, делит межосевое расстояние (O_1O_2) на отрезки O_1P и O_2P , длина которых обратно пропорциональна угловым скоростям колес.*

Эвольвентой окружности называют кривую, описываемую точкой прямой линии, перекатывающейся по окружности без скольжения.

При перекатывании прямой по окружности (рис. 3.15) точка 1 будет в точке $1'$, точка 2 — в точке $2'$ и т. д. В точках $1', 2', 3' \dots$ проведем касательные к окружности перпендикулярно к ее радиусам. На касательных отложим отрезки $1'A_1, 2'A_2, 3'A_3$, равные соответственно отрезкам $A1, A2, A3$. Соединив точки A_1, A_2, A_3 плавной кривой, получим эвольвенту окружности.

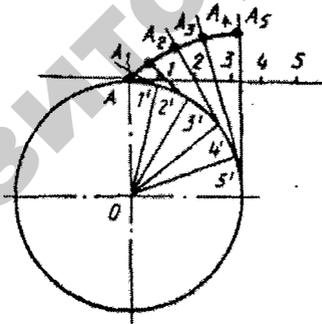


Рис. 3.15. Образование эвольвенты окружности

Геометрические параметры цилиндрических зубчатых передач

При расчете зубчатых механизмов используют передаточное число u , равное отношению числа зубьев Z_2 ведомого звена (колеса) к числу зубьев Z_1 ведущего звена (шестерни): $u = Z_2/Z_1$

Окружности зубчатых колес, касающиеся друг друга в полюсе зацепления и перекатывающиеся одна по другой без скольжения, называют *начальными* (рис. 3.16). Их диаметры обозначают как d_{w1} и d_{w2} . Понятие начальной окружности относится только к паре сопряженных зубчатых колес. Для колеса, не находящегося в зацеплении, это понятие не применяют.

В обозначениях параметров зубчатых колес индексы указывают признаки: 1 – шестерни; 2 – колеса; w – начальной окружности; b – основной окружности зубьев; a – окружностей вершин и головок зубьев; f – окружностей впадин и ножек зубьев; n – нормали или нормального сечения; t – касательной или торцевого сечения.

Угол α_{tw} , образуемый линией зацепления (рис. 3.15) и общей касательной к делительным (начальным) окружностям шестерни и колеса, проведенной через полюс зацепления P , называется *углом зацепления*. Отрезок q_a линии зацепления, ограниченный окружностями вершин зубьев шестерни и колеса, называется *длиной зацепления*.

Длина зацепления определяет начало входа пары зубьев в зацепление и выход из него. Для профилирования и нарезания зубьев эвольвентного профиля служит исходный контур, параметры которого стандартизованы.

Диаметр d_a окружности, ограничивающей головки зубьев со стороны вершин, называют диаметром окружности вершин зубьев, а диаметр d_f окружности, проходящей через основания впадин зубьев, – диаметром окружности их впадин. Расстояние между окружностями выступов и впадин в радиальном направлении составляет высоту зуба h .

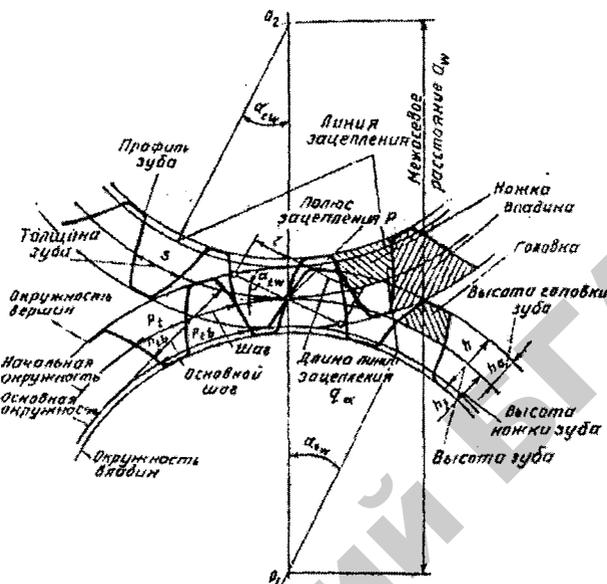


Рис. 3.16. Основные элементы зубчатого зацепления

Основные параметры зубчатых колес определяют по делительной окружности, которая делит головку зуба высотой h на ножку высотой h_f и головку высотой h_a .

Расстояние p_t между одноименными точками профилей двух соседних зубьев, измеренное по дуге делительной окружности, называется *окружным шагом зубьев*.

Расстояние между одноименными точками на основном цилиндре, измеренное по нормали, называется *основным нормальным шагом зубьев*:

$$p_n = p_t \cdot \cos \beta.$$

Длина делительной окружности зубчатого колеса $\pi d = pz$, а диаметр:

$$d = \frac{pz}{\pi} = mz,$$

где m – модуль зацепления. Модули эвольвентных зубчатых колес в диапазоне 0,05...100 мм стандартизованы.

Отношение длины активного участка зацепления q_α к основному шагу p_n – коэффициент торцевого перекрытия:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{q_\alpha}{p_n} = \frac{q_\alpha}{p_t \cos \alpha}.$$

Для цилиндрических колес с *прямым* зубом диаметр основной окружности при профильном угле исходного контура:

$$d_b = mz \cos \alpha;$$

диаметр окружности вершин зубьев:

$$d_a = d + 2h_a = mz + 2m;$$

диаметр окружности их впадин:

$$d_f = d - 2,5h_f = m(z - 2,5);$$

межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{1}{2}(d_1 + d_2).$$

Параметры *косозубых* колес определяют по тем же зависимостям, подставляя в них параметры торцевого сечения исходного контура, выраженные через параметры нормального сечения и угол наклона зуба β :

$$\text{шаг по торцу } p_t = p_n / \cos \beta;$$

$$\text{торцовый модуль } m_t = m_n / \cos \beta;$$

$$\text{угол зацепления } \alpha_{nv};$$

$$\text{tg } \alpha_{nv} = \text{tg } \alpha / \cos \beta;$$

диаметр делительной окружности

$$d = \frac{m_n z}{\cos \beta};$$

диаметр окружности вершин зубьев

$$d_a = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 \right);$$

диаметр окружности их впадин

$$d_f = m_n \left(\frac{z}{\cos\beta} - 2,5 \right).$$

Способы изготовления зубчатых колес

Наиболее распространены два метода нарезания зубчатых колес – метод обкатки и метод копирования.

При нарезании колес методом копирования инструмент (дисковая или пальцевая фреза 2 (рис. 3.17, а) имеет форму впадины между зубьями колеса. После обработки одной впадины между зубьями по всей ширине колеса заготовку 1 с помощью специального делительного устройства поворачивают на угол $360^\circ / z$ и выполняют фрезерование следующей впадины. Этот метод не требует специального оборудования, но малопроизводителен и неточен.

Наиболее совершенен метод обкатки, при котором инструмент имеет форму зубчатого колеса (инструментальное колесо – долбяк 2 на рис. 3.17, б), зубчатой рейки (зуборезная гребенка на рис. 3.17, в) или червячной фрезы (рис. 3.17, з).

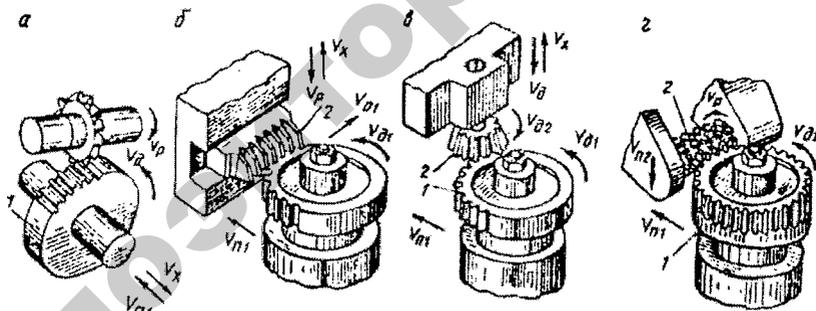


Рис. 3.17. Способы изготовления зубчатых колес

Инструменту и заготовке на специальном зуборезном станке сообщается такое принудительное движение, которое они имели бы, если бы заготовка была уже готовым колесом. При этом

зубья нарезаемого колеса получают как огибающие ряда последовательных положений зубьев инструмента в их относительном движении.

При нарезании колес с помощью долбяка снятие стружки происходит за счет его возвратно-поступательного движения вдоль оси заготовки. С помощью долбяка можно нарезать колеса как с внутренним, так и с внешним зацеплением. При нарезании колес зуборезной гребенкой снятие стружки осуществляется также при возвратно-поступательном ее движении вдоль оси заготовки. Способ нарезания червячной фрезой более производительный, так как исключаются холостые ходы фрезы и процесс нарезки колес непрерывен.

Форма эвольвентного профиля зубьев зависит от их числа. Если $Z \rightarrow \infty$, то эвольвента превращается в прямую линию, а зубчатое колесо – в рейку. С уменьшением числа зубьев увеличивается кривизна эвольвентного профиля и уменьшается толщина зуба у вершины и основания. При дальнейшем уменьшении Z нарезание зубьев инструментом реечного типа сопровождается подрезанием ножки зуба. Для устранения возможности подрезания зубьев нормальный профиль зубчатого зацепления исправляют (корректируют). Наиболее распространенным методом исправления профиля зубьев является смещение зуборезного инструмента относительно заготовки нарезаемого колеса.

При положительном смещении инструмента происходит утолщение зуба у основания и уменьшение кривизны его профиля, что способствует увеличению изгибной и контактной прочности зубьев.

Зубчатые передачи со смещением могут быть двух типов: первый тип, когда суммарный коэффициент смещения $x_{\Sigma} = x_1 + x_2$, а $x_2 = -x_1$.

В этом случае передачу называют равносмещенной. В ней зубья колес имеют одинаковую высоту, но изменяются соотношение высот головки и ножки зубьев и соответственно диаметры окруж-

ностей вершины впадин зубьев. Начальные и делительные окружности совпадают, угол зацепления не изменяется.

Для передач рассматриваемого типа

высота головки зубьев $h_a = (h^* + x - \Delta y)m$;

высота ножки $h_f = (h^* + c^* - x)m$;

где Δy – коэффициент уравнительного смещения: $\Delta y = x_\Sigma - y$;

y – коэффициент воспринимаемого смещения:

$$y = (a_w - a) / m = (a_w - 0,5z_\Sigma m) / m;$$

Z_Σ – суммарное число зубьев шестерни и колеса.

Зубчатые передачи со смещением второго типа, когда $x_\Sigma = x_1 + x_2 \neq 0$, при этом $x_1 > 0$, $x_2 > 0$, $x_\Sigma > 0$ можно проектировать с любым межосевым расстоянием и любым сочетанием зубьев шестерни и колеса. В таких передачах прочность зубьев шестерни и колеса достаточно высока, поэтому их применяют более часто, нежели передачи первого типа.

Геометрические параметры конических зубчатых передач

Конические зубчатые передачи служат для передачи вращения между валами с пересекающимися осями. Угол между осями обычно равен 90° , хотя возможны и другие углы ($10^\circ \dots 170^\circ$).

Конические колеса изготавливают с прямыми, косыми и криволинейными зубьями. Конические колеса с прямыми зубьями применяют при окружных скоростях вращения до $2 \dots 3$ м/с. При больших скоростях используют колеса с круговыми зубьями, которые обеспечивают более плавное зацепление зубьев, большую несущую способность. Конические колеса имеют начальные конусы, катящиеся один по другому без скольжения, делительные конусы, а также конусы выступов и впадин.

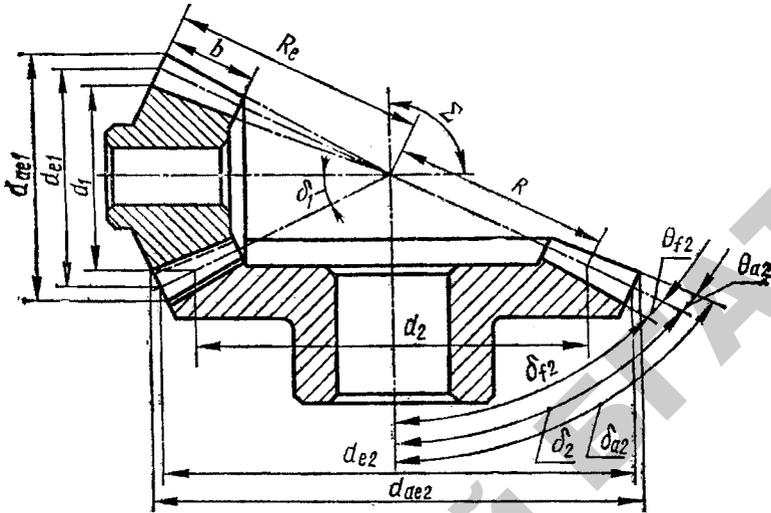


Рис. 3.18. Геометрические параметры конических зубчатых передач

При определении размеров колес рассматривают также средние дополнительные конусы (рис. 3.18).

Основные параметры конических колес связаны зависимостью:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1} = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2},$$

где R_e – внешнее конусное расстояние, индекс «e» обозначает, что параметры определяются по торцу большого конуса;

δ_1 – угол при вершине делительного конуса шестерни;

δ_2 – угол при вершине делительного конуса колеса.

Передаточное число

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{z_2}{z_1}.$$

При $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$ передаточное число $u = \operatorname{tg} \delta_2 = \operatorname{ctg} \delta_1$.

Диаметр делительной окружности по внешнему торцу:

$$d_e = m_e z d_e,$$

где m_e – внешний окружной модуль.

ГОСТ 9563–96 устанавливает для конических передач значения внешних окружных делительных модулей.

Диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae} = d_e + 2m_e \cos \delta = m_e (z + 2 \cos \delta).$$

Диаметр впадин:

$$d_{fe} = d_e - 2,4m_e \cos \delta = m_e (z - 2,4 \cos \delta).$$

Средний модуль зацепления (индекс « m » в обозначении):

$$m_m = \left(1 - \frac{b}{2R_e}\right),$$

где b – ширина поля зацепления.

Средний делительный диаметр $d_m = m_m z$.

Геометрия и кинематика червячных передач

Червячная передача (рис. 3.19) подобна винтовой паре, где роль винта выполняет червяк. Червячная передача относится к передачам с непосредственным контактом зубьев червячного колеса и витков червяка, когда оси валов перекрещиваются. Угол перекрещивания в большинстве случаев равен 90° . Направление и угол подъема зубьев червячного колеса такие же, как и у витков резьбы червяка.

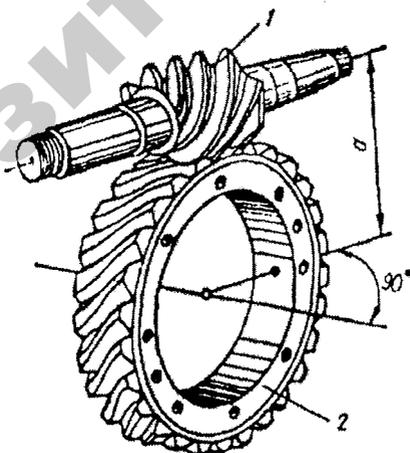


Рис. 3.19. Червячная передача

Обычно ведущим звеном является червяк. Минимальное число зубьев колеса из условия отсутствия подрезания $Z_2 = 24$. Число витков (заходов) червяка определяется количеством витков (нитек) нарезки, отстоящих друг от друга на расстояние, называемое шагом, и начинающихся на торцах нарезной части червяка. Направление витков может быть правым или левым. Чаще применяется правая нарезка с числом заходов $Z_1 = 1 \dots 4$.

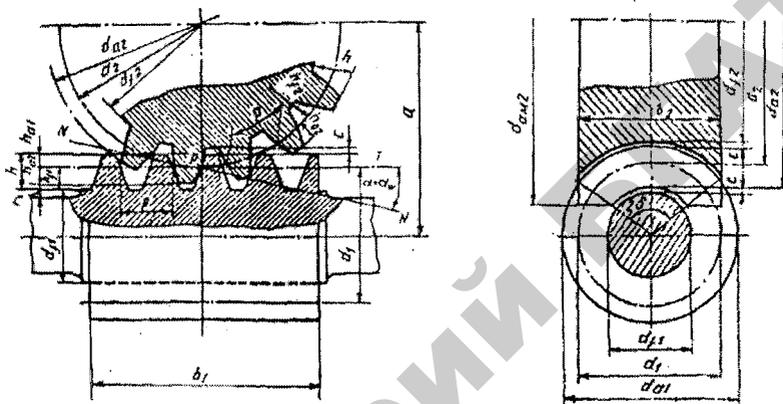


Рис. 3.20. Основные геометрические параметры червячной передачи

Червячные передачи бывают цилиндрические (с цилиндрическими червяками) (рис. 3.21, а) и глобоидные (с глобоидными червяками) (рис. 3.21, г).

Основные параметры червячной передачи с цилиндрическим червяком (рис. 3.20) регламентированы стандартом.

В зависимости от формы профиля резьбы различают архимедовы, эвольвентные и конволютные цилиндрические червяки.

Архимедов червяк имеет трапецидальный профиль резьбы в осевом сечении (рис. 3.21, а), в торцевом сечении витки резьбы очерчены архимедовой спиралью.

Эвольвентный червяк (рис. 3.21, б) представляет собой косозубое зубчатое колесо с малым числом зубьев и большим углом их наклона. Профиль витка в торцевом сечении очерчен эвольвентой.

Червяки с вогнутым профилем витков резьбы (рис. 3.21, в) имеют большую поверхность контакта с зубьями червячных колес и в будущем должны найти широкое применение.

Конволютные червяки имеют прямолинейные очертания витка в нормальном сечении. Наибольшее применение в машиностроении находят архимедовы червяки.

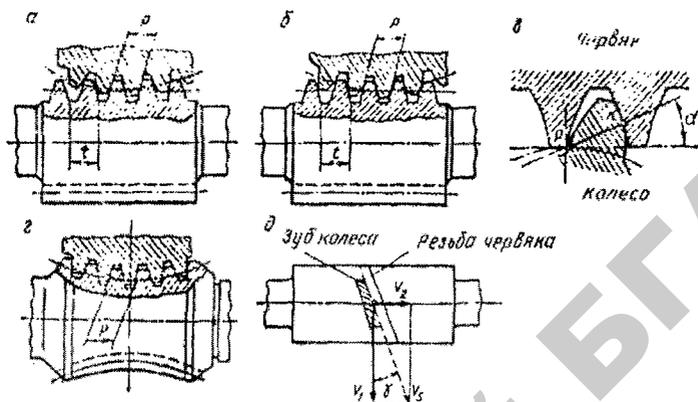


Рис. 3.21. Зацепление цилиндрическим и глобидным червяками

Диаметры червяка и колеса без смещения определяют по формулам, аналогичным соответствующим формулам для косозубых цилиндрических колес.

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = mq,$$

где m – осевой модуль червяка, $m = p_x/\pi$;

q – коэффициент диаметра червяка.

Значения модуля m и коэффициента диаметра червяка q выбирают по стандарту.

Делительный диаметр червячного колеса $d_2 = mz_2$.

Диаметры начальных окружностей червяка и колеса:

$$d_{w1} = d_1; d_{w2} = d_2.$$

Диаметры вершин:

$$d_{a1} = mq + 2m = m(q + 2),$$

$$d_{a2} = mz_2 + 2m = m(z_2 + 2).$$

Диаметры впадин:

$$d_{f1} = mq - 2,4m = m(q - 2,4).$$

$$d_{f2} = mz_2 - 2,4m = m(z_2 - 2,4).$$

Делительное межосевое расстояние a и межосевое расстояние a_w :

$$a = a_w = \frac{1}{2}(d_1 + d_2) = \frac{1}{2}m(q + Z_2).$$

Угол подъема линии витков резьбы червяка (угол наклона зубьев колеса) находят из соотношения:

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{z_1 p}{\pi d_1} = \frac{z_1 m}{d_1} = \frac{z_1}{q}.$$

Длину нарезной части червяка b_1 , ширину колеса b_2 определяют по формулам: $b_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m$ и $b_2 \leq 0,75d_{a1}$ при $Z_1 = 1$ и $Z_1 = 2$;

$$b_1 \geq (12,5 + 0,09Z_2)m \text{ и } b_2 < 0,67d_{a1} \text{ при } Z_1 = 4.$$

Наружный диаметр колеса при Z_1 , равном 1, 2 или 4 соответственно:

$$d_{a2} \leq (d_{a2} + 2m; 1,5m; m).$$

При работе передачи в зоне контакта червячной пары возникает скольжение с большими скоростями, что обуславливает снижение коэффициента полезного действия передачи, повышение скорости изнашивания рабочих поверхностей элементов червячной пары и их склонность к заеданию.

Окружная скорость вращения червяка $v_1 = 0,5\omega_1 d_{w1}$ и окружная скорость вращения червячного колеса $v_2 = 0,5\omega_2 d_{w2}$ (рис. 3.21, δ) связаны зависимостью $v_2 = v_1 \operatorname{tg}\gamma$, где γ – угол подъема винтовой линии червяка. Так как $\gamma > 30^\circ$, в червячной передаче $v_2 < v_1$, а скорость скольжения $v_s > v_1$.

Планетарные передачи

Одним из принципов классификации зубчатых передач является пространственное положение осей, на которых закреплены зубчатые колеса. Основную группу составляют механизмы с неподвижными валами (цилиндрические, конические, червячные). Ко второй группе относятся механизмы, имеющие хотя бы одно зубчатое колесо с перемещающейся в пространстве осью.

Передачи с подвижными осями бывают трех типов:

- дифференциальные;
- замкнутые дифференциальные;
- планетарные.

Планетарная передача – это зубчато-рычажный механизм, в котором несколько зубчатых колес (сателлитов) перемещаются вместе с водилом. Планетарные передачи позволяют получать большие передаточные отношения при небольших размерах механизма с достаточно высоким КПД. Они используются в транспортных машинах, в приводах станков, грузоподъемных машинах, в счетно-решающих устройствах и др. Автомобильный дифференциал – частный случай планетарной передачи.

На рисунке 3.22. показана простейшая однорядная планетарная передача (механизм Джемса). Она состоит из центрального колеса *1* с внешним зацеплением зубьев, неподвижного центрального (корончатого) колеса *3* с внутренним зацеплением, водила *H*, на котором закреплены оси подвижных планетарных колес-сателлитов *2*. Сателлиты совершают сложное движение – вращение вокруг собственных осей и обкатываются вместе с водилом по внутренним зубьям корончатого колеса. При неподвижном корончатом колесе вращение передается от центрального колеса водилу или наоборот.

Если в планетарной передаче сделать подвижными все колеса, она превращается в дифференциальный механизм.

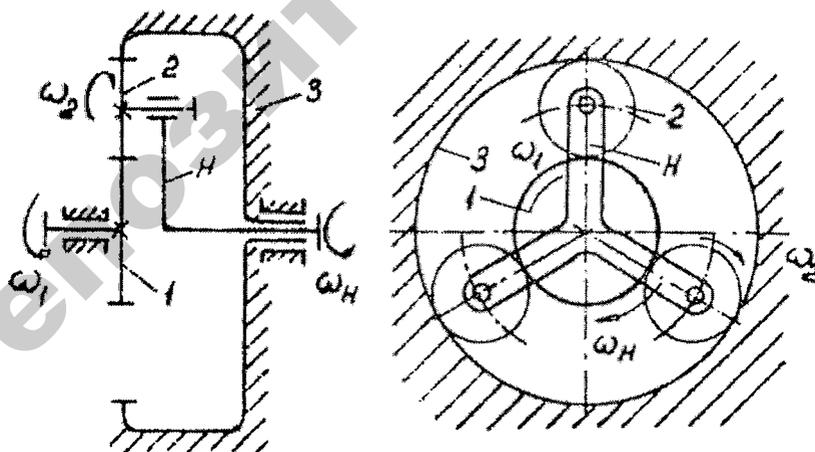


Рис. 3.22. Схема планетарной передачи

К достоинствам планетарных передач относят малые габариты и массу, удобство компоновки благодаря соосности ведущего и ведомого колес, пониженные нагрузки на зубья, уменьшение нагрузки на опоры, снижение шума при работе, получение значительных передаточных отношений. Недостатками планетарных передач являются повышенные требования к точности изготовления и монтажа, уменьшение КПД при увеличении передаточного числа.

Основы динамического анализа механизмов

Задачи силового анализа механизма

При силовом анализе решают задачи, связанные с влиянием сил, действующих на кинематические пары и звенья механизма, а также на закон их движения. Различают две задачи: определение действующих на машину сил и определение закона движения машины. При действии заданной системы сил закон движения машины будет строго определенным. Анализ действующих сил необходим для определения мощности, необходимой для движения механизма, расчета на прочность и износостойкость отдельных его деталей, выбора рациональных размеров звеньев и их формы.

Силы, действующие в механизмах

Задачей динамики машин является изучение движения механизмов с учетом сил, приложенных к их звеньям.

В теоретической механике силы подразделяют на активные и реакции связей. В теории механизмов и машин используют классификацию сил, в которой их подразделяют на шесть групп.

Движущие силы. Это силы, приложенные к ведущему звену механизма; считают, что при работе механизма они совершают положительную работу. Они зависят от различных параметров. Так, например, изменение давления газа в цилиндре двигателя внутреннего сгорания зависит от перемещения поршня, а вращающий момент на валу электродвигателя — от скорости вращения ротора.

Силы сопротивления. Это силы, для преодоления которых создается машина или механизм. Их подразделяют на силы «полезного» и «вредного» сопротивления.

Силы «полезного» сопротивления (например, при резании, пресовании, обработке давлением и др.), приложенные к ведомым

звеньям, задают аналитически или графически. На преодоление этих сил затрачивается полезная работа машины.

Силы «вредного» сопротивления в основном обусловлены сопротивлением среды, в которой движутся механизмы и их звенья или машина. На преодоление этих сил затрачивается дополнительная работа сверх той, которая необходима для преодоления сил «полезного» сопротивления.

Силы «вредного» сопротивления разделяют на силы взаимодействия между звеньями механизма (силы, действующие в кинематических парах, – силы трения, удара и др.) и силы сопротивления среды (газа, жидкости и др.).

Силы тяжести. Равнодействующие сил тяжести машины и ее звеньев имеют постоянные модули и приложены в центрах их тяжести. В зависимости от направления перемещения центров тяжести эти силы совершают или положительную (перемещение вниз), или отрицательную (перемещение вверх) работу.

Силы инерции. Это силы воздействия ускоряемого тела на тела, вызывающие его ускорение.

В общем случае элементарные силы инерции звена, совершающего плоскопараллельное движение и имеющего плоскость симметрии, параллельную плоскости движения, могут быть сведены к главному вектору сил инерции \vec{F}_u , приложенному в центре масс, и главному моменту этих сил \vec{M}_u :

$$\vec{F}_u = -m\vec{a}_s; \vec{M}_u = -I_s\vec{\varepsilon},$$

где m – масса звена;

\vec{a}_s – ускорение центра масс звена;

I_s – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной к плоскости движения;

$\vec{\varepsilon}$ – угловое ускорение звена.

Мерой инертности твердого тела при поступательном движении является его масса M , равная сумме масс всех точек системы:

$$M = \sum_{i=1}^{\infty} m_i,$$

или, при непрерывном распределении массы,

$$M = \int_m dm,$$

где dm – бесконечно малый элемент массы.

При вращательном движении инертность тела зависит не только от массы, но и от ее распределения относительно оси вращения. Мерой инертности тела при вращательном движении вокруг оси является его момент инерции.

Момент инерции тела J относительно данной оси, например, X определяется интегралом, составленным из произведений малых элементов массы dm на квадрат их расстояний r до оси:

$$J_x = \int_m r^2 dm.$$

Понятие и термин «момент инерции» были введены Леонардом Эйлером в 1749 г. Момент инерции тела относительно оси всегда положителен. Он имеет размерность массы, умноженной на квадрат длины, в системе СИ измеряется в $\text{Н}\cdot\text{м}^2$.

Всякая ось, проходящая через центр масс, называется центральной осью тела. Момент инерции тела относительно любой оси равен моменту инерции этого тела относительно центральной оси, ей параллельной, сложенному с произведением массы тела на квадрат расстояния между осями. Формулы для расчета момента инерции относительно центральных осей некоторых однородных тел простейшей геометрической формы приведены в справочной литературе.

Реальные звенья механизмов имеют сложную форму. Для таких звеньев момент инерции определяют экспериментальным путем

Реактивные силы. В кинематических парах возникают силы взаимодействия звеньев, которые называют реактивными силами или просто реакциями. В их обозначениях первая цифра в индексе указывает, со стороны какого звена действует сила, а вторая — номер звена, на которое она действует. Согласно третьему закону Ньютона, $\vec{F}_{12} = -\vec{F}_{21}$, то есть силы \vec{F}_{12} и \vec{F}_{21} равны по модулю, но имеют противоположные направления.

Силовой расчет механизмов. Сущность принципа Даламбера

При силовом анализе механизмов определяют:

– реакции в кинематических парах;

– уравновешивающую силу \vec{F}_y или уравновешивающий момент \vec{M}_y . Под *уравновешивающей силой* понимают силу, определяемую из условия обеспечения требуемого закона движения механизма.

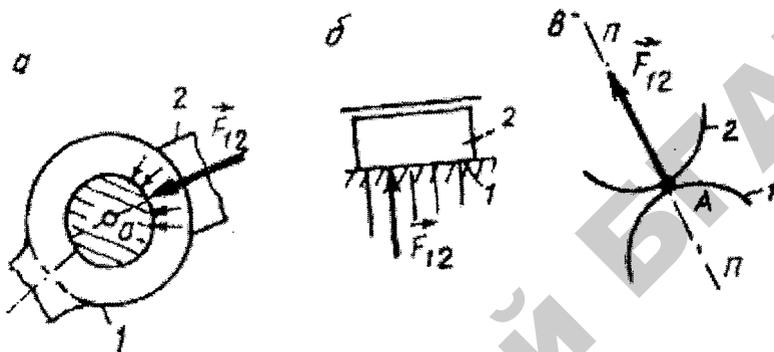


Рис. 3.23. Реакции в кинематических парах

Если не учитывать силы трения, реакции в кинематических парах будут направлены по нормальям к поверхностям касания элементов звеньев. Следовательно, для вращательной кинематической пары (рис. 3.23, а) точка приложения реакции известна (центр шарнира), а неизвестными являются ее модуль и направление.

В поступательной паре (рис. 3.23, б) всегда известно направление реакции, но неизвестны точка ее приложения и модуль. Таким образом, реакция в кинематической паре пятого класса имеет два неизвестных параметра.

Для каждого звена можно составить три уравнения равновесия. Кинематическая цепь, состоящая из n звеньев и содержащая только пары пятого класса, будет статически определимой, если выполняется условие $3n = 2p_5$. Известными параметрами реакций в кинематической паре четвертого класса (рис. 3.23, в) являются точка приложения и направление, а неизвестным – модуль.

Различают *статический* и *динамический* силовые расчеты.

Статический силовой расчет применяется для покоящихся или тихоходных машин. В этом случае динамические нагрузки

или не возникают вообще, или настолько малы, что ими можно пренебречь.

Динамический силовой расчет применяется для быстроходных машин, в которых возникают большие динамические нагрузки. Учет динамических нагрузок выполняется путем введения сил инерции звеньев. Согласно *принципу Даламбера*, если к точкам движущейся системы наряду с активными силами и реакциями связей приложить силы инерции, то эту систему можно рассматривать в состоянии равновесия. Следовательно, *добавление сил инерции позволяет придать уравнениям динамики форму уравнений статики*. В этом и состоит метод кинетостатики, а силовой расчет, выполняемый на основании этого метода, называется *кинетостатическим*.

Таким образом, как статический, так и кинетостатический силовой расчеты можно выполнять по одной и той же методике – на основании уравнений статики.

Теорема Н. Е. Жуковского

Если все активные силы и силы инерции, приложенные к плоскому механизму с одной степенью свободы, перенести параллельно самим себе в одноименные точки повернутого на 90° плана скоростей, то сумма моментов этих сил относительно полюса плана будет равна нулю.

Для механизма, согласно общему уравнению динамики (принципу Даламбера – Лагранжа), сумма элементарных работ всех активных сил и сил инерции равна нулю:

$$\sum F_k \cdot ds_k \cdot \cos \alpha_k = 0,$$

где α_k – угол между траекторией движения и направлением действия силы.

Разделив данное выражение на dt , получим:

$$\sum F_k \cdot V_k \cdot \cos \alpha_k = \sum P_k = 0,$$

где P_k – мощность силы F_k .

Рассмотрим звено *СД* механизма (рис. 3.24, *а*). В точке *К* этого звена действует сила F_k , V_k – скорость движения точки *К*.

Рассматривая фрагмент плана скоростей (рис. 3.24, *б*) можно видеть, что расстояние $h_k = Pk \cdot \cos \alpha_k$ (точка *Р* – полюс плана скоростей, а отрезок *Рк* – это вектор скорости точки *К*, который повер-

нули на 90° , если угол $\alpha = 0$, то отрезки $h_k = Pk$.

Мощность P_k можно представить как (рис. 3.24, б):

$$P_k = F_k \cdot Pk \cdot \mu_v \cdot \cos \alpha_k,$$

где μ_v – масштабный коэффициент скорости (произведение $Pk \cdot \mu_v$ и есть значение скорости точки K).

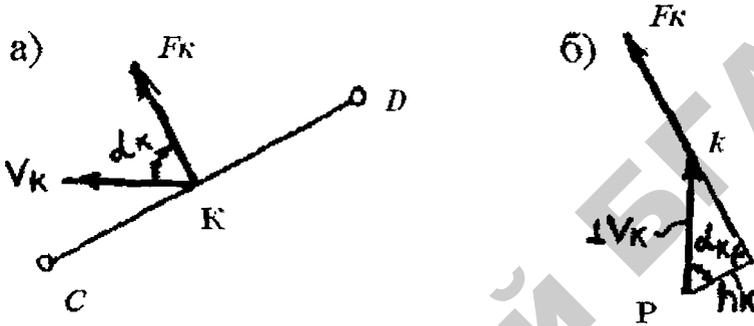


Рис. 3.24. Повернутый план скоростей

Поэтому мощность силы пропорциональна моменту этой силы относительно полюса плана скоростей, повернутого на 90° , то есть

$$P_k = F_k \cdot h_k \cdot \mu_v.$$

Повернутый план скоростей, рассматриваемый как жесткий рычаг с точкой опоры в полюсе, называется *рычагом Жуковского*. В качестве рычага Жуковского можно также использовать обычный план скоростей, при этом силы необходимо при переносе повернуть на 90° в одну и ту же сторону.

Теорема Н. Е. Жуковского позволяет определять уравнивающую силу (или момент) без нахождения реакций в кинематических парах.

Динамика механизмов

Задачи динамики машин

Основной задачей динамики машин является изучение движения механизмов под действием сил, приложенных к их звеньям. Эти

силы бывают двух видов: *уравновешенными* и *неуравновешенными*.

При действии уравновешенной системы сил движение механизмов не сопровождается изменением их кинетической энергии. Такое движение называют *равновесным*. Установившееся равновесное движение характерно для механизмов, звенья которых равномерно вращаются или движутся поступательно (центробежные насосы, лебедки, турбогенераторы и т. п.).

Действия на звенья механизмов неуравновешенной системы сил приводит к изменению их кинетической энергии. Движение в этом случае называют *неравновесным*. Неравновесное установившееся движение наблюдается в шарнирных и кулачковых механизмах. Входное звено таких механизмов совершает вращательное движение с периодически изменяющейся скоростью, регулирование неравномерности этого вращения осуществляют с помощью маховика. Динамика машин изучает также вопросы регулирования с помощью маховика.

При движении механизма в его звеньях возникают силы инерции, которые вызывают вибрацию машины, поэтому в динамике машин рассматривают способы уравновешивания сил инерции.

Периоды работы машины. Различают три периода работы машины: пуска, установившегося движения и остановки.

Для *периода пуска* характерно, что кинетическая энергия звеньев механизма увеличивается от нуля до некоторого значения.

Период *нормального рабочего движения* машины называют периодом ее установившегося движения.

Промежуток времени, в течении которого кинетическая энергия звеньев механизмов убывает до нуля, называется *периодом ее остановки*.

Механические характеристики машин

В общем случае силы, действующие в механизмах, зависят от положения звеньев, скоростей точек приложения сил и от времени.

Эти функциональные зависимости, представленные в графическом или аналитическом виде, называются механическими характеристиками машин.

На рисунке 3.25 приведены механические характеристики некоторых двигателей: гиревого (*а*), пружинного (*б*), электродвигателя постоянного тока с параллельным (*в*) и последовательным (*г*) возбуждением, асинхронного электродвигателя трехфазного переменного тока (*д*).

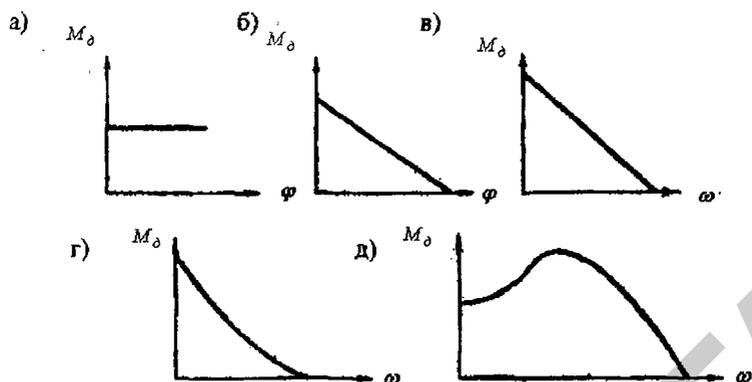


Рис. 3.25. Механические характеристики некоторых двигателей

Из рисунков видно, что работа электродвигателя постоянного тока является устойчивой на всей характеристике, у асинхронного же электродвигателя областью устойчивой работы является нисходящая часть характеристики.

Если момент сопротивления становится больше максимального движущего момента, называемого опрокидывающим моментом, то двигатель останавливается (опрокидывается).

На рисунке 3.26 показаны механические характеристики некоторых технологических машин: грузоподъемного устройства – лебедки (а), центробежных насосов, компрессоров и вентиляторов (б), поршневого насоса двойного действия (в).

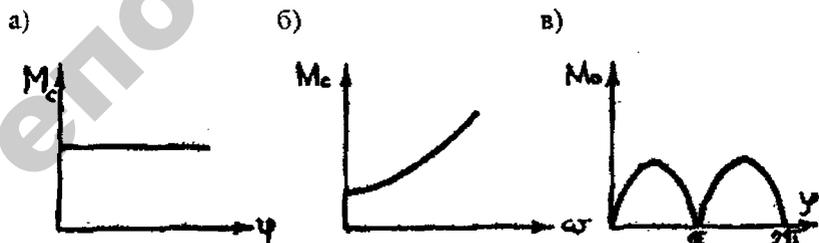


Рис. 3.26. Механические характеристики некоторых технологических машин

Уравнение движения механизма, выраженное через работу сил

Согласно классификации сил, рассмотренной выше, уравнение движения механизма на основании уравнения его кинетической энергии можно записать так:

$$A_{\text{дв}} - A_{\text{пс}} = A_{\text{вс}} \pm A_G = T - T_0,$$

где $A_{\text{дв}}$ – работа движущих сил;

$A_{\text{пс}}$ – работа сил полезных сопротивлений;

$A_{\text{вс}}$ – работа сил вредных сопротивлений;

A_G – работа сил тяжести;

T, T_0 – кинетическая энергия механизма в произвольный и начальный моменты времени соответственно.

Приращение кинетической энергии механизма $\Delta T = T - T_0$ представляет собой работу сил инерции.

Элементарная работа сил инерции

$$dA_u = F_u \cdot ds = m \cdot a \cdot ds = m \frac{dV}{dt} ds = m \cdot V \cdot dv,$$

а работа сил инерции за промежуток времени, в течение которого скорость центра тяжести звена изменяется от V_0 до V ,

$$A_u = \int_{V_0}^V m \cdot V dv = \frac{1}{2} m V^2 - \frac{1}{2} m V_0^2 = T - T_0 = \Delta T.$$

В период пуска кинетическая энергия механизма в начальный момент времени равна нулю, и уравнение движения принимает вид:

$$A_{\text{дв}} - A_{\text{пс}} - A_{\text{вс}} \pm A_G = T.$$

Работа движущих сил затрачивается в этом случае на преодоление сил сопротивления и накопление энергии.

В период установившегося движения уравнения движения механизмов имеют различный вид.

Если механизм находится в установившемся равновесном движении, то

$$A_{\text{дв}} - A_{\text{пс}} - A_{\text{вс}} \pm A_G = 0.$$

Неравновесное установившееся движение механизма описывается уравнением:

$$A_{дв} - A_{пс} - A_{вс} \pm A_G = \Delta T.$$

Период остановки механизма характеризуется тем, что движущие силы и силы полезного сопротивления отсутствуют. В этом случае уравнение движения механизма:

$$A_{вс} \pm A_G = T_0.$$

Приведенные динамические модели механизма

При кинематическом анализе механизма его рассматривают вне зависимости от действующих на него сил. В действительности закон движения механизма зависит как от действующих на него сил, так и от массы и от моментов инерции звеньев механизма.

Определить закон движения многозвенного механизма очень сложно.

В большинстве случаев механизм имеет одну степень подвижности. Поэтому, определив закон движения одного звена, законы движения других звеньев можно найти, используя известные методы кинематического анализа механизмов. При этом сложный многозвенный механизм заменяют одним условным звеном, для которого приведенный момент инерции $I_{пр}$ и приведенный момент сил $M_{пр}$ имеет закон движения начального звена, то есть выполняется условие:

$$\omega_{пр} = \omega,$$

где $\omega_{пр}$ – угловая скорость вращения условного звена приведения;

ω – угловая скорость вращения начального звена механизма.

Условное звено приведения называют динамической моделью механизма.

Таким образом, построение динамической модели механизма состоит в приведении сил, действующих на него, и масс его звеньев к условному звену, называемому звеном приведения.

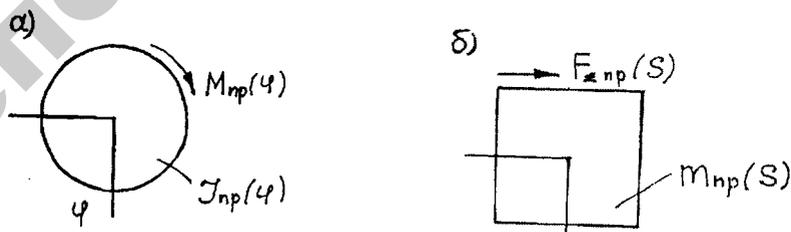


Рис. 3.27. Динамические модели механизмов:
а – вращательная; б – поступательная

Приведенным моментом сил $M_{\text{пр}}$ называется момент, приложенный к звену приведения, элементарная работа (мгновенная мощность) которого равна суммарной элементарной работе (мгновенной мощности) всех сил и моментов сил, действующих на механизм:

$$M_{\text{пр}} \cdot \omega_{\text{пр}} = P_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n P_i,$$

где P_i – мгновенная мощность сил и моментов сил, приложенная к звену i ;

n – число звеньев.

Приведенный момент сил является функцией положения механизма и не зависит от скорости вращения начального звена, поэтому приведение сил можно проводить без знания действительного закона движения звеньев механизма.

В основу приведения масс положено условие равенства кинетической энергии всего механизма и заменяющего его звена.

Приведенным моментом инерции называют момент инерции звена приведения, кинетическая энергия которого равна кинетической энергии механизма.

Кинетическая энергия T механизма определяется как суммарная кинетическая энергия всех его звеньев:

$$T = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n (m_i \cdot V_{Si}^2 + I_{Si} \cdot \omega_i^2),$$

где m_i – масса звена i ;

V_{Si} – скорость центра масс S_i звена i ;

I_{Si} – момент инерции звена i относительно оси, проходящей через центр масс звена i ;

n – число подвижных звеньев механизма;

ω_i – угловая скорость звена i .

Согласно определению кинетическая энергия:

$$T = \frac{1}{2} I_{\text{пр}} \cdot \omega_{\text{пр}}^2.$$

Получаем формулу для определения приведенного момента инерции:

$$I_{\text{пр}} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{V_{Si}}{\omega} \right)^2 + I_{Si} \left(\frac{\omega_i}{\omega} \right)^2 \right].$$

Приведенный момент инерции, как и приведенный момент сил, также является функцией положения механизма.

Регулирование неравномерности хода машин

При движении механизма перемещения точек его звеньев изменяются по направлению и по скорости. При этом возникающие силы инерции вызывают дополнительные динамические нагрузки в кинематических парах, что приводит к повышению трения и быстрому изнашиванию сопряженных поверхностей деталей, а также их усталостному разрушению.

Динамические нагрузки, действуя на фундаменты машин, вызывают вибрацию и рядом стоящих объектов. Поэтому силы инерции в механизмах уравнивают.

Силы инерции, возникающие в механизме, в общем случае приводятся к главному вектору сил инерции \vec{F}_u и главному моменту сил инерции \vec{M}_u . Если в результате $\vec{F}_u = 0$ и $\vec{M}_u = 0$, уравнивание сил инерции называют *динамическим*.

Если выполняется условие равенства нулю только главного вектора сил инерции ($\vec{F}_u = 0$), то уравнивание называют *статическим*.

При значительной же величине статической и динамической неуравновешенности как результата погрешностей изготовления уравнивание достигается статической балансировкой вращающейся детали – прибегают к постановке добавочных масс, называемых противовесами. При полном уравнивании центр тяжести вращающегося тела должен располагаться на оси вращения.

Вопросы для самоконтроля

1. Что называется деталью, звеном, кинематической парой, кинематической цепью?
2. Назовите основные плоские кинематические пары.
3. Что называют масштабным коэффициентом?
4. Что называется передаточным числом?
5. Что называют шестерней?
6. В чем заключается основное достоинство червячной передачи?
7. Как определить степень подвижности плоского механизма?
8. В чем состоит метод планов скоростей и ускорений?

9. Что такое эвольвента окружности и как ее построить?
10. Что называется модулем зацепления?
11. Для каких целей применяют зубчатые механизмы?
12. Какие силы действуют на звенья механизмов?
13. Что понимается под уравновешенной силой и под уравновешивающим моментом?
14. Как направлены нормальное и касательное ускорения точки звена при его вращательном движении?
15. Определите передаточное отношение конической зубчатой передачи через углы начальных конусов.
16. Как определить число заходов червяка?
17. Как, пользуясь планом ускорений механизма, определить величину и направление угловой скорости звена?
18. Почему желательно применение зубчатых колес с малым числом зубьев?
19. Изменяется ли кинетическая энергия на режиме установившегося движения?
20. Какое звено называют звеном приведения?

3.2. МАТЕРИАЛЫ К ЛАБОРАТОРНЫМ ЗАНЯТИЯМ

Лабораторная работа № 3

Исследование эвольвентных профилей зубчатых колес

Цель работы – изучение процесса нарезания и исправления зубчатых колес эвольвентного профиля.

Теоретическое обоснование

Эвольвентные профили зубчатых колес нарезают методом копирования (рис. 3.1) и методом обкатки (рис. 3.1, б, в, г), а для мелко модульных колес применяют метод горячей накатки (формообразования).

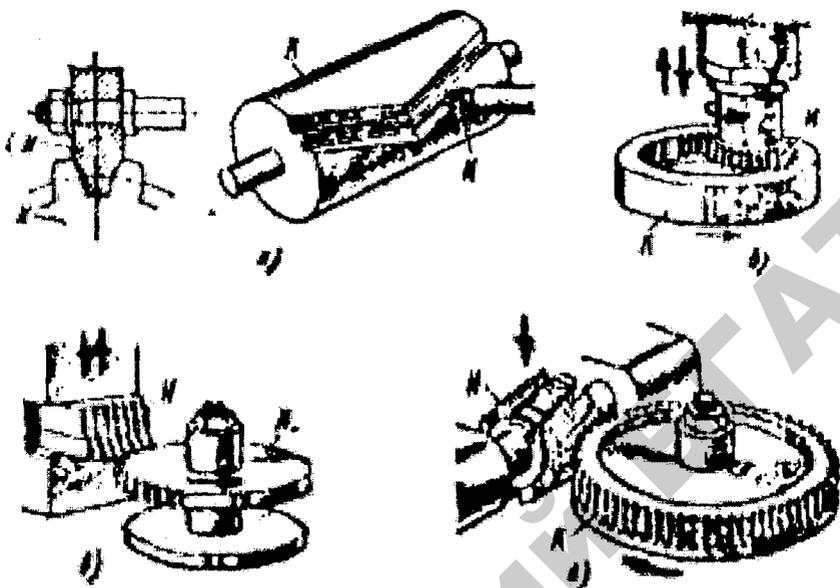


Рис. 3.1. Способы нарезания зубчатых колес:
a – копирование модульной фрезой; *б* – обкатка долблением;
в – обкатка строганием; *г* – обкатка фрезерованием

При методе *копирования* модульная фреза в поперечном сечении заточена по профилю впадины между зубьями. Этот метод малопродуктивен, так как требует набора одномодульных фрез, профиль которых зависит от модуля, числа зубьев и коэффициента смещения. При более прогрессивном методе обкатки режущему инструменту и заготовке сообщают такое относительное движение, какое имели бы зубчатые колеса в зацеплении. Существует несколько способов производства эвольвентных профилей методом обкатки. Зубодолбление (рис. 3.1, *б*) – процесс, при котором профиль зуба образуется как огибающая последовательных положений профиля долбяка, которая является эвольвентой. Следовательно, долбяк с эвольвентным зубом нарезает эвольвентный профиль зуба колеса. Зубодолбление является универсальным методом нарезания зубчатых колес, так как пригодно для колес внешнего и внутренне-

го зацеплений. Зубострогание (рис.3.1, в) при помощи инструментальной рейки и зубофрезерование (рис. 3.1, г) при помощи червячных фрез являются более производительными способами по сравнению с зубодолблением, но пригодны только для колес с внешним зубчатым венцом. Очертание зуба режущего инструмента при $Z = \infty$ называют исходным контуром. Необходимую точность зубчатым профилям придают с помощью дополнительной обкатки их на шлифовальных или шевинговальных станках.

В процессе нарезания зубчатого колеса без смещения исходного контура инструментом типа рейки или долбяка происходит перекачивание по делительной прямой рейки или делительной окружности долбяка делительной окружности заготовки. Делительные окружности инструмента и заготовки будут являться начальными в процессе ее нарезания.

Технология изготовления зубчатых колес без смещения исходного контура не позволяет исключить подрезание зуба у ножки при $Z \leq Z_{\min}$, а также получить зубчатую пару с более высокими качественными характеристиками по прочности и жесткости.

Изготовление скорректированных зубчатых колес осуществляется смещением инструмента от заготовки (положительное) и к заготовке (отрицательное), т. е. уже делительные окружности заготовки и инструмента в процессе нарезания не будут являться начальными. Расстояние Δu между делительной окружностью нарезаемого колеса и инструмента (рис. 3.2) называется абсолютным смещением исходного контура:

$$\Delta u = m \cdot x, \quad (3.1)$$

где m – модуль зацепления; x – коэффициент смещения исходного контура.

Влияние смещения исходного контура на очертания профиля зуба при $Z < Z_{\min}$ показано на рисунке 3.2. Оценку эффективности коррекции зубчатой передачи и определение коэффициента уравнительного смещения Δu производят по суммарному смещению:

$$x_{\Sigma} = x_1 + x_2, \quad (3.2)$$

где $x_1 = \pm \Delta u_1/m$ – коэффициент смещения для шестерни;
 $x_2 = \pm \Delta u_2/m$ – коэффициент смещения для колеса.

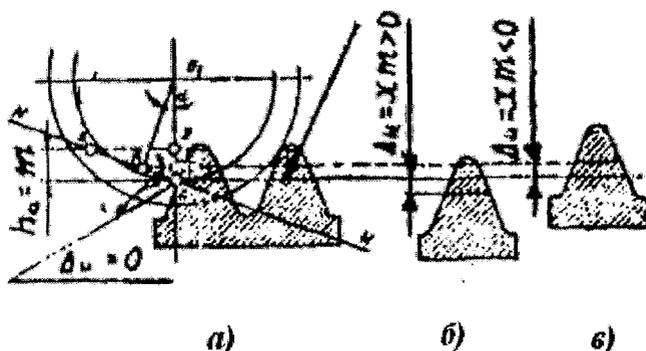


Рис. 3.2. Смещение исходного контура инструмента:
a – нулевое; *б* – положительное; *в* – отрицательное

Применяя смещение исходного контура, можно получить следующие эффекты зубчатой передачи.

1. Положительное смещение повышает прочность зубьев при изгибе и устраняет подрез при малом числе зубьев (понижает Z_{\min}). Можно увеличить допустимую нагрузку при изгибе на 100 % и понизить Z_{\min} с 17 до 7.

2. Увеличение α_w при $x_\Sigma > 0$ повышает контактную прочность. Можно увеличить α_w с 20° до 25° и увеличить допустимую нагрузку приблизительно на 20 %.

3. При большом числе зубьев у шестерни и колеса смещение малоэффективно, т. к. профиль зуба даже при значительных смещениях почти не изменяется (у рейки $Z = \infty$ – смещение совершенно не изменяет форму зуба).

4. За счет смещения можно получить заданное межосевое расстояние передачи.

5. Передачи со смещением при $X_\Sigma = 0$ применяют при больших передаточных числах u и малых Z_1 . В этих условиях смещения $X_1 > 0$ и $X_2 < 0$ выравнивают форму зубьев шестерни и колеса и обеспечивают их равнопрочность при изгибе.

6. Смещения при X_Σ могут влиять на большое число параметров зацепления.

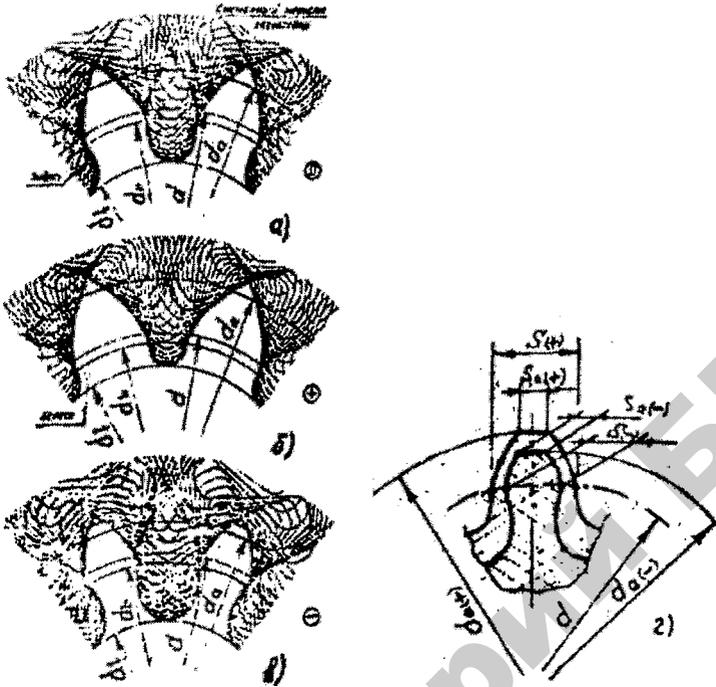


Рис. 3.3. Влияние смещения исходного контура на очертания профиля зуба при $Z \leq Z_{\min}$: а – нулевое смещение; в – отрицательное смещение; г – сравнение профиля зуба подрезанного и исправленного

В лабораторной работе рассматривается картина зацепления колес с нулевым и положительным смещениями. Параметрам зубчатого колеса, нарезанного без смещения режущего инструмента, присваивается индекс 1, параметрам зубчатого колеса, нарезанного со смещением режущего инструмента X_2 , присваивается индекс 2.

Геометрические параметры нарезаемых зубчатых колес и зубчатого зацепления рассчитывают по следующим выражениям:

$\alpha = 20^\circ = 0,349$ рад – угол профиля главный;

$h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба;

$C^* = 0,25$ – коэффициент радиального зазора;

Z_u – число зубьев инструмента (долбяка).

В данной лабораторной работе числа зубьев $Z_1 = Z_2$.

Диаметры делительных окружностей $d_1 = mz_1$ и $d_2 = mz_2$.

Смещение исходного контура для устранения подрезания нарезаемых долбяком колес x_2 :

$$x_2 = \frac{\sqrt{\left[Z_u + 2(h_a^* + c^*) \right]^2 + Z_2(2Z_u + Z_2)\cos^2\alpha}}{2} - \frac{Z_u + Z_2}{2}. \quad (3.3)$$

Делительное межосевое расстояние:

$$a = m \frac{Z_\Sigma}{2}, \quad (3.4)$$

где суммарное число зубьев $Z_\Sigma = Z_1 + Z_2$.

Начальное межосевое расстояние:

$$a_w = a \frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}, \quad (3.5)$$

где α_w – угол зацепления в сборке прямозубых колес, когда коэффициенты смещения не равны (как в нашем случае), то есть $x_1 = 0$, а x_2 равен значению, исключающему подрезание зуба (формула 3.3).

Значение инволюты угла α_w :

$$\operatorname{inv}\alpha_w = \operatorname{inv}\alpha + 2 \frac{x_\Sigma}{Z_\Sigma} \operatorname{tg}\alpha, \quad (3.6)$$

где $\operatorname{inv}\alpha = \operatorname{inv}20^\circ$ (таблица 3.3), суммарный коэффициент смещения $x_\Sigma = x_1 + x_2$.

По таблице 3.3 (по рассчитанному значению инволюты угла α_w) определяем значение угла α_w .

Диаметры выступов (заготовок) зубчатых колес:

$$d_{a1,2} = m \left[Z_{1,2} + (x_{1,2} - \Delta y + 1) \right], \quad (3.7)$$

где коэффициент уравнивающего смещения

$$\Delta y = x_\Sigma - \frac{Z_\Sigma}{2} \left(\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w} - 1 \right). \quad (3.8)$$

Диаметры основных окружностей:

$$d_{b1,2} = Z_{1,2} \cdot m \cdot \cos \alpha. \quad (3.9)$$

Толщины зубьев по делительным окружностям:

$$S_1 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} - \operatorname{tg} \alpha \right); \quad (3.10)$$

$$S_2 = m \left(\frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} - \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (3.11)$$

Описание установки

Имитация процесса нарезания зубчатых колес выполняется на специальных приборах ТММ-42 (рис. 3.4)

На прозрачный диск 1 укрепляется бумажная заготовка нарезаемого зубчатого колеса; диаметр заготовки указан на этом диске. По шкале 8 устанавливается абсолютный сдвиг исходного контура (инструмента) $\Delta u = m \cdot x$ (мм). Нажатием рычага б передвижения храпового механизма осуществляется относительное взаимозвязанное перемещение инструмента 2 и заготовки 1, имитирующее их зацепление в процессе нарезания. После каждого нажатия на рычаг б зубья инструмента 2 обводятся остро отточенным карандашом. На бумажной заготовке 1 получают светлые изображения профилей зубьев. Зарисованная часть заготовки считается ушедшей в стружку (см. рис. 3.4).

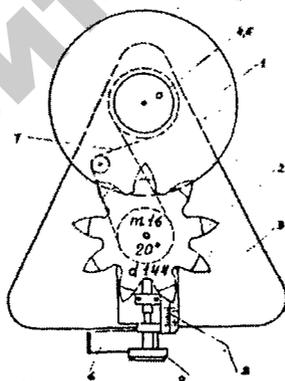


Рис. 3.4. Схема прибора для нарезания зубчатых колес долбяком:

1 – диск для закрепления заготовки; 2 – долбяк; 3 – станина; 4, 5 – закрепляющая шайба; 6 – рычаг храпового механизма; 7 – стальная нить; 8 – шкала; 9 – фиксатор сдвига долбяка

Подготовка к проведению работы

1. Проработать методические указания к лабораторной работе.
2. Подготовить таблицы для опытных и расчетных данных (таблицы 3.1, 3.2).
3. Ответить на контрольные вопросы.

Порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с установкой для нарезания зубчатых колес. Опробовать механизм передвижения инструмента рычагом б.
2. Записать данные прибора и нарезаемых колес в таблицу 3.1 (значение модуля определяют с учетом масштаба, указанного на долбяке).

Таблица 3.1

Данные к расчету

Параметр	Значение
Модуль m , мм	
Число зубьев Z_1	
Число зубьев Z_2	
Число зубьев долбяка Z_u	9
Угол профиля α , рад	0,349
Коэффициент смещения x_1	0
Коэффициент смещения x_2	= ?

3. Установить бумажную заготовку на прозрачный диск 1, закрепив ее шайбами 4, 5 (диаметр заготовки указан на диске).

4. Рассчитать смещение исходного контура для устранения подрезания нарезаемых долбяком колес x_2 по формуле (3.3).

5. Установив по шкале δ смещение инструмента $\Delta u = 0$, нарезаем на заготовке 2...3 зуба, очерчивая зубья инструмента карандашом после каждого нажатия на рычаг храповика б.

6. Установив по шкале δ смещение инструмента $\Delta u = +x_2 m$, нарезаем на этой заготовке рядом еще 2...3 зуба таким же образом.

7. Установив по шкале 8 смещение инструмента $\Delta u == -x_2 m$, нарезаем на этой заготовке еще 2...3 зуба.

8. Сняв бумажную заготовку с прибора и отметив центр карандашом (прокол тонкой иглы), наносим при помощи циркуля на каждую группу зубьев свои диаметры d_a, d_e, d .

9. Выполнить расчеты геометрических параметров нарезаемых колес и их зацепления для $x_1 = 0$ и x_2 , равному значению, исключаяющему подрезание зуба (3.3); результаты расчетов и данные занести в таблицу 3. 2.

Таблица 3.2

Расчетные параметры

Параметры	Расчетные значения
x_1	0
x_2	
d_{a1} , мм	
d_{a2} , мм	
d_{b1} , мм	
d_{b2} , мм	
α_w , мм	

Примечание. Индекс 1 относится к параметрам колес с нулевым, а индекс 2 – к параметрам колес с положительным смещениями соответственно.

Обработка результатов

1. Проанализировать изменение толщины зуба нулевого и корригированного колеса по делительной окружности d .

2. На карандашной кальке построить картину зацепления нулевого и положительно смещенного колес (рис. 3.5), для этого:

– на вертикальной линии отложить начальное межосевое расстояние $O_1 O_2 = \alpha_w$;

– из центра O_1 провести основную окружность d_{b1} и окружность вершин d_{a1} нулевого и из центра O_2 – основную окружность d_{b2} и окружность вершин d_{a2} корригированного колеса;

– провести линию зацепления NN , касательную к основным окружностям, отметив на ней точки A и B теоретической линии зацепления и полюс зацепления P ;

– подложив под кальку заготовку, совмещая последовательно ее центр с точкой O_1 и O_2 , очертить на кальке контакт двух зубьев в полюсе зацепления P : из точки O_1 – нулевого, а из точки O_2 – с положительным смещением;

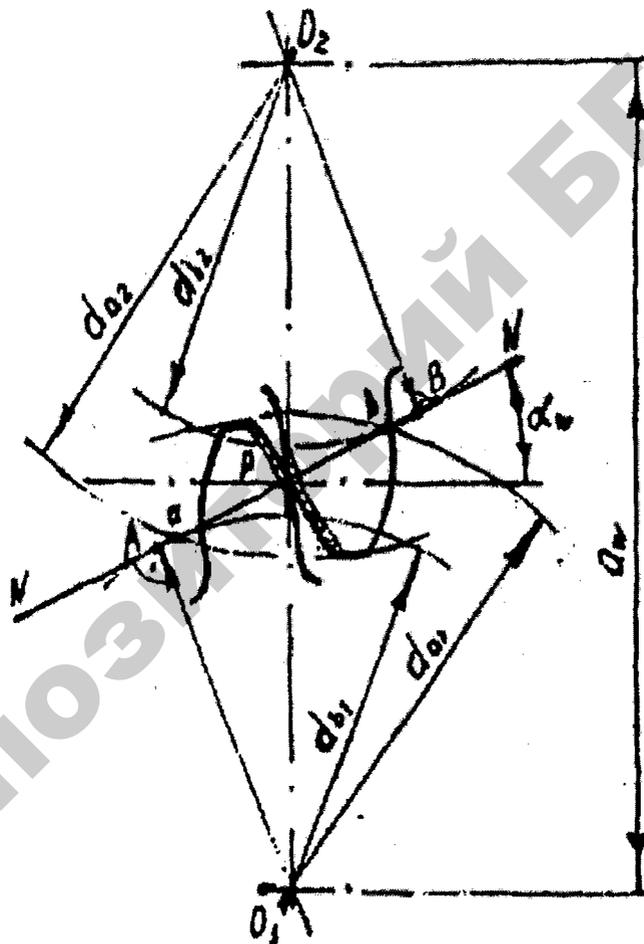


Рис. 3.5. Картина зацепления зубчатых колес

– отметить на линии зацепления NN точки a и b пересечения ее с окружностями вершин колес. Отрезок ab есть активная линия зацепления двух колес; показать активные профили зубьев, для чего радиусами O_{1a} и O_{2b} провести дуги окружностей до пересечения с контактирующими профилями зубьев.

3. Вычислить коэффициенты перекрытия:
экспериментальный –

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{ab}{\pi m \cos \alpha};$$

Теоретический –

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{2\pi \cos \alpha} \left[\sqrt{d_{a1}^2 - d_{e1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{e2}^2} - (d_{e1} + d_{e2}) \operatorname{tg} \alpha \right].$$

4. Проанализировать величину коэффициента перекрытия: отметить на линии зацепления NN точки a и b пересечения ее с окружностями вершин колес. Отрезок ab есть активная линия зацепления двух колес; показать активные профили зубьев, для чего радиусами O_{1a} и O_{2b} провести дуги окружностей до пересечения с контактирующими профилями зубьев.

Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте методы изготовления эвольвентных зубчатых колес.
2. В чем заключается явление подрезания зубьев?
3. При каких условиях возникает явление подрезания зубьев?
4. Какие преимущества имеют зубчатые колеса, нарезанные со смещением исходного контура?
5. Дайте определение эвольвенты. Как она образуется?
6. Приведите схему образования положительного и отрицательного смещений.
7. Как влияет смещение исходного контура на профиль зуба?

Темы для УИРС

1. Модифицировать имеющуюся программу расчетов на ПК геометрических параметров и качественных показателей зацепления корригированных цилиндрических колес для косозубых передач.

2. Подобрать рациональные коэффициенты смещения исходного контура для передачи с $m = 5$ мм, $z_1 = 15$, $z_2 = 34$ и проверить качественные показатели зацепления:

- по условию максимальной контактной выносливости;
- по условию максимальной изгибной выносливости;
- по условию максимальной износостойкости.

Таблица 3.3

Значения инволют углов

Градусы	Порядок	0	5	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55
18	0,0	10760	10915	11071	11228	11387	11547	11709	11873	12038	12205	12373	12543
19	0,0	12715	12888	13063	13240	13418	13598	13779	13963	14148	14334	14523	14713
20	0,0	14904	15098	15293	15490	15689	15890	16092	16296	16502	16710	16920	17132
21	0,0	17345	17560	17777	17996	18217	18440	18665	18891	19120	19350	19583	19817
22	0,0	20054	20292	20533	20775	21019	21266	21514	21765	22018	22272	22529	22788
23	0,0	23049	23312	23577	23845	24114	24336	24660	24936	25214	25495	25778	26063
24	0,0	26350	26639	26931	27225	27521	27820	28121	28424	28729	29037	29348	29660
25	0,0	29975	30293	30613	30935	31260	31537	31917	32243	32583	32920	33260	33602
26	0,0	33947	34294	34644	34997	35352	35709	36069	36432	35798	37166	37537	37910
27	0,0	38287	38666	39047	39432	39819	40209	40602	40997	41395	41797	42201	42607
28	0,0	43017	43430	43845	44264	44685	45110	45537	45967	46400	46837	47276	47718
29	0,0	48164	48612	49064	49518	49976	50437	50901	51368	51838	52312	52788	53268
30	0,0	5375	5423	5472	5522	5571	5621	5672	5722	5773	5824	5876	5928

3.3. МАТЕРИАЛЫ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

3.3.1. Примеры решения типовых задач

Тема «Кинематический анализ плоских рычажных механизмов»

Пример 3.1. Зная геометрические параметры кривошипно-ползунного механизма и угловую скорость кривошипа $OA - \omega_1 = 5 \text{ с}^{-1}$, по-

строить план скоростей для заданного положения механизма, когда $\varphi_1 = 45^\circ$, $l_{OA} = 200$ мм; $l_{AB} = 400$ мм.

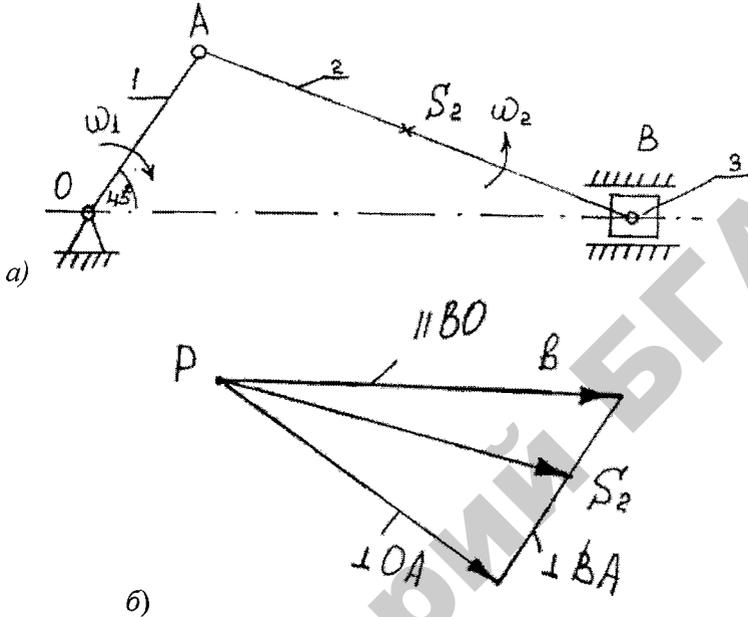


Рис. 3.28. а – кривошипно-ползунный механизм; б – план скоростей

Решение. Скорость точки A ведущего звена 1:
 $V_A = l_{OA} \cdot \omega_1 = 0,2 \cdot 5 = 1$ м/с.

Вектор скорости $V_A \perp OA$ и направлен в сторону ω_1 .

Выбираем масштабный коэффициент скоростей:

$$\mu_v = \frac{V_A}{Pa} = \frac{1 \frac{\text{м}}{\text{с}}}{20 \text{ мм}} = 0,05 \frac{\text{м}}{\text{мм}} \cdot \frac{\text{с}}{\text{с}}, \text{ где отрезок } Pa = 20 \text{ мм будет изображать скорость точки } A \text{ на плане скоростей, масштабный коэффициент скоростей } \mu_v = 0,05 \frac{\text{м}}{\text{мм}} \cdot \frac{\text{с}}{\text{с}} \text{ читают так: } 0,05 \text{ м/с скорости в одном миллиметре чертежа.}$$

Произвольно выбираем точку полюса P (рис. 3.28, б) и строим вектор $Pa = 20$ мм, перпендикулярно звену OA , по направлению угловой скорости ω_1 .

Для определения скорости точки B составляем векторные уравнения, рассматривая движение точки B относительно точки A и неподвижной точки, обозначим ее как B_0 (точка B_0 – стойка).

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}(\perp AB);$$

$$\vec{V}_B = \vec{V}_{B_0} + \vec{V}_{BB_0} (\parallel X-X).$$

Первое уравнение читают так: скорость точки B равна скорости точки A (так как они принадлежат одному звену I и плюс скорость точки B , которая «проворачивается» относительно точки A в относительном движении; вектор скорости \vec{V}_{BA} будет перпендикулярен радиусу вращения, то есть перпендикулярен к AB).

Второе уравнение в системе читают так: скорость точки B равна скорости B_0 (неподвижная стойка, относительно которой перемещается ползун), $V_{B_0} = 0$, плюс скорость точки B относительно неподвижной точки B_0 (вектор скорости \vec{V}_{BB_0} будет направлен или влево, или вправо, то есть параллельно $X-X$).

Систему уравнений решаем *графически*. Через точку a плана скоростей проводим прямую, перпендикулярную AB (это решение первого уравнения системы).

Согласно второму уравнению через точку полюса P плана скоростей (там находится неподвижная точка B_0) проводим прямую, параллельную OB . На пересечении этих прямых и лежит точка b – изображение точки B на плане скоростей.

Из плана скоростей находим:

$$V_B = Pb \cdot \mu_v = 22 \cdot 0,05 = 1,1 \text{ м/с};$$

$$V_{BA} = ab \mu_v = 10 \cdot 0,05 = 0,5 \text{ м/с}.$$

Если точка S_2 делит звено AB на две равные части, то на плане скоростей по теореме подобия эта точка будет находиться между a и b . Соединим точку S_2 плана скоростей с полюсом P , получим отрезок Ps_2 , изображающий скорость точки S_2 .

Таким образом,

$$V_{s_2} = P s_2 \cdot \mu_v.$$

Угловая скорость шатуна:

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{\ell_{AB}} = \frac{0,5}{0,4} = 1,25 \text{ рад/с.}$$

Она направлена против хода часовой стрелки (вектор ab с плана скоростей поместим в точку B на механизме).

Пример 3.2. Для механизма привода высоковольтного выключателя (рис. 3.29) построить механические характеристики:

- 1) силы воздействия якоря на кривошип O_2C ;
- 2) силы сопротивления в контактах выключающих стержней;
- 3) силы отключающих пружин λ .

Считать, что в процессе включения якорь преодолевает сопротивление в контактах и отключающих пружинах.

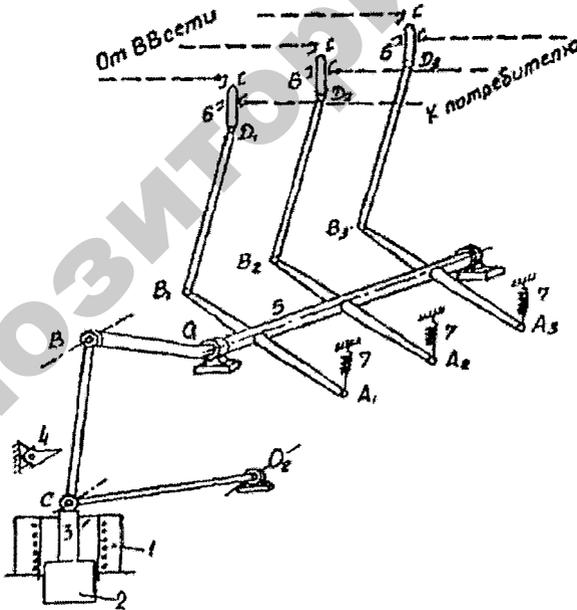


Рис. 3.29. Механизм привода высоковольтного выключателя

Описание действия механизма привода электромагнитного высоковольтного выключателя (ВВВ)

В обмотку соленоида I попадает импульс тока. Возникающее при этом магнитное поле поднимает массивный якорь 2 , снабженный выступающим вверх стержнем 3 . Стержень ударяет по шарниру C , поднимая его до защелки 4 . При этом пусковой ток отключается, и якорь падает в исходное положение. Во время подъема шарнира C до защелки в механизме происходят следующие процессы: стержень (шатун) CB поворачивает за кривошип BO_1 вал 5 , на котором укреплены шесть рычагов. Три из них несут на своих концах шарниры B_1, B_2, B_3 , с которыми соединены шатуны B_1D_1, B_2D_2, B_3D_3 , толкающие контактные стержни b , которые и соединяют провода потребителя с источником энергии высокого напряжения, осуществляя основную функцию механизма – включение тока. Одновременно выполняется и другая функция – накапливается энергия для последующего отключения механизма. Этому служат три рычага, которые несут на концах шарниры A_1, A_2, A_3 . Эти шарниры с помощью пружин 7 соединены с неподвижной базой. В процессе включения пружины растягиваются, получая тем самым запас потенциальной энергии.

При необходимости отключить обмотку шарнир C сбрасывается с защелки 4 ручным или автоматическим способом, и пружины, поворачивая вал 5 , выдергивают стержни b из контактных гнезд.

В процессе включения силы трения в контактных гнездах и силы упругости пружин являются силами сопротивления, их должен преодолеть якорь электромагнита, силу которого и предлагается определить в первой задаче.

В процессе отключения электромагнит не участвует, движущей силой является упругость пружины, а силами сопротивления – трение в контактных гнездах.

При построении кинематической схемы механизма в пяти положениях (начиная с заданного, которому присвоить № 3) необходимо определить крайние положения № 1 и № 5, предварительно отложив по ходу пружины по $\frac{1}{2}\lambda_{\max}$ в обе стороны от среднего положения точки A .

Масштаб построения – с масштабным коэффициентом длин $\mu_l =$

= 0,001 м/мм (М 1:1). Способ определения λ_{\max} указан на схеме задания.

Построение плана скоростей следует начинать с точки A , брать длину вектора Pa на плане скоростей равной длине кривошипа O_1A . Это будет так называемое *построение в масштабе кривошипа*.

В механизме выключателя предусмотрены три винтовые пружины двух типов, отличающихся диаметрами внутренних цилиндров D_0 и диаметрами прутков d , из которых эти пружины изготовлены. Каждая пружина имеет свое число витков n .

Согласно конструкции, первая и третья пружины начинают работу совместно, им придана начальная затяжка на величину одной четверти рабочего хода, то есть $\frac{1}{4}\lambda_{\max}$. Поэтому начальная ордината характеристики пружин имеет величину, H ,

$$F_1 = 4F_1 + C_2 \left(\frac{1}{4} \right) \lambda_{\max}.$$

Вторая и третья ординаты будут вдвое и втрое больше.

Начиная с третьего положения механизма, в работу включается средняя пружина. Поэтому следующие ординаты будут вычисляться так:

$$F_4 = 4F_1 + C_2 \left(\frac{1}{4} \right) \lambda_{\max};$$

$$F_5 = 5F_1 + C_2 \left(\frac{1}{2} \right) \lambda_{\max}.$$

Характеристика сил трения в контактах замыкания (в точке D на схемах механизма) условно принята линейной, начинающейся от нуля в первом положении до

$$F_D = \frac{1}{3} F_{\max}.$$

Характеристика силы F_c , с которой магнитный шток действует на точку C механизма, строится по методу Н. Е. Жуковского с помощью планов скоростей. Этот метод формулируется так: «Если силы, уравновешенные на механизме, перенести в соответств-

ющие, «изображающие» их точки на плане скоростей, предварительно повернув их на 90° , то, принимая этот план за жесткий рычаг, шарнирно закрепленный в полюсе, мы имеем право составить уравнение равновесия, из которого любая из сил может быть выражена через остальные».

Порядок решения примера 3.2.

1. Изучить работу механизма привода высоковольтного выключателя в режиме включения и выключения.

2. Построить по заданным размерам кинематическую схему механизма в пяти положениях, начиная с заданного, которому присвоить № 3 с масштабным коэффициентом $\mu_1 = 0,001$ м/мм (в масштабе 1:1) Крайние положения № 1 и № 5 отстоят от № 3 на величину $\frac{1}{2}\lambda_{\max}$.

3. Построить 5 планов скоростей в масштабе кривошипа ведущей точки пружины ($Pa = OA$).

4. Построить механическую характеристику $F_{\text{пр}} = F_{\text{пр}}(\lambda)$ пружин возврата с учетом начальной деформации $\frac{1}{4}\lambda_{\max}$ и с учетом запаздывания средней пружины на $\frac{1}{2}\lambda_{\max}$, предварительно определив значения C_1, C_2, C_3 , Н/мм:

$$C_1 = \frac{70}{n_1}; \quad C_2 = \frac{100}{n_2}; \quad C_3 = \frac{70}{n_3},$$

где n_1, n_2, n_3 – число витков пружин.

5. Построить механическую характеристику $F_{\text{тр}} = F_{\text{тр}}(\lambda)$ сил сопротивления (силы трения в контактах), считая ее линейной, от нуля в точке № 1 до значения $\frac{1}{3}F_{\text{ПР max}}$ в точке № 5.

6. По методу Н. Е. Жуковского определить усилие на штоке (шарнир С) $F_c = F_c(\lambda)$ в каждом из пяти положений механизма и построить статическую характеристику сил на якоре привода.

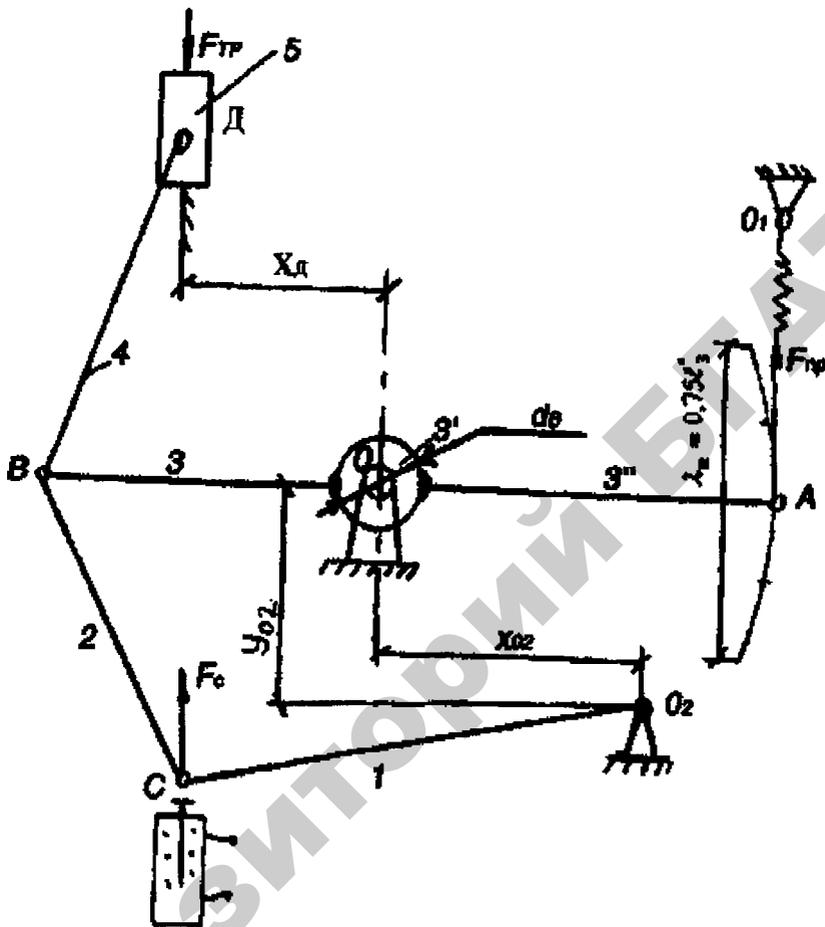


Рис. 3.29. Кинематическая схема *BBB* к примеру 3.3.2

Решение. 1. Принимаем значение масштабного коэффициента длины $\mu_l = 0,001$ м/мм (у нас на чертеже в одном миллиметре чертежа будет 0,01 метра натуральной длины звена).

2. Строим кинематическую схему *BBB* в пяти положениях, используя масштабный коэффициент длин (рис. 3.30).

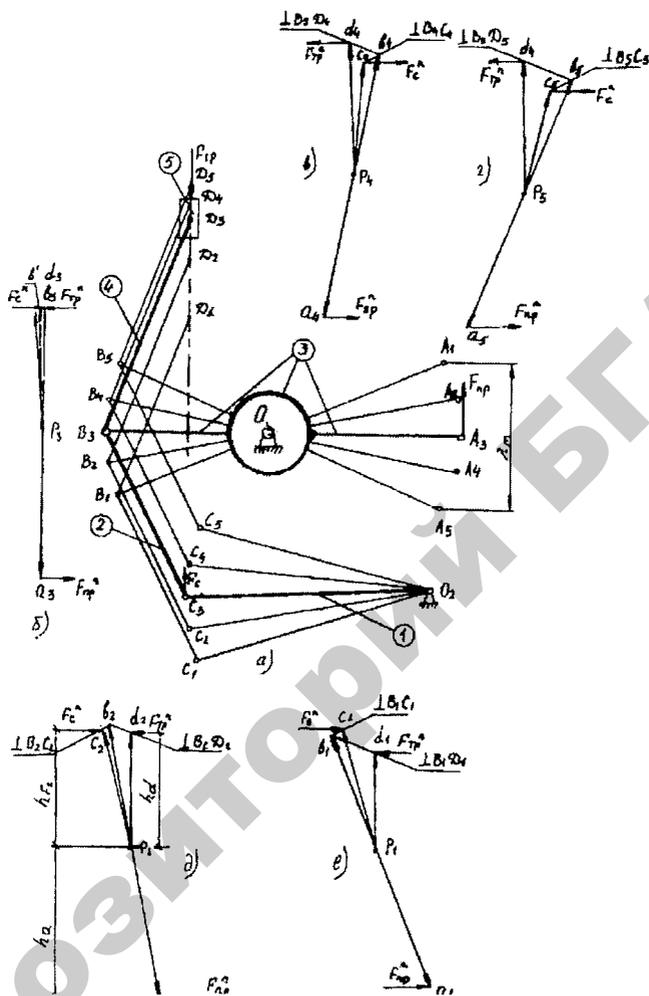


Рис. 3.30. К примеру 3.3.2

3. При построении механической характеристики пружин возврат $F_{np} = F_{np}(\lambda)$ (рис. 3.30) используются формулы:

$$F_1 = (C_1 + C_3) \cdot \frac{1}{4} \lambda_{\max}; \quad F_2 = 2F_1; \quad F_3 = 3F_1;$$

$$F_4 = 4F_1 + C_2 \cdot \frac{1}{4} \lambda_{\max}; \quad F_5 = 5F_1 + C_2 \cdot \frac{1}{4} \lambda_{\max};$$

$$C_1 = \frac{70}{n_1} = \frac{70}{21} = 3,33 \text{ Н/мм}; \quad C_2 = \frac{100}{n_2} = \frac{100}{19} = 5,26 \text{ Н/мм};$$

$$C_3 = \frac{70}{n_3} = \frac{70}{21} = 3,33 \text{ Н/мм};$$

$$F_1 = (3,33 + 3,33) \cdot \frac{1}{4} \cdot 0,75 \cdot 75 = 94 \text{ Н};$$

$$F_2 = 188 \text{ Н};$$

$$F_3 = 3 \cdot 94 = 282 \text{ Н};$$

$$F_4 = 4 \cdot 94 + 5,26 \cdot \frac{1}{4} \cdot 0,75 \cdot 75 = 449 \text{ Н};$$

$$F_5 = 5 \cdot 94 + 5,26 \cdot \frac{1}{4} \cdot 0,75 \cdot 75 = 619 \text{ Н}.$$

4. Строим механическую характеристику сил трения в контактах $F_{\text{тр}} = F_{\text{тр}}(\lambda)$ (см. рис. 3.31), считая ее линейной от нуля в точке № 1 до значения $1/3 F_{\text{пр}}$ в точке № 5.

$$F_{\text{тр}} = \frac{1}{3} F_{\text{пр}} = \frac{619}{3} = 206 \text{ Н}.$$

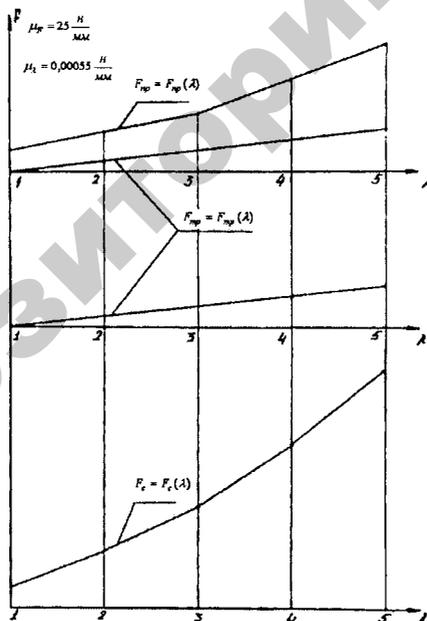


Рис. 3.31. К примеру 3.3.2

5. По методу Н. Е. Жуковского находим уравновешивающее усилие на штоке (шарнир C) $F_c = F_c(\lambda)$ (см. рис. 3.31) в каждом из пяти положений механизма:

$$F_c = \frac{F_{\text{TP}(n)} \cdot ha + F_{\text{TP}(n)} \cdot hd}{h_{\bar{F}_c}} ;$$

$$F_{c_1} = \frac{94 \cdot 33 + 0 \cdot hd}{29} = 107 \text{ Н};$$

$$F_{c_2} = \frac{188 \cdot 36 + 50 \cdot 28}{29} = 281 \text{ Н};$$

$$F_{c_3} = \frac{282 \cdot 37 + 100 \cdot 30}{28} = 479 \text{ Н};$$

$$F_{c_4} = \frac{449 \cdot 36 + 155 \cdot 32}{27} = 782 \text{ Н};$$

$$F_{c_5} = \frac{619 \cdot 36 + 206 \cdot 32,5}{25} = 1155 \text{ Н}.$$

Строим механическую характеристику сил на якоре привода (рис. 3.31).

Пример 3.3.

Для механизма привода высоковольтного выключателя (рис. 3.32) построить механические характеристики силы воздействия якоря на кривошип O_2C , силы сопротивления в контактах включающих стержней M силы отключающих пружин λ . Считать, что в процессе включения якорь преодолевает сопротивление в контактах и отключающих пружинах. Исходные данные к расчету привода выключателя (см. рис. 3.29): $x_{02} = 70$ мм; $y_{02} = 80$ мм; $X_{\text{д}} = 40$ мм; $l_1 = 140$ мм; $l_2 = 170$ мм; $l_3 = 56$ мм; $l_{3\text{rr}} = 56$ мм; $l_4 = 120$ мм; $d_6 = 35$ мм – диаметр вала; $n_1 = 1,7$; $n_2 = 17$ – число витков пружин.

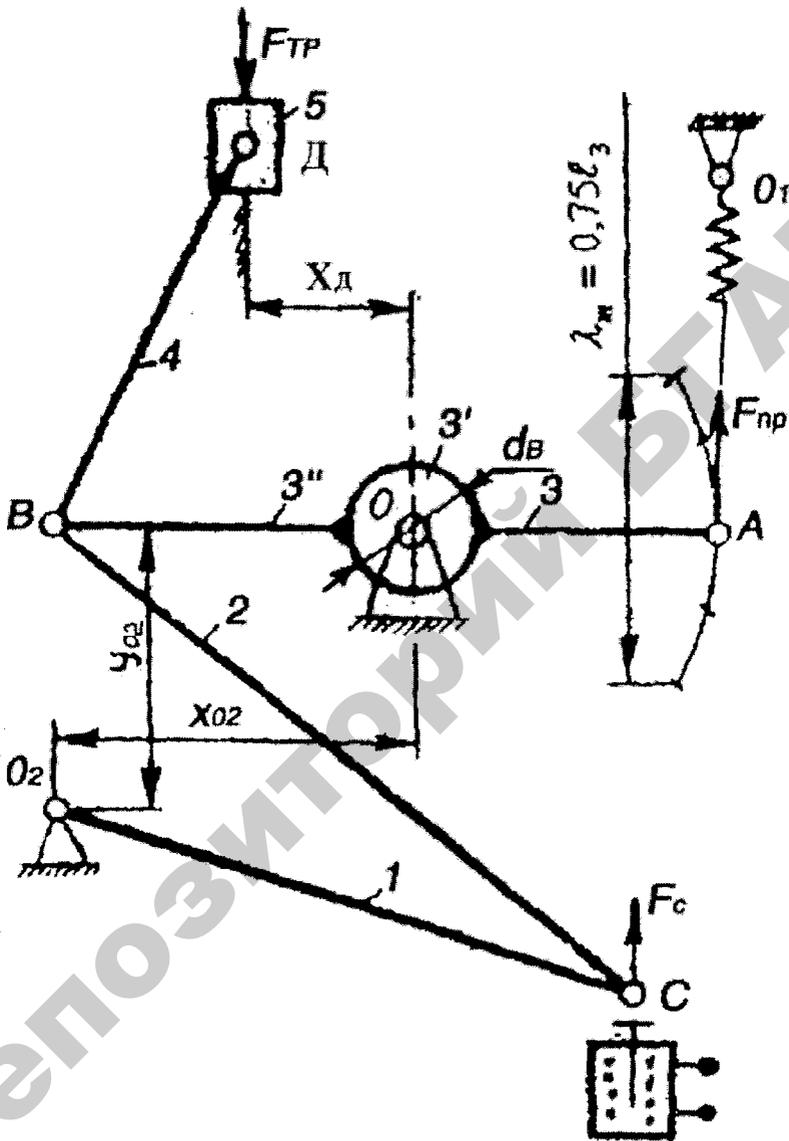


Рис. 3.32. К примеру 3.3.3

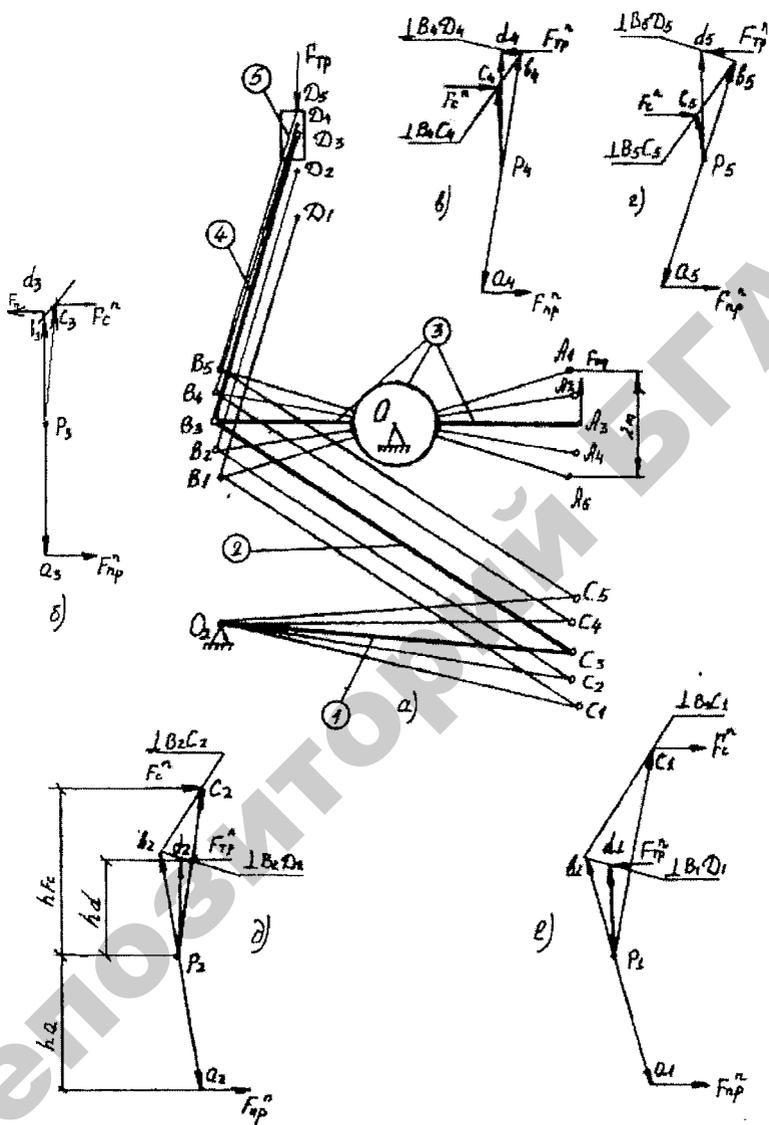


Рис. 3.33. К примеру 3.3.3

Решение.

1. При построении кинематической схемы механизма используем масштабный коэффициент $\mu_e = 0,001$ м/мм (рис. 3.33, а).

2. Строим кинематическую схему в пяти положениях (рис. 3.33, б, в, з, д, е).

3. Строим график механических характеристик пружин возврата $F_{\text{пр}} = F_{\text{пр}}(\lambda)$ (рис. 3.34):

$$F_1 = (C_1 + C_3) \cdot \frac{1}{4} \lambda_{\text{max}} ;$$

$$F_2 = 2F_1 ; F_3 = 2F_1 ;$$

$$F_4 = 4F_1 + C_2 \cdot \frac{1}{4} \lambda_{\text{max}} ;$$

$$F_5 = 5F_1 + C_2 \cdot \frac{1}{4} \lambda_{\text{max}} .$$

где жесткости пружин определяем по формулам:

$$C_1 = \frac{70}{n_1} = \frac{70}{17} = 4,12 \text{ Н/мм};$$

$$C_2 = \frac{100}{n_2} = \frac{100}{15} = 6,67 \text{ Н/мм};$$

$$C_3 = \frac{70}{n_3} = \frac{70}{17} = 4,12 \text{ Н/мм};$$

$$F_1 = (4,12 + 4,12) \cdot \frac{1}{4} \cdot 0,75 \cdot 56 = 86 \text{ Н};$$

$$F_2 = 172 \text{ Н}; F_3 = 3 \cdot 86 = 258 \text{ Н};$$

$$F_4 = 4 \cdot 86 + 6,67 \cdot \frac{1}{4} \cdot 0,75 \cdot 56 = 416 \text{ Н};$$

$$F_5 = 5 \cdot 86 + 6,67 \cdot \frac{1}{2} \cdot 0,75 \cdot 56 = 573 \text{ Н.}$$

4. Строим механическую характеристику сил трения в контактах $F_{\text{тр}} = F_{\text{тр}}(\lambda)$ (см. рис. 3.34), считая ее линейной от нуля в точке № 1 до значения $1/3 F_{\text{пр}}$ в точке № 5:

$$F_{\text{тр}} = \frac{1}{3} F_{\text{пр}} = \frac{1}{3} \cdot 573 = 110 \text{ Н.}$$

5. По методу Н. Е. Жуковского находим усилие на штоке (шарнира С) $F_c = F_c(\lambda)$ (см. рис. 3.33) в каждом из пяти положений механизма:

$$F_{c(n)} = \frac{F_{\text{пр}(n)} \cdot ha + F_{\text{тр}(n)} \cdot hd}{h_{F_{c(n)}}};$$

$$F_{c_1} = \frac{86 \cdot 26 + 0 \cdot hd}{41,5} = 54 \text{ Н;}$$

$$F_{c_2} = \frac{173 \cdot 27 + 45 \cdot 20}{33,5} = 166 \text{ Н;}$$

$$F_{c_3} = \frac{260 \cdot 26,5 + 65 \cdot 21}{23,5} = 378 \text{ Н;}$$

$$F_{c_4} = \frac{416 \cdot 27 + 85 \cdot 22,5}{14,5} = 1034 \text{ Н;}$$

$$F_{c_5} = \frac{573 \cdot 26 + 110 \cdot 22}{9} = 2121 \text{ Н.}$$

На рисунке 3.34 представлены графики.

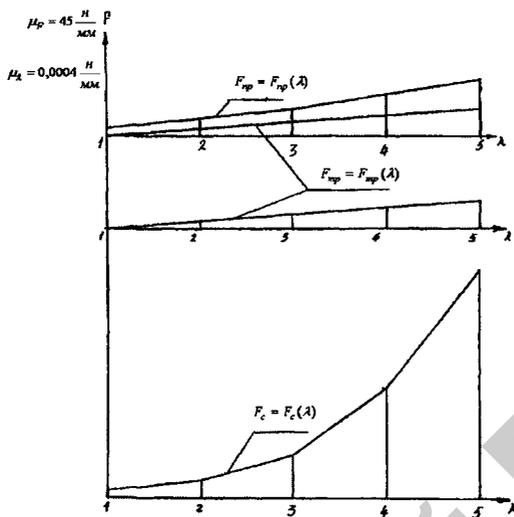


Рис. 3.34. К примеру 3.3.3

3.4. ЗАДАНИЯ К УПРАВЛЯЕМОЙ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ СТУДЕНТОВ

I уровень.

Задание 1. Для механизма привода высоковольтного выключателя по заданным параметрам: рисунки 3.35–3.39, таблицы 3.2–3.8:

1) построить кинематическую схему механизма в пяти положениях, начиная с заданного, которому присвоить № 3 в масштабе 1:1. Крайние положения № 1 и № 5 отстоят от положения № 3 на величину $\frac{1}{2}\lambda_m$;

2) построить 5 планов скоростей в масштабе кривошипа ведущей точки пружины ($Pa = OA$).

II уровень

Задание 2. По данным задания 1 для механизма *ВВВ* построить механические характеристики сил воздействия якоря на кривошип O_2C , сил сопротивления в контактах выключающих стержней, сил отключающих пружин.

Исходные данные к расчету привода выключателя (рис. 3.35–3.39, таблицы 3.2–3.6).

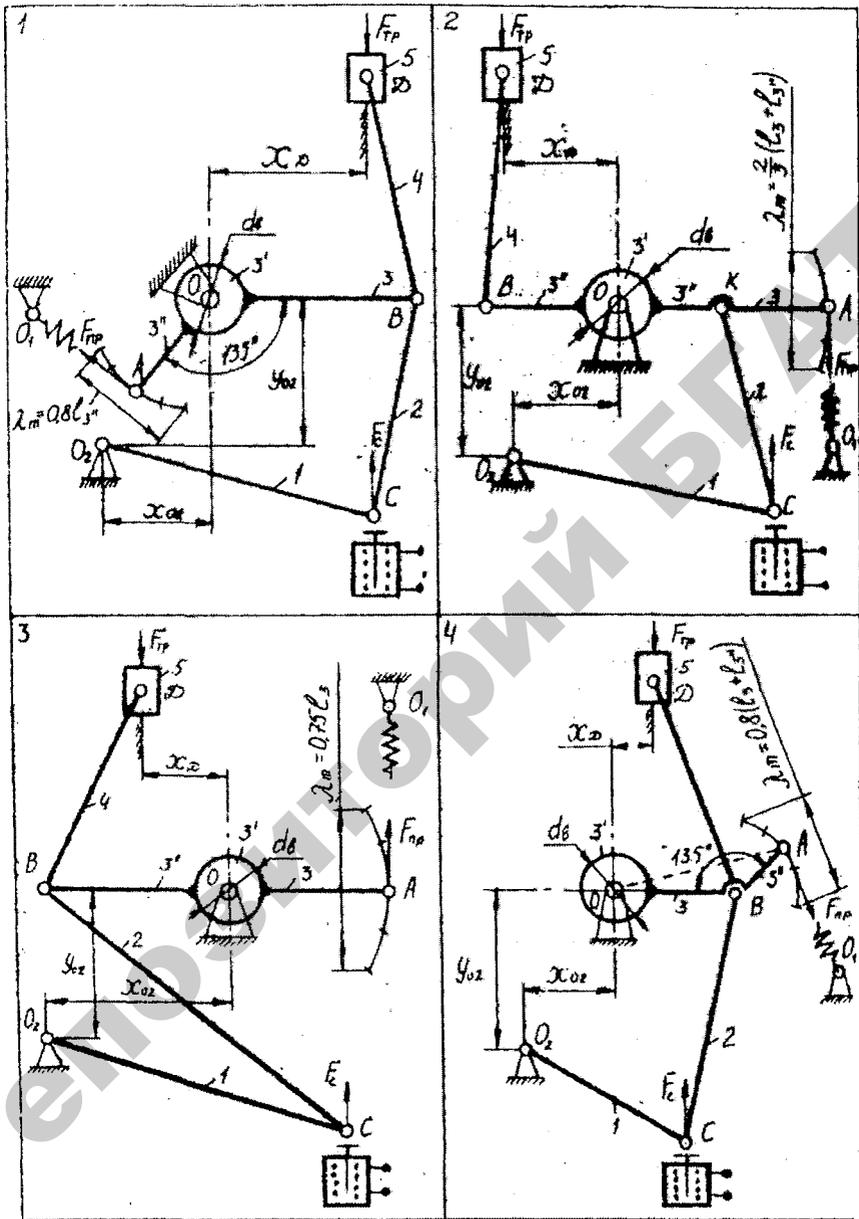


Рис. 3.35. Кинематические схемы механизмов

Таблица 3.2

Исходные данные к расчету привода выключателя (к рис. 3.35)

Варианты	Все размеры в мм								Диам., мм	Число витков пружин n		
	x_{02}	y_{02}	x_D	l_1	l_2	l_3	$l_{3гр}$	l_4		d_b	1	2
1	26	50	18	62	66	52	52	110	28	20	18	20
2	30	52	24	60	68	50	60	120	30	15	12	15
3	24	56	30	64	72	54	54	125	27	21	18	21
4	32	58	32	66	72	62	62	116	25	23	20	20
5	28	60	40	68	70	56	56	120	35	17	15	17
6	10	60	20	80	80	70	60	120	28	16	13	16
7	20	60	30	70	75	65	60	110	30	22	19	20
8	25	60	25	72	72	67	60	115	32	20	17	22
9	30	60	35	68	70	60	60	120	35	20	17	20
10	25	55	20	70	80	55	65	115	25	18	16	19

Примечание. Жесткость пружины, Н/мм, $c = \frac{C_n}{n}$; $C_{n1} = C_{n3} = 70$. $C_{n2} = 100$.

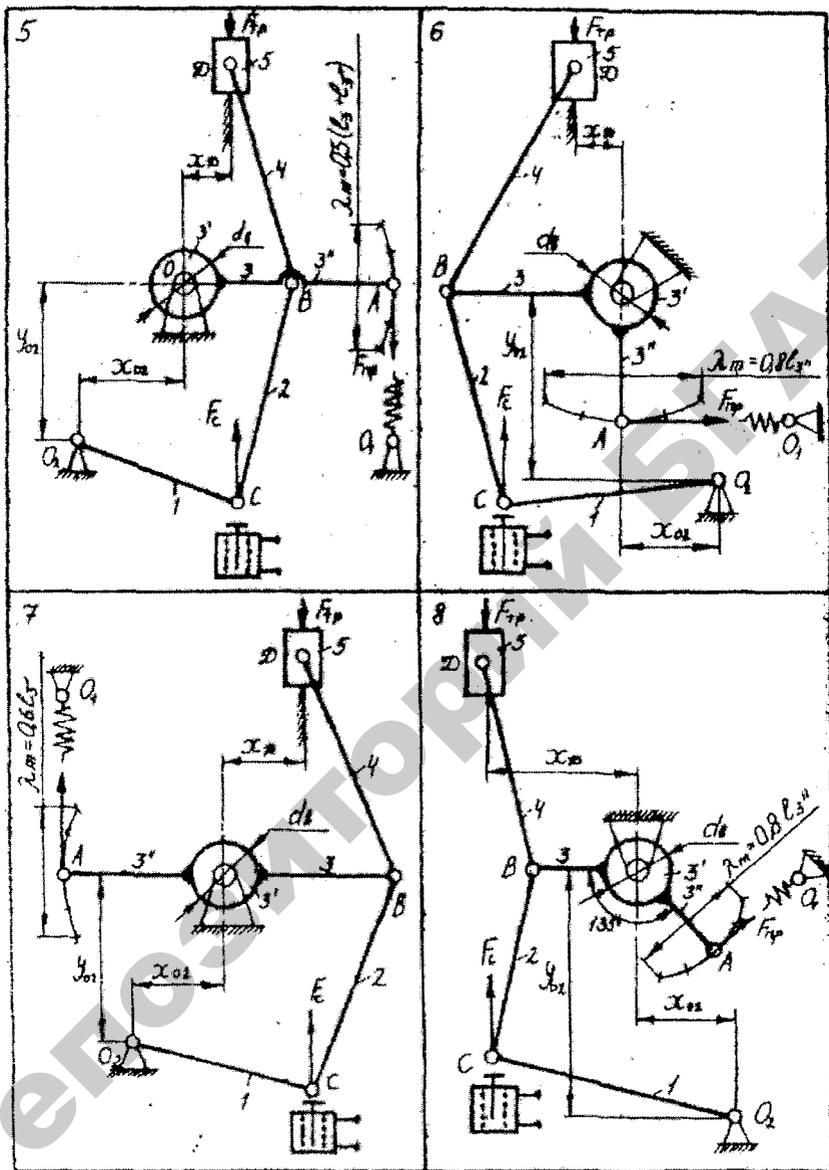


Рис. 3.36. Кинематические схемы механизмов

Таблица 3.3

Исходные данные к расчету привода выключателя (к рис. 3.36)

Варианты	Все размеры в мм									Диам., мм	Число витков пружин n		
	x_{02}	y_{02}	x_D	l_1	l_2	l_3	$l_{3гр}$	l_4	d_b		1	2	3
1	30	60	20	65	75	46	46	130	25	21	18	21	
2	20	55	20	70	75	50	50	125	25	25	20	25	
3	25	60	20	60	80	56	56	120	30	20	20	20	
4	30	65	20	90	90	48	48	115	30	22	19	22	
5	35	60	30	70	65	70	64	100	30	22	18	22	
6	40	65	32	80	70	80	68	115	32	17	20	16	
7	30	60	25	60	68	60	56	110	35	15	10	18	
8	42	65	36	84	72	84	60	120	30	16	20	20	
9	28	56	30	56	68	56	48	100	30	19	16	22	
10	35	50	35	65	65	55	52	110	32	18	17	24	

Примечание. Жесткость пружины, Н/мм, $c = \frac{C_n}{n}$; $C_{n1} = C_{n3} = 70$. $C_{n2} = 100$.

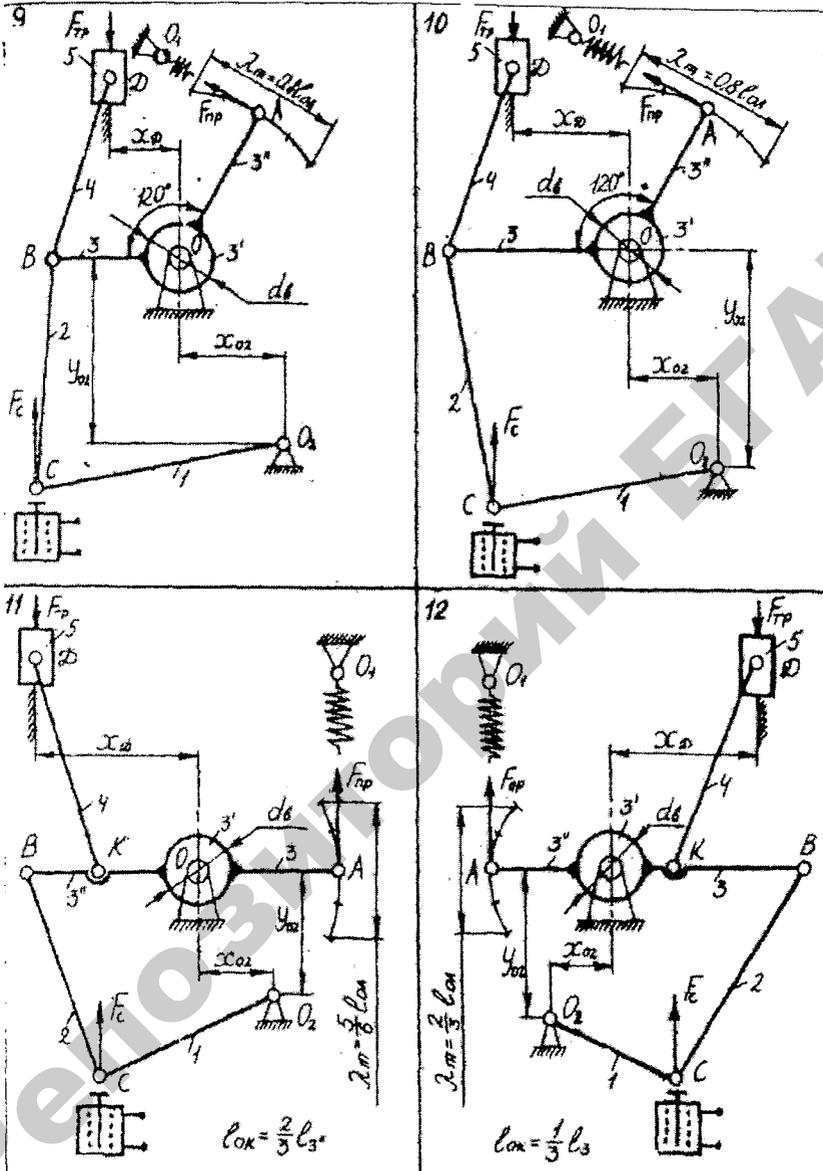


Рис. 3.37. Кинематические схемы механизмов

Таблица 3.4

Исходные данные к расчету привода выключателя (к рис. 3.37)

Варианты	Все размеры в мм								Диам., мм	Число витков пружин n		
	x_{02}	y_{02}	x_D	l_1	l_2	l_3	$l_{3гр}$	l_4		d_b	1	2
1	35	50	10	80	80	60	64	120	35	15	18	19
2	30	45	20	75	75	65	68	118	40	19	15	18
3	25	40	30	85	85	70	78	116	40	18	19	15
4	20	43	40	80	85	75	64	110	38	20	22	24
5	27	48	50	75	80	70	76	115	41	17	16	17
6	33	52	48	78	65	65	66	100	43	20	20	20
7	35	60	46	82	65	60	72	125	30	18	16	18
8	10	50	60	83	68	80	75	114	45	15	15	15
9	42	48	41	90	60	82	69	110	38	22	20	23
10	40	35	35	80	80	75	70	120	34	16	17	22

Примечание. Жесткость пружины, Н/мм, $c = \frac{C_n}{n}$; $C_{n1} = C_{n3} = 70$. $C_{n2} = 100$.

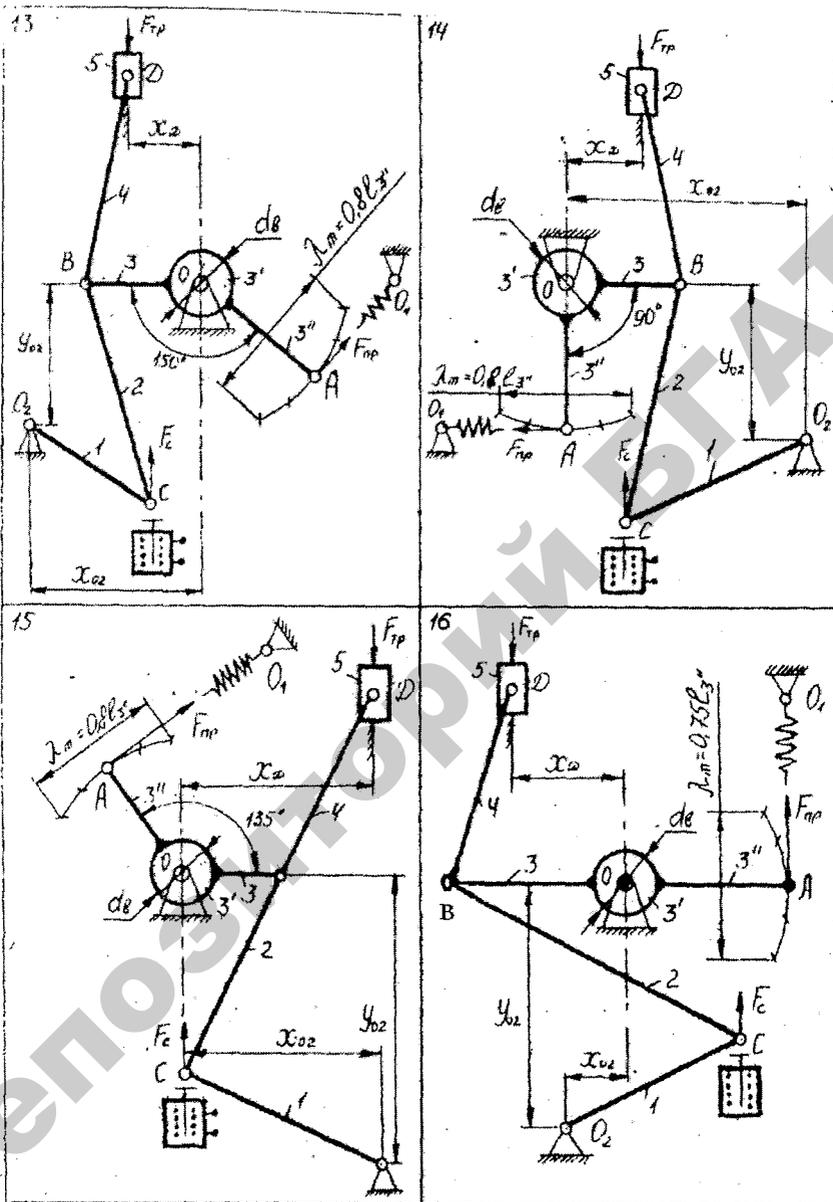


Рис. 3.38. Кинематические схемы механизмов

Таблица 3.5

Исходные данные к расчету привода выключателя (к рис. 3.38)

Ва- ри- анты	Все размеры в мм								Ди- ам., мм	Число витков пружины <i>n</i>		
	x_{02}	y_{02}	x_d	l_1	l_2	l_3	$l_{3гр}$	l_4		d_n	1	2
1	80	62	36	60	70	56	68	100	35	20	17	18
2	70	60	40	48	68	56	66	108	40	17	19	18
3	60	56	45	45	62	56	70	120	42	17	20	20
4	65	65	40	42	72	56	64	110	38	18	18	22
5	75	70	42	38	76	56	66	116	42	19	20	17
6	82	65	46	40	75	56	72	124	35	20	18	21
7	75	70	30	65	78	65	70	110	35	20	20	18
8	80	75	40	70	83	70	75	112	40	21	19	21
9	78	73	50	68	82	68	72	120	35	17	16	20
10	60	65	45	45	70	60	64	100	44	19	21	19

Примечание. Жесткость пружины, Н/мм, $c = \frac{C_n}{n}$; $C_{n1} = C_{n3} = 70$. $C_{n2} = 100$.

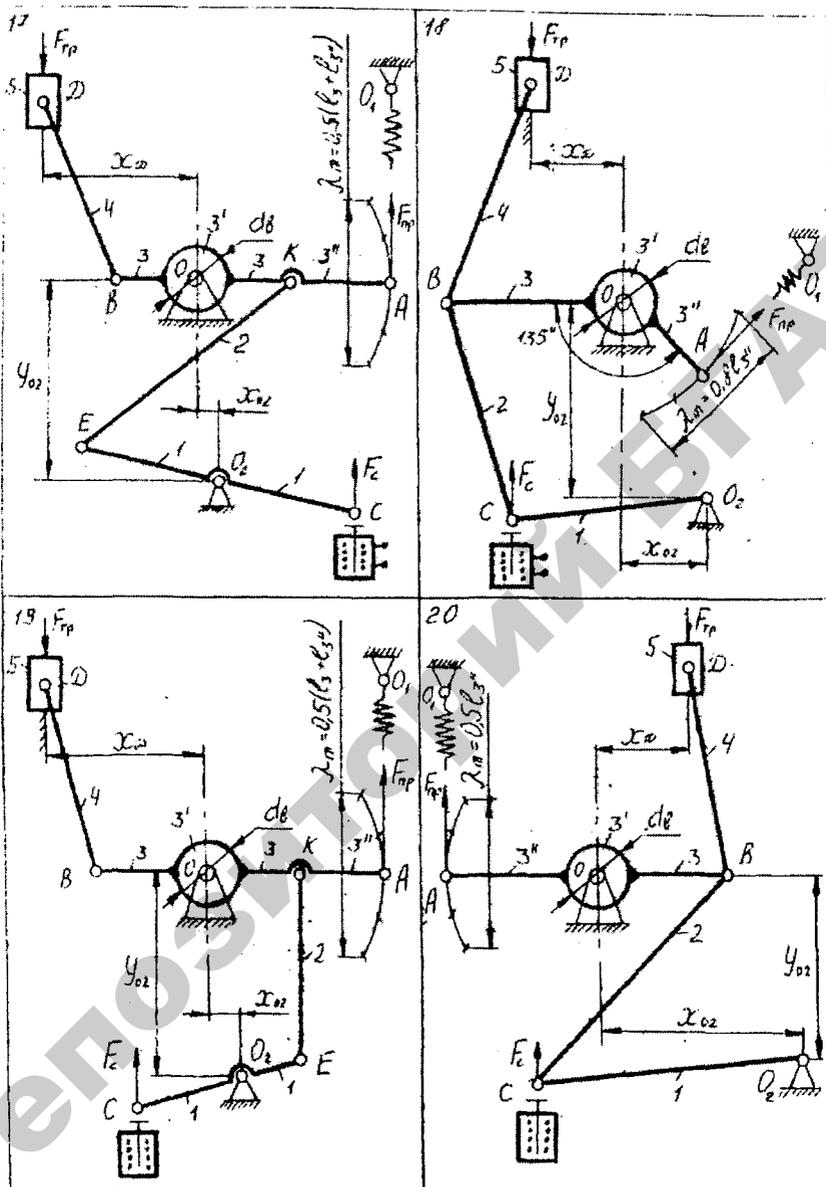


Рис. 3.39. Кинематические схемы механизмов

Таблица 3.6

Исходные данные к расчету привода выключателя (к рис. 3.39)

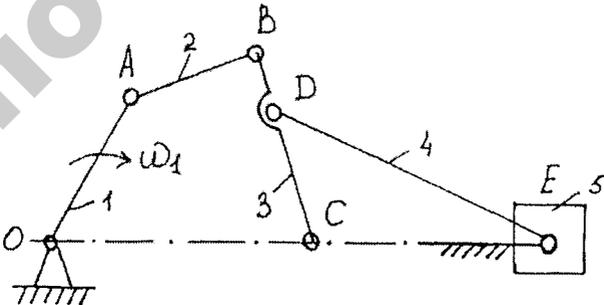
Варианты	Все размеры в мм								Диам., мм	Число витков пружин n		
	X_{02}	y_{02}	x_d		X_{02}	y_{02}	x_d			X_{02}	y_{02}	x_d
1	60	100	80	50	120	40	60	110	35	24	20	24
2	50	100	80	60	120	40	50	120	30	20	24	20
3	45	90	70	50	100	30	50	123	28	27	25	27
4	50	95	70	60	95	35	60	115	25	25	27	25
5	46	80	10	55	90	30	50	112	30	21	21	22
6	40	75	20	58	85	30	48	114	35	18	20	18
7	44	74	30	53	84	30	46	118	38	19	19	22
8	42	70	40	56	80	30	52	110	40	20	20	22
9	40	76	50	62	86	30	54	115	30	22	22	18
10	55	85	60	65	90	35	45	125	35	20	20	19

Примечание. Жесткость пружины, Н/мм, $c = \frac{C_n}{n}$; $C_{n1} = C_{n3} = 70$. $C_{n2} = 100$.

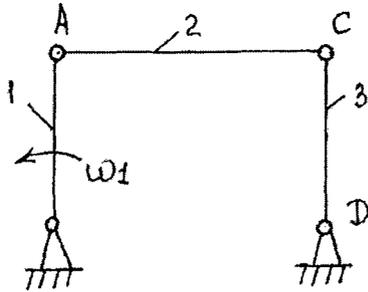
3.5. ПРИМЕРЫ КОНТРОЛЬНЫХ ЗАДАНИЙ ДЛЯ ПРОВЕРКИ РЕЗУЛЬТАТОВ ОБУЧЕНИЯ

I уровень

Задача 1. Определить степень подвижности механизма.



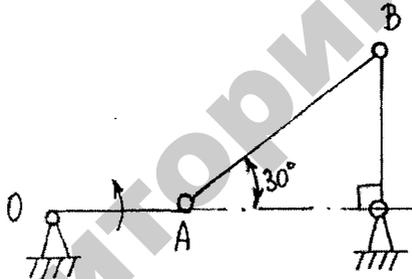
Задача 2. Построить план скоростей для шарнирного четырехзвенника.



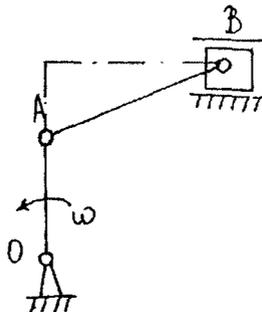
Задача 3. Определить модуль зацепления, если для прямозубой цилиндрической передачи $a = 200$ мм, $z_1 = 20$, передаточное число $u = 4$.

II уровень

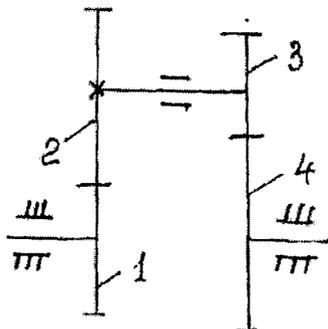
Задача 4. Определить скорость точки B шарнирного четырехзвенника, если $\omega = 5$ с⁻¹, $l_{OA} = 0,2$ м.



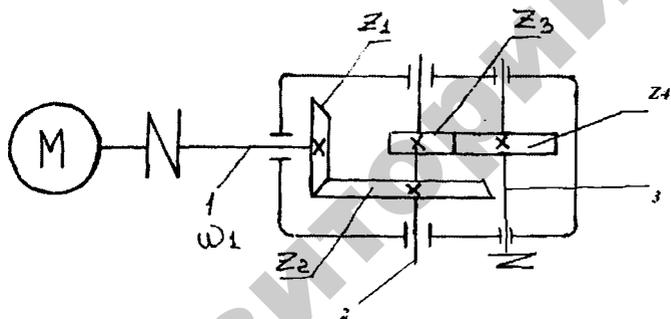
Задача 5. Определить угловую скорость ω кривошипа OA , если $V_B = 2$ м/с, а $l_{OA} = 0,1$ м.



Задача 6. Определить передаточное отношение u_{13} , если числа зубьев колес соответственно равны $z_1 = 20$; $z_2 = 40$; $z_3 = 20$; $z_4 = 60$.



Задача 7. Редуктор состоит из конической и цилиндрической зубчатых передач. С числом зубьев $z_1 = 20$; $z_2 = 40$; $z_3 = 21$; $z_4 = 63$. Вал 1 вращается с угловой скоростью $\omega_1 = 40 \text{ с}^{-1}$. Определить угловую скорость вала 3.



МОДУЛЬ 4

ОСНОВЫ РАСЧЕТА И КОНСТРУИРОВАНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Изучив модуль, студенты должны

знать: критерии работоспособности, надежности и расчета деталей машин; материалы, применяемые для изготовления деталей машин; конструкцию передач с гибкой связью, зубчатых цилиндрических, конических и червячных; валов, подшипников качения, соединений и муфт;

уметь: проводить расчеты кинематический и энергетический приводной станции; расчеты на прочность механических передач, валов, соединений, муфт; проводить лабораторные эксперименты по определению параметров зацепления; по исследованию работы сварных соединений; конструировать механические передачи, валы, опоры валов, соединения деталей машин, объединив их в соответствии с функциональным назначением механизма и техническими условиями.

4.1. НАУЧНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ СОДЕРЖАНИЕ МОДУЛЯ

4.1.1. Словарь основных понятий

Баббиты — высококачественные, хорошо прирабатывающиеся антифрикционные сплавы меди с мягкими металлами (оловом, свинцом, кальцием).

Безотказность — свойство объекта непрерывно сохранять работоспособное состояние в течение некоторого времени или наработки.

Выносливость — способность материала выдерживать многократные переменные напряжения без разрушения.

Детали машин — это составные части машин.

Допуск размера – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами.

Жидкостная смазка – трение между слоями смазочной жидкости, находящейся между трущимися поверхностями в результате гидродинамического или гидростатического эффекта.

Золотое правило механики – что выигрывается в силе, теряется в скорости, и наоборот.

Износостойкость – способность контактирующих деталей при их относительном перемещении сопротивляться изменению формы и размеров рабочих поверхностей вследствие их изнашивания в процессе трения.

Износ шарниров, приводящий к удлинению цепи и неправильному ее зацеплению со звездочкой – основной критерий работоспособности для большинства цепей.

Изделие – любой предмет или набор предметов производства, подлежащих изготовлению на предприятиях.

Конструирование – это творческий процесс создания оптимального варианта машины в документах (главным образом в чертежах) на основе теоретических расчетов, конструкторского, технологического и эксплуатационного опыта.

Критерии работоспособности – причины отказа отдельных деталей передач, соединений и т. п.

Контактная прочность рабочих поверхностей зубьев колес – основной критерий работоспособности и расчета зубчатых и червячных передач.

Латуни – сплавы меди с цинком. Характеризуются высоким сопротивлением коррозии, электропроводностью, хорошей технологичностью, применяются для изготовления арматуры, труб, гильз патронов.

Муфты приводов – устройства, соединяющие валы совместно работающих агрегатов и передающие вращающий момент.

Надежность – это свойство объекта выполнять в течение заданного времени (или заданной наработки) свои функции, сохраняя в заданных пределах эксплуатационные показатели. Надежность изделий обуславливается их безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью.

Передачи – устройства, служащие для передачи энергии механического движения на расстояние и преобразования его параметров.

Передаточное число – отношение числа зубьев колеса к числу зубьев шестерни.

Посадка – характер соединения деталей. Различают посадки с зазором, переходные или с натягом.

Подшипник – опора вала или оси.

Проектирование – процесс создания нового изделия.

Прочность – способность детали выдерживать приложенные нагрузки без разрушения.

Работоспособность – состояние изделия (привода, узла, детали, машины), при котором оно способно нормально выполнять заданные функции в соответствии с параметрами, установленными нормативно-технической документацией.

Редуктор – устройство, служащее для уменьшения частоты вращения и соответствующего увеличения вращающего момента.

Резьбовые соединения – соединения деталей с помощью резьбы.

Ременная передача – механизм, состоящий из ведущего и ведомого шкивов и надетого на них ремня.

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии-изготовителе сборочными операциями (свинчиванием, с натягом, клепкой, сваркой, пайкой и др.).

Стандартизацией называется установление обязательных норм, параметров, технических и качественных характеристик, которыми должны отвечать изделия.

Стали – сплав железа с углеродом до 0,5 %, обладают высокой прочностью, способностью к легированию, термической и химико-термической обработке.

Узел – изделие, представляющее собой законченную сборочную единицу, состоящую из ряда деталей, имеющих общее функциональное назначение (подшипник качения, муфта, редуктор и т. п.).

Фрикционные передачи – механизмы, в которых движение передается силами трения.

Цепная передача – механизм, состоящий из ведущей и ведомой звездочек и охватывающей их цепи.

Чугун – сплавы железа с углеродом, содержание которого более 2,2 %.

Червячная передача относится к передачам с непосредствен-

ным контактом зубьев червячного колеса и витков червяка, когда оси валов перекрещиваются.

Шпоночное соединение служит для передачи вращающего момента от вала к ступице зубчатого колеса, шкива, звездочки цепной передачи.

Энергетические машины – это устройства, предназначенные для преобразования энергии любого вида (электрической, паровой, тепловой и т. п.) в механическую.

4.1.2. Примерные планы лекций

Лекция 1

Детали машин общего назначения и их классификация. Детали машин общего назначения и их классификация. Критерии работоспособности и расчета деталей машин. Материалы, применяемые для изготовления деталей машин.

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

Лекция 2

Ременные передачи. Общие сведения. Основные типы и материалы ремней. Усилия в ременных передачах. Критерии работоспособности ременных передач. Расчет ременных передач на прочность.

Лекция 3

Цепные передачи. Общие сведения, геометрия и кинематика цепных передач. Конструкция цепей. Оценка износостойкости и долговечности цепных передач. Расчет цепных передач на прочность.

Зубчатые передачи. Цилиндрические зубчатые передачи. Основы расчета на контактную прочность.

Лекция 4

Усилия в зацеплении цилиндрических колес. Расчет зубьев цилиндрических колес на изгиб. Конические зубчатые передачи. Усилия в зацеплении конических зубчатых передач. Особенности расчета на прочность конических зубчатых передач.

Лекция 5

Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес. Допускаемые напряжения на контактную прочность и на выносливость по изгибу.

Червячные передачи. Материалы, применяемые для изготовления червяков и червячных колес. Усилия в зацеплении червячных передач. Расчет на прочность червячных передач.

Лекция 6

Валы и оси. Классификация и конструктивные особенности валов. Расчет валов на прочность.

Опоры валов и осей. Подшипники качения. Классификация подшипников качения и их маркировка. Расчет (подбор) подшипников.

Лекция 7

Соединения деталей машин. Общие сведения. Виды сварных соединений. Расчет сварных соединений. Общая характеристика шпоночных соединений. Расчет шпоночных соединений.

Муфты. Назначение муфт. Основные типы муфт.

4.1.3. Основной теоретический материал

Детали машин общего назначения и их классификация

По назначению детали машин можно условно разделить на группы:

- детали соединений (болты, винты, шпонки);
- детали передач (шестерни, звездочки, шкивы, валы, муфты, подшипники и др.);
- детали для установки сборочных единиц (картеры, корпуса, станины);
- детали смазочных, защитных и предохранительных устройств (сальники, защитные шайбы и др.).

Критерии работоспособности, надежности и расчета деталей машин

Работоспособность – состояние детали, при котором она способна выполнить заданные функции с параметрами, установленными

ми нормативно-технической документацией. Основные критерии работоспособности деталей машин: прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость.

Прочность – способность детали сопротивляться разрушению или возникновению пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок. Прочность – главный критерий работоспособности для большинства деталей машин.

Жесткость – способность детали сопротивляться упругим деформациям, т. е. изменению формы и размеров под действием нагрузок.

Износостойкость – сопротивление трущихся деталей изнашиванию. Износ приводит к уменьшению прочности деталей, увеличиваются зазоры в подшипниках, в зубчатых зацеплениях, что вызывает дополнительные динамические нагрузки в соединениях. Из-за износа выходит из строя 80...90 % деталей подвижных соединений деталей машин.

Теплостойкость – способность конструкции сохранять работоспособность в пределах заданных температур, в течение заданного срока службы. Перегрев деталей во время работы уменьшает их прочность и жесткость, повышает износ деталей или вызывает их заедание.

Соблюдение перечисленных критериев работоспособности обеспечивает надежность конструкций в течение заданного срока службы.

Надежность – свойство детали или машины в целом выполнять заданные функции с сохранением эксплуатационных показателей в течение требуемого промежутка времени.

В соответствии с указанными критериями работоспособности производят расчеты деталей машин, которые основываются на методах сопротивления материалов. Используют два вида расчетов: проектировочный и поверочный.

Проектировочный расчет выполняют в процессе разработки конструкции детали с целью определения требуемых размеров. Иногда размеры деталей принимают конструктивно или руководствуясь практическими рекомендациями.

Расчетные напряжения или основные размеры деталей определяют из условий прочности:

$$\sigma_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma_p] \text{ — растяжения (сжатия);}$$

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A} \leq [\sigma_{см}] \text{ — смятия;}$$

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A} \leq [\tau_{ср}] \text{ — среза;}$$

$$\sigma_u = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma_u] \text{ — изгиба;}$$

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau_{кр}] \text{ — кручения;}$$

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q}{\rho_{пр}} \cdot \frac{E_{пр}}{2\pi(1-\mu)^2}} \leq [\sigma_H] \text{ — из условия контактной прочности}$$

(формула Герца),

где F — силы, вызывающие растяжение (сжатие), смятие, срез;

M — изгибающий момент;

T — крутящий момент;

A — площадь растяжения (сжатия), среза, смятия;

W_x, W_p — моменты сопротивления сечения при изгибе и кручении;

q — удельная нагрузка, приходящаяся на длину контактных линий;

$E_{пр}$ — приведенный модуль упругости контактируемых тел;

μ — коэффициент Пуассона;

$\rho_{пр}$ — приведенный радиус кривизны контактируемых тел.

В случае сложного напряженного состояния расчет ведут по эквивалентному напряжению, принимаемому на основании одной из теорий прочности. При совместном действии изгиба и кручения для пластичных материалов рассчитывают эквивалентные напряжения:

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_u^2 + 4\tau_{кр}^2} \leq [\sigma].$$

Материалы, применяемые для изготовления деталей машин

Стали. Сталь углеродистую обыкновенного качества марок Ст 0...Ст 6 применяют для термически необработанных деталей – это крепежные и неотчетственные детали, работающие при малых нагрузках.

В обозначении марок буквы *Ст* – сталь, цифры от 0 до 6 – условный номер марки, в зависимости от химического состава и механических свойств.

Сталь углеродистая качественная конструкционная марок 10, 20, 30, 40, 45 и др. применяется для изготовления деталей, подвергаемых термообработке. В обозначении марок первое двузначное число показывает среднее содержание углерода в сотых долях процентов.

Сталь легированную конструкционную применяют для ответственных деталей машин, где наряду с высокой прочностью требуется компактность или небольшая масса. В зависимости от химического состава и свойств стали делят на такие категории: качественная, высококачественная, особо высококачественная. Например, хромомарганцевокремниевая сталь имеет обозначения 30ХТС, где первые две цифры означают среднее содержание углерода в сотых долях процента, буквы за цифрами – обозначение легирующего элемента (Х – хром, Г – марганец, С – кремний). Отсутствие цифр после букв означает, что в марке стали содержится в среднем 1,0 % этого легирующего элемента.

Чугуны. Серый чугун (СЧ) – основной литейный машиностроительный материал. Стандартные марки чугунов: СЧ 10, СЧ 15, СЧ 35. Высокопрочный чугун (ВЧ) применяют как заменитель стали и серого чугуна. В условном обозначении марок чугунов цифры показывают минимальное значение предела прочности при растяжении σ_b в н/мм. Например, СЧ 20 – серый чугун с $\sigma_b = 200$ н/мм².

Бронзы – сплавы меди с оловом, свинцом, алюминием, железом и другими металлами. Обладают высокими антифрикционными качествами. Бронзы разделяют по содержанию в них основного легирующего элемента на оловянные БР01Ф1, алюминиевые БрА9ЖЗЛ, свинцовые БрС30 и др.

Обозначения марки бронзы: буквы БР – бронза, затем буква, указывающая легирующий элемент и число, выражающее содержание этого элемента в процентах. Например, БрО10Ф1 – бронза с содержанием олова (буква О) 10 % и фосфора (буква Ф) 1 %, ос-

тальное – медь. Стоимость этой бронзы превышает стоимость стали 45 в среднем в 10 раз.

Выбор материалов осуществляется в соответствии с требованиями к машинам и их деталям. Правильно выбранный материал в значительной мере определяет качество детали и машины в целом, ее надежность и долговечность.

Механические передачи.

Кинематические и энергетические параметры передач

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

На рисунках 4.1–4.4 обозначены цифрами: 1 – двигатель, 4 – муфта соединительная, которая соединяет концы двух валов и передает вращающий момент с одного вала на другой без изменения его значения и направления; 2 – передача с гибкой связью (на рис. 4.1 и 4.4 – цепная, на рис. 4.3 – клиноременная, рис. 4.2 – плоскоременная). Под номером 3 изображен редуктор, который включает в себя одну из передач зацеплением, на рисунках 4.1 и 4.3 – цилиндрическую, на рисунке 4.2 – коническую, на рисунке 4.4 – червячную передачи.

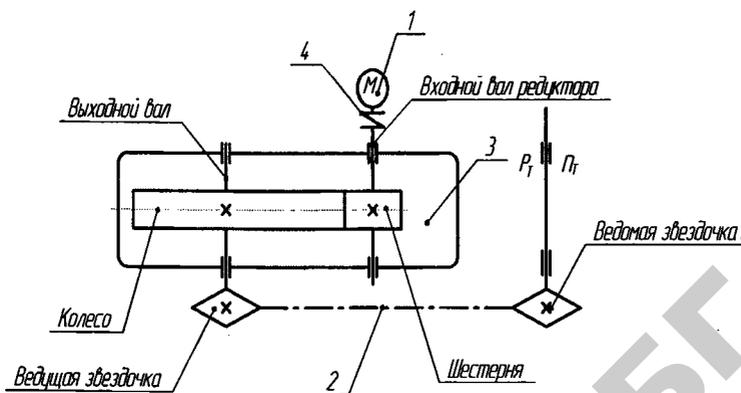


Рис. 4.1. Кинематическая схема привода с цилиндрическим одноступенчатым горизонтальным редуктором и цепной передачей

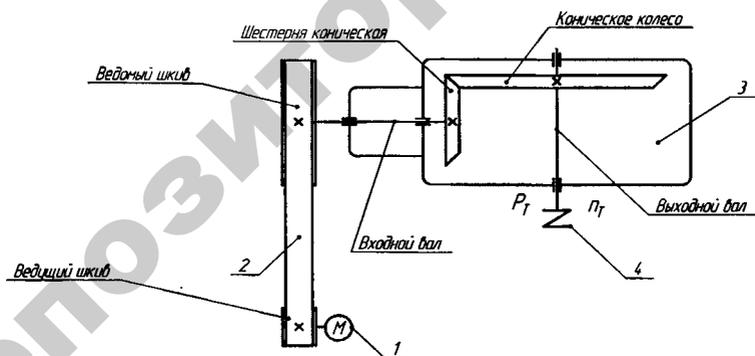


Рис. 4.2. Кинематическая схема привода с коническим редуктором

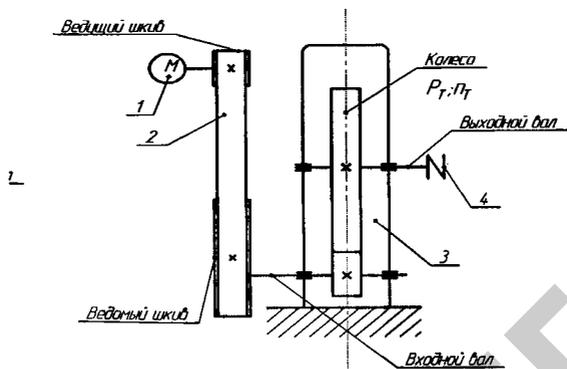


Рис. 4.3. Кинематическая схема привода с вертикальным цилиндрическим редуктором и ременной передачей

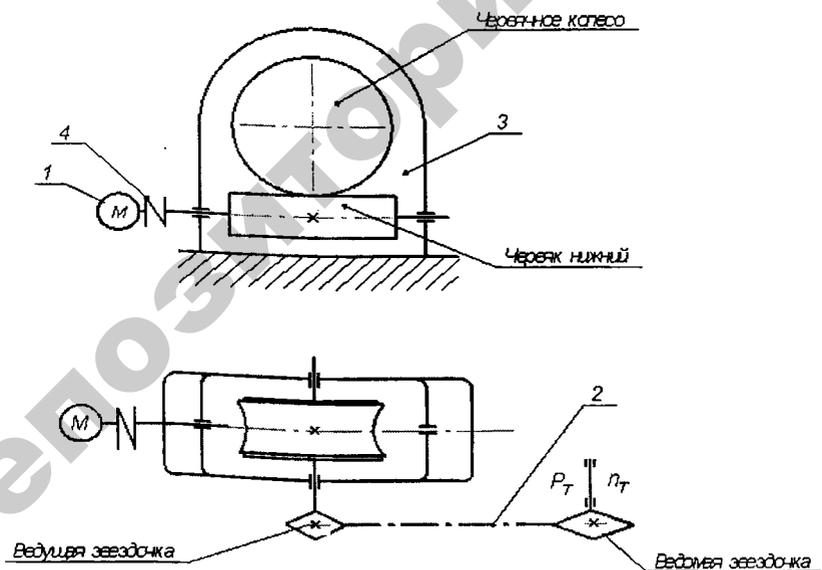


Рис. 4.4. Кинематическая схема привода с червячным редуктором и цепной передачей

Кинематический и энергетический расчеты электромеханической приводной станции

В каждой передаче различают два основных элемента – ведущий (входной) и ведомый (выходной). Передача, состоящая только из ведущего и ведомого звеньев, называется одноступенчатой. На рисунке 4.1 под номером 3 изображен горизонтальный цилиндрический одноступенчатый редуктор; на рисунке 4.3 – вертикальный цилиндрический одноступенчатый редуктор; на рисунке 4.2 – конический одноступенчатый редуктор; на рисунке 4.4 – червячный (тоже одноступенчатый) редуктор с нижним расположением червяка (бывают и с верхним расположением). Параметрам ведущего элемента при проведении расчетов присваивают индекс 1, а ведомого – 2.

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

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

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

Мощность, передаваемую телом вращения, определяют по зависимости:

$$P = F_t V,$$

где F_t – окружная сила, т. е. сила, направленная по касательной к траектории точки ее приложения; V – окружная скорость, то есть линейная скорость точек вращающегося тела диаметром d , отстоящих от оси вращения на $d/2$.

Вращающий момент T , передаваемый телом вращения, связан с окружной силой F_t и передаваемой мощностью P зависимостями:

$$T = \frac{P}{\omega}, \text{ или } T = \frac{1}{2} F_t d, \text{ или } T = 9950 \frac{P}{n} \text{ Н} \cdot \text{м},$$

где P – мощность, кВт;

n – частота вращения, мин⁻¹;

ω – угловая скорость, с⁻¹.

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

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

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

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

Из формулы видно, что коэффициент полезного действия всей машины будет меньше самого низкого коэффициента полезного действия отдельного механизма.

Момент вращения ведущего вала T_1 является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент ведомого вала T_2 – момент силы сопротивления, его направление противоположно направлению вращения вала. Для определения выше перечисленных параметров, по заданным выходным характеристикам P_T – мощности на технологическом валу и n_T – частоте вращения технологического вала, проводят кинематический и энергетический расчеты приводной станции.

Кинематический и энергетический расчеты приводной станции проводят в такой последовательности.

Сначала определяют требуемую мощность электродвигателя:

$$P_{\text{треб}} = \frac{P_T}{\eta_{\text{общ}}},$$

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

η_1 – КПД передачи редуктора;

η_2 – КПД передачи с гибкой связью (с учетом потерь в подшипниках). КПД соединительной муфты можно принять равным единице, считая, что потери мощности в муфте незначительны.

Далее определяют требуемую частоту вращения вала электродвигателя.

Можно утверждать, что передаточное число приводной станции

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

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

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

где $u_{\text{ред}}$ – передаточное число редуктора;

$u_{\text{гибкой связи}}$ – передаточное число цепной или ременной передач.

Затем выбирают электродвигатель по мощности, ближайшей большей к рассчитанному значению $P_{\text{трэб}}$. Для приводных станций, включающих одноступенчатые редукторы (кроме червячного), следует ориентироваться на применение электродвигателя с синхронной частотой вращения $n_{\text{элд}} \approx 1500 \text{ мин}^{-1}$.

Затем уточняют передаточное число привода:

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

Полученное значение $u_{\text{прив}}$ далее следует разбить по ступеням.

Передаточные числа $u_{\text{ред}}$ можно не согласовывать со стандартными значениями (в учебных целях), так как мы проектируем редуктор специального назначения. Затем определяют частоту или значения угловых скоростей валов привода. Потом рассчитывают мощность на валах привода и вращающие моменты на валах редуктора. Заканчивают кинематический и энергетический расчеты привода ориентировочным расчетом валов редуктора. Определяют диаметр вала из расчета только на кручение:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вх}}}{0,2 [\tau_{\text{кр}}]}},$$

где $[\tau_{\text{кр}}]$ – пониженное допускаемое напряжение на кручение для материала вала, принимают $[\tau_{\text{кр}}] = 15 \dots 25 \text{ МПа}$.

Ременные передачи

Общие сведения

Ременная передача состоит из ведущего и ведомого шкивов, расположенных на некотором расстоянии друг от друга и соединенных ремнем (или ремнями), надетым на шкивы с предварительным натяжением. Вращение ведущего шкива преобразуется во вращение ведомого благодаря трению между ремнем и шкивами. По форме поперечного сечения ремня различают плоскоременные (рис. 4.5, б), клиноременные (рис. 4.5, в), поликлиновые (рис. 4.5, з), круглые приводные ремни (рис. 4.5, д).

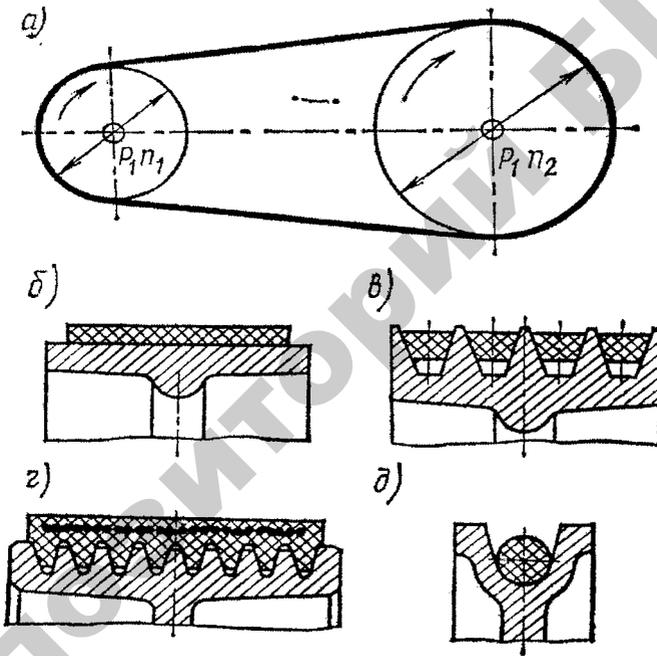


Рис. 4.5. Виды ременных передач

К достоинствам ременных передач можно отнести большее, по сравнению с другими видами передач, расстояние между валами, плавность в работе, способность выдерживать перегрузки и при больших перегрузках пробуксовывать, бесшумность, малую стоимость.

Недостатки ременных передач: значительные габариты, непостоянство передаточного отношения из-за проскальзывания ремня, повышенное давление на валы и подшипники.

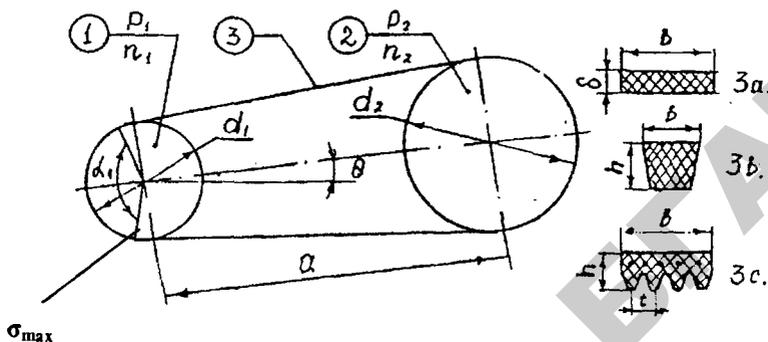


Рис. 4.6. Геометрия ременной передачи: 1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – ремень; 3а – плоский ремень; 3в – клиновой; 3с – поликлиновой

Рассматривая геометрию ременной передачи (рис. 4.6), выделяют:

- d_1 – диаметр малого (ведущего) шкива;
- d_2 – диаметр ведомого шкива;
- α_1 – угол обхвата ремнем малого шкива;
- a – межосевое расстояние;
- θ – угол между ветвями ремня.

Основные типы и материалы ремней

Плоские ремни имеют в сечении форму прямоугольника, чем тоньше ремень, тем он гибче. Прорезиненные ремни – самые распространенные плоские ремни, они состоят из слоев хлопчатобумажной ткани – бельтинга, связанных вулканизированной резиной (рис. 4.7).

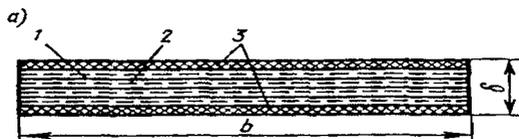


Рис. 4.7. Конструкция плоских ремней

Эти ремни имеют высокую нагрузочную способность, удовлетворительную долговечность и не боятся сырости, но на них действуют разрушающе минеральные масла, бензин и щелочи. Материалом для изготовления плоских ремней служат также кожа, хлопчатобумажная и шерстяная ткани.

Клиновые ремни в сечении представляют собой трапецию. Рабочими поверхностями клинового ремня являются боковые стороны и, благодаря клиновому взаимодействию со шкивами, характеризуются повышенным сцеплением с ними, и, следовательно, повышенной тяговой способностью.

Клиновые ремни для приводов сельскохозяйственных машин стандартизованы ГОСТ 10286–75, изготавливают их двух конструкций: кордтканевые – состоят из нескольких слоев текстильной кордткани и резинового слоя (рис. 4.7); кордошнуровые – вместо кордткани предусматривается слой кордшнура (рис. 4.8).

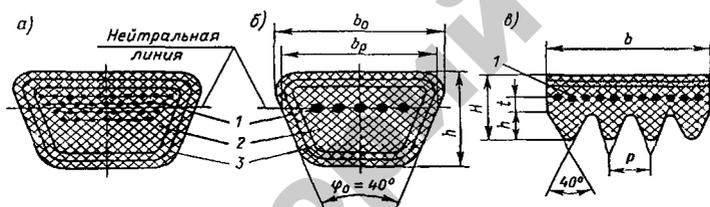


Рис. 4.8. Конструкция клиновых ремней

Клиновые ремни изготавливают с различными размерами сечений: *О*; *А*; *Б*; *В*; *Г*; *Д* и *Е* (ремень сечения «*О*» имеет наименьшую площадь поперечного сечения).

Поликлиновые ремни (рис. 4.8, *в*) сочетают достоинства плоских ремней – гибкость и клиновых – повышенную сцепляемость со шкивами.

Усилия в ременных передачах

Сила натяжения ведущей ветви ремня F_1 , сбегаящей с ведомого шкива 2 во время работы передачи, больше силы натяжения ведомой ветви его F_2 , набегающей на ведомый шкив 2. Из распределения сил в поперечных сечениях ремня следует, что на ведущем шкиве 1 сила натяжения постепенно уменьшается, а на ведомом 2 – увеличивается. Разные натяжения ведущей и ведомой ветвей ремня вызывает упругое

скольжение ремня на шкивах. Окружные скорости ведущего v_1 и ведомого v_2 шкивов, м/с, определяют по формулам:

$$v_1 = \pi n_1 d_1 / 60 \cdot 10^3; v_2 = \pi n_2 d_2 / 60 \cdot 10^3,$$

где n_i – частота вращения, об/мин; d_1 и d_2 – диаметры шкивов, мм.

Вследствие упругого скольжения ремня на ведущем шкиве окружная скорость v_1 больше окружной скорости на ведомом v_2 :

$$v_2 = (1 - \varepsilon) v_1,$$

где $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$ – коэффициент упругого скольжения.

Окружная сила на шкивах определяется передаваемой нагрузкой:

$$F_t = 2T_1 / d_1,$$

где T_1 – расчетный вращающий момент, Н·мм; d_1 – диаметр шкива, мм.

Окружная сила (сила тяги) равна разности натяжений ветвей ремня:

$$F_t = F_1 - F_2.$$

Для нормальной работы ремень предварительно натягивают с силой:

$$F_0 = \sigma_0 \cdot A,$$

где σ_0 – нормальное напряжение от предварительного натяжения ремня; A – площадь поперечного сечения ремня плоскоременной передачи или площадь поперечного сечения всех ремней клиноременной передачи. Предварительное напряжение в ремне принимают для плоских стандартных ремней $\sigma_0 = 2$ МПа; для клиновых стандартных ремней $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5$ МПа; для полиамидных ремней $\sigma_0 = 3 \dots 4$ МПа.

С ростом F_0 нагрузочная способность передачи увеличивается. Сумма натяжений ведущей F_1 и ведомой F_2 ветвей ремня:

$$F_1 + F_2 = 2F_0.$$

Наибольшие напряжения возникают в ведущей ветви, в точке набегания ремня на шкив (рис. 4.6):

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_{\text{ц}},$$

где $\sigma_1 = F_1/A$ – нормальное напряжение растяжения в ремне от действия силы F_1 ;

$\sigma_u = E\delta/d_1$ – напряжение в ремне от изгиба на дуге обхвата шкива;

$E = 200...600$ МПа; δ – толщина ремня;

$\sigma_u = \frac{F_u}{A}$ – напряжение от центробежной силы;

$F_u = \rho AV^2$ – центробежная сила, Н;

ρ – плотность материала ремня, кг/м³.

Передаточное число ременной передачи из-за неизбежного упругого проскальзывания ремня относительно шкивов:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)},$$

где $\varepsilon = 0,01...0,02$ – коэффициент упругого проскальзывания.

Критерии работоспособности ременных передач

Основными критериями работоспособности ременных передач являются:

тяговая способность – надежность сцепления ремня со шкивами (возможность передавать требуемую нагрузку без буксования) и *долговечность ремня*, которая определяется, в основном, его сопротивлением усталости.

Расчет по тяговой способности является основным, он обеспечивает требуемую прочность ремней и характеризуется кривыми скольжения.

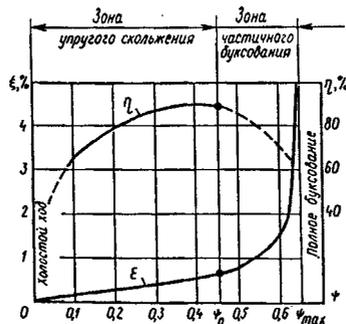


Рис. 4.10. Кривые скольжения

Графики строят следующим образом: по оси ординат откладывают относительное скольжение ε (в процентах) и КПД передачи η (в процентах), а по оси абсцисс – коэффициент тяги передачи, который представляет собой относительную нагрузку передачи:

$$\varphi = \frac{F_t}{2F_0}.$$

С ростом нагрузки упругое скольжение ремня увеличивается, при этом увеличивается КПД передачи. Эта закономерность наблюдается до φ_k – так называемого критического значения коэффициента тяги, соответствующего наибольшей нагрузке на ремень. С увеличением нагрузки ремень проскальзывает, резко падает КПД. При $\varphi = \varphi_{\max}$ наступает полное буксование ремня. Наиболее выгодная тяговая способность ремня соответствует критическому значению коэффициента тяги φ_k .

Коэффициент тяги φ показывает, какая часть предварительного натяжения ремня F_0 используется для передачи окружной силы F_t . Экспериментально установлено, что для плоских ремней $\varphi_k = 0,4 \dots 0,6$, для клиновых – $\varphi_k = 0,7 \dots 0,9$.

Если известно напряжение от предварительного натяжения ремня σ_0 и коэффициент тяги φ , можно определить полезное напряжение σ_t от передаваемой полезной нагрузки F_t :

$$\sigma_{F_t} = \frac{F_t}{A} = \frac{2\varphi_k \cdot F_0}{A} = 2\varphi_k \cdot \sigma_0,$$

где A – площадь поперечного сечения ремня.

Допускаемое полезное напряжение для проектируемой передачи:

$$[\sigma]_{F_t} = 2 \cdot \varphi_k \cdot \sigma_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_\theta \cdot C_p,$$

где φ_k – критическое значение коэффициента тяги; C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на малом шкиве; C_v – скоростной коэффициент, C_θ – коэффициент расположения передач; C_p – учитывает режим работы.

Значения перечисленных коэффициентов принимают по таблицам справочной литературы.

Расчет ременных передач на прочность

Проектирование ременных передач начинают с выбора материала для назначенного типа передачи (плоскоремной, клиноремной или с поликлиновым ремнем).

Выбирают тип и материал ремня в зависимости от условий работы передачи. Для среднескоростных передач наибольшее применение имеют резинотканевые ремни (ГОСТ 23831–79), состоящие из нескольких слоев хлопчатобумажной ткани-бельтинга, связанных вулканизированной резиной. Для быстроходных и сверхбыстроходных передач применяют синтетические бесконечные ремни. Ремни из капроновой ткани рекомендуется применять в сверхбыстроходных передачах. Прорезиненные ремни с кордошнуровым несущим слоем рекомендуется применять как для среднескоростных передач, так и для быстроходных при $v \leq 40$ м/с.

Затем рассчитывают геометрические параметры передачи: диаметр d_1 ведущего шкива, мм, по формуле:

$$d_1 \geq (65 \dots 150) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}},$$

где P_1 – мощность на ведущем шкиве;
диаметр ведомого шкива, мм:

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

где $u = n_1/n_2$ – передаточное отношение ременной передачи;

n_2 – частота вращения ведомого шкива;

ε – коэффициент скольжения ремня, принимается $\varepsilon = 0,01 - 0,02$.

Рассчитанные диаметры шкивов согласовывают с ГОСТом. После выбора стандартных значений d_1 и d_2 определяют действительную частоту вращения ведомого шкива n_2 , фактическое передаточное число: $u = d_2/d_1$.

Определяют предварительное межосевое расстояние:

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

где коэффициент 1,5 принимают для быстроходных, а коэффициент 2 – для среднескоростных передач.

Затем рассчитывают длину ремня:

$$l_p = 2a + \pi \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}.$$

Полученное значение длины так же согласовывают со стандартом.
Уточняют межосевое расстояние:

$$a = 0,125 \left\{ 2l_p - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l_p - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2} \right\}.$$

Затем определяют угол обхвата малого шкива:

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

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

Далее считают скорость ремня, м/с:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{10^3 \cdot 60}.$$

Для плоских ремней назначают толщину ремня $\delta \leq 0,02d_1$. Для клиноременной передачи назначают сечение ремня. Размеры клинового ремня (для назначенного сечения) определяют по таблицам стандартов.

Для плоскоремненных передач определяют ширину ремня B (согласовывают со стандартом), а для клиноременных – число ремней z . Проверка ремня на долговечность сводится к расчету числа пробегов ремня в секунду по условию:

$$U_L = \frac{V \cdot 10^3}{l_p} \leq [U_L],$$

где $[U_L]$ – допусаемое число пробегов ремня в секунду.

Цепные передачи

Общие сведения. Кинематика и геометрия

Цепная передача относится к передачам зацепления с гибкой связью (цепью).

Передача состоит из ведущей 1 и ведомой 2 звездочек и охватывающей их цепи (рис. 4.11). Принцип зацепления устраняет проскальзывание и буксование при работе передачи.

Достоинства цепной передачи: возможность передачи мощности на большие расстояния (до 8 м); меньшие, чем у ременных передач габариты; отсутствие скольжения; высокий КПД (0,95–0,97 у закрытых и 0,9–0,93 у открытых); малая нагрузка на валы; возможность легкой замены цепи.

Недостатки: изменение шага вследствие износа шарниров требует более высокой точности установки валов, чем для ременных передач; необходимость применения картеров.

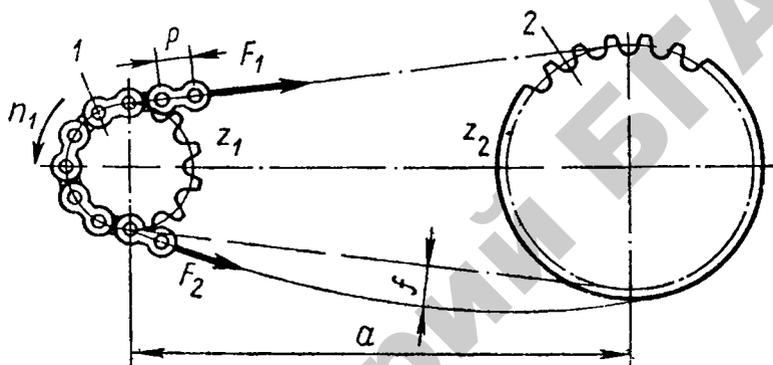


Рис. 4.11. Цепная передача

По назначению цепи делят на:

- грузовые, служащие для подвески, подъема и опускания грузов;
- тяговые, служащие для перемещения грузов в транспортных машинах;
- приводные, служащие для передачи энергии.

Приводные цепи стандартизированы. Их делают на специальных заводах. Роликовые, втулочные, зубчатые и крючковые цепи применяют в качестве приводных. Основной геометрической характеристикой цепи является *шаг цепи*. Основная силовая характеристика – разрушающая нагрузка, устанавливаемая опытным путем. Применяют втулочно-роликовые цепи при скоростях не более 15 м/с, зубчатые – не более 30 м/с.

Предаваемая мощность P – от долей кВт до 100 кВт; скорости – не более 25–30 м/с.

Средняя скорость цепи, м/с:

$$v = \frac{z \cdot n \cdot t}{60}$$

Передачное число u (обычно ≤ 7):

$$u = n_1 / n_2 = z_2 / z_1.$$

Минимально допустимое число зубьев в звездочках:

$z_1 = 7$ – для втулочно-роликовых цепей; $z_1 = 13$ – для зубчатых цепей.

Оптимальное расстояние между осями звездочек, мм:

$$a = (30 \dots 50) \cdot t.$$

Шаг цепи t – основной параметр цепных передач.

Конструкция цепей

Роликовая цепь (рис. 4.12.) состоит из чередующихся наружных A и внутренних B звеньев. Каждое звено выполнено из двух пластин (1 и 2 соответственно). Пластины, образующие наружное звено, напрессованы на валик 3, а образующие внутреннее звено – на втулку 4, вращающуюся на валике.

Втулка и валик образуют шарнир. На втулку свободно надет ролик 5. Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который, перекатываясь по зубу звездочки без скольжения, уменьшает его износ. Кроме того, ролик выравнивает сосредоточенное давление зуба на втулку и тем самым также уменьшает его износ.

Втулочные цепи отличаются от рассмотренных отсутствием ролика, что увеличивает изнашивание цепи и звездочек.

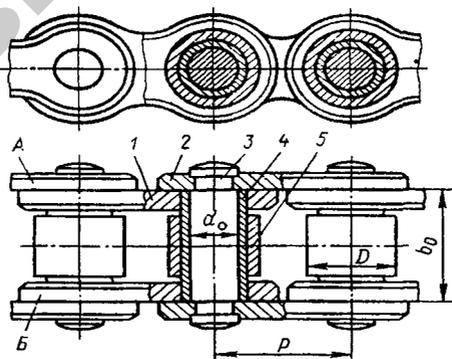


Рис. 4.12. Конструкция цепей

Пластины изготавливают из холоднокатаной ленты из сталей марок 45, 50, 40Х, 40ХН, 30ХН3А. Оси, втулки, вкладыши – из цементуемых сталей марок 15, 20, 15Х, 20Х, 20ХН3А и др.

Оценка износостойкости и долговечности цепных передач

Критерии работоспособности и расчета цепных передач:

1. Износ шарниров – основной критерий работоспособности для большинства цепей, приводящий к удлинению цепи и неправильному ее зацеплению со звездочкой.

2. Усталостное разрушение пластин по проушинам – основной критерий для быстроходных тяжело нагруженных цепей.

3. Проворачивание осей и втулок в пластинах в местах запрессовки.

4. Выкрашивание и раскалывание роликов.

5. Износ зубьев звездочек.

Расчет цепных передач на прочность

В основе расчета – формула для определения удельного давления в шарнирах:

$$p = \frac{F_t \cdot K_3}{A} \leq [p],$$

где p – давление в шарнирах;

F_t – окружная сила;

A – проекция опорной поверхности шарнира;

$[p]$ – допустимое давление в шарнирах;

K_3 – коэффициент эксплуатации.

По заданным мощности P (или вращающему моменту T), числу оборотов n (или угловой скорости ω), передаточному числу цепной передачи u определяют:

1) рекомендуемое число зубьев ведущей звездочки $Z_1 = 29 - 2u$, принимают целое нечетное число;

число зубьев ведомой звездочки $Z_2 = Z_1 \cdot u \leq 120$;

2) для заданных в задании условий работы цепной передачи определяют значение допускаемого давления $[p_{cp}]$ по таблицам справочника;

3) рассчитывают коэффициент эксплуатации K_3 ;

4) определяют шаг цепи, мм:

$$t = 69,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K_3}{z_1 \cdot n_1 \cdot m [p_{cp}]}} \quad t = 69,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_{1,K_3}}{z_1 \cdot n_1 \cdot m [p_{cp}]}}$$

где m – число рядов цепи;

K_3 – коэффициент эксплуатации.

По таблицам стандартов по рассчитанному значению шага t выбирают цепь со стандартным шагом;

5) определяют скорость цепи, м/с:

$$V = \frac{z \cdot n \cdot t}{60};$$

6) проверяют удельное давление в шарнирах стандартной цепи:

$$P = \frac{F_t \cdot K_3}{A} \leq [P];$$

7) назначают межосевое расстояние цепной передачи:

$$a = (30 \dots 50)t;$$

8) определяют число звеньев цепи:

$$Z_{ц} = \frac{2a}{P_t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{[(Z_1 + Z_2)/2\pi]^2 \cdot t}{a};$$

9) определяют число ударов в шарнирах цепи и сравнивают с допускаемым значением:

$$u_l = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot z_{ц}} \leq [u_l];$$

где допускаемое значение $[u_l] = \frac{580}{t}$;

10. Определяют нагрузку на вал от цепной передачи, Н:

$$F_{ц} = \left[\frac{P_1 \cdot 6 \cdot 10^4}{Z_1 \cdot n_1 \cdot t} + (1 \dots 6) \cdot 9,8 \cdot a \cdot q_1 \cdot 10^{-3} \right].$$

Зубчатые передачи

Цилиндрические зубчатые передачи

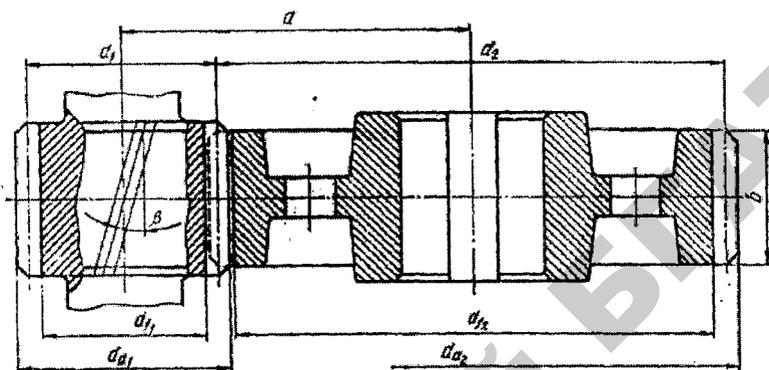


Рис. 4.13. Цилиндрическая зубчатая передача

Основные достоинства зубчатых цилиндрических передач:° постоянство передаточного числа и возможность реализации его в широких пределах, компактность по сравнению с фрикционными и ременными передачами, высокий коэффициент полезного действия (до 0,98), долговечность и надежность в работе, простота операций при нарезании зубьев и экономичность изготовления зубчатых колес.

Недостатки: шум при работе, особенно при высоких скоростях; невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа; необходимость высокой точности изготовления и монтажа; незащищенность от перегрузок; наличие вибраций, которые возникают в результате неточного изготовления и неточной сборки передач.

Основы расчета на контактную прочность

Основным критерием работоспособности большинства зубчатых передач является контактная прочность зубьев. Исследованиями установлено, что наименьшей контактной выносливостью обладает околополюсная зона рабочих поверхностей зубьев. Расчет зубьев на контактную прочность принято выполнять при контакте зубьев в полкусе зацепления (рис. 4.14).

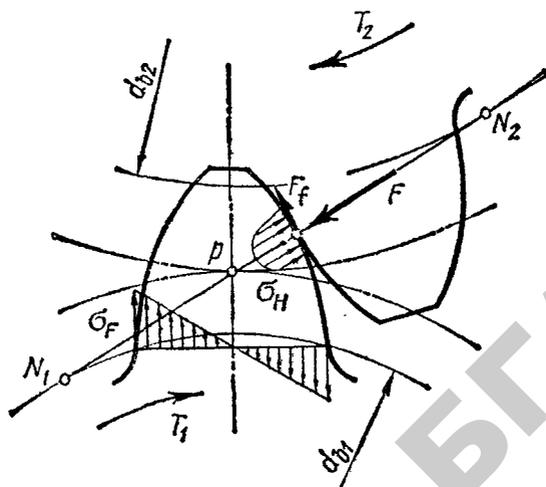


Рис. 4.14. К расчету на контактную прочность

Расчет на контактную (усталостную) прочность проводят по формуле Герца («HERZ» – немецкий), откуда индекс «Н»:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{q \cdot E_{np}}{\rho_{np} 2\pi(1-\mu^2)}} \leq [\sigma_H],$$

где σ_H – расчетное контактное напряжение;

$[\sigma_H]$ – допускаемое контактное напряжение для материала зубчатых колес;

q – нагрузка на единицу длины контактных линий;

$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}$ – приведенный радиус кривизны, так как зубья рас-

сматривают как цилиндры с радиусами кривизны ρ_1 и ρ_2 ;

E_{np} – приведенный модуль упругости для материала зубчатых шестерни и колеса (учитывает механические свойства материала);

μ – модуль продольной упругости, также учитывает свойства материала.

Ниже приведена методика расчета зубчатых передач, базирующаяся на рекомендации ГОСТ 21354–87, но с некоторыми упрощениями, не нарушающими сути упомянутого стандарта и обеспечивающими достаточную точность инженерных расчетов. После про-

ведения большого ряда преобразований получают формулу для проверочных расчетов на контактную прочность рабочих поверхностей зубьев.

Расчетное контактное напряжение, МПа:

$$\sigma_H = \frac{\cos^2 \beta}{a_w u} \sqrt{\frac{P_2 \cdot 10^9 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu} \cdot K_{HA} \cdot (u \pm 1)}{B_w n_2}},$$

где β – угол наклона зуба;

P_2 – мощность на колесе рассчитываемой передачи, Вт;

a_w – межосевое расстояние, мм;

u – передаточное число рассчитываемой передачи;

B_w – ширина поля зацепления, мм;

n_2 – частота вращения вала колеса, мин⁻¹;

$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$ – коэффициент нагрузки,

где K_{HA} – коэффициент внешней динамичности, зависит от режима работы передачи;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$K_{H\beta}$ – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба;

$K_{H\nu}$ – коэффициент внутренней динамичности, учитывает динамическую нагрузку, возникающую между зубьями из-за ошибок изготовления и монтажа.

Приведенная формула удобна для проведения проверочных расчетов, когда все параметры передачи уже известны.

Для проектировочных расчетов формулу преобразовывают и рассчитывают при известном допускаемом напряжении $[\sigma_H]$ или межосевое расстояние передачи a_w , или диаметр делительной окружности шестерни d_1 , или ширину поля зацепления B_w .

Формула для определения межосевого расстояния из условия, удовлетворяющего контактной выносливости:

$$a_w \geq (u \pm 1) \cdot \cos^2 \beta \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot P_2 \cdot 10^9}{\psi_{ba} \cdot n_2 \cdot u^2 \cdot [\sigma_H]^2}},$$

где ψ_{ba} – коэффициент ширины венца зуба относительно межосевого расстояния. Его рассчитывают по формуле:

$$0,125 \leq \psi_{ac} = \frac{b_w}{u+1} \leq \frac{2,5}{u+1},$$

а затем выбирают из рекомендуемого ряда в зависимости от твердости зубьев и расположения колес относительно опор;

$[\sigma_H]$ – допускаемое напряжение на контактную выносливость для материала зубчатых колес.

Усилия в зацеплении цилиндрических передач

Усилия в зацеплении цилиндрических передач определяют в полюсе зацепления P (рис. 4.15).

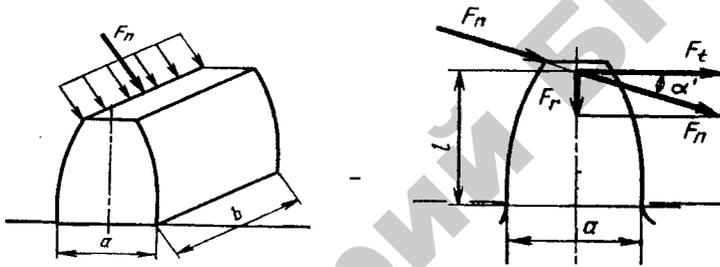


Рис. 4.15. Усилия в зацеплении цилиндрических передач

Шестерня передает крутящий момент, который создает распределенную по контактным линиям зуба колеса нагрузку.

Эту нагрузку заменяют равнодействующей силой F_n , направленной по линии зацепления и прикладывают в полюсе зацепления P .

В зацеплении цилиндрических колес с прямым зубом нормальную силу F_n раскладывают на окружную силу F_t и радиальную F_r . Окружную силу, H , определяют по формуле:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2};$$

радиальную – $F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha$,

где T_2 – крутящий момент на валу колеса, Н·мм;

d_2 – диаметр делительной окружности колеса, мм;

$\operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} 20 = 0,364$ (тангенс угла зацепления).

В зацеплении цилиндрических колес с косым зубом за счет наклона зубьев под углом β дополнительно возникает осевое усилие $F_a = F_t \cdot \tan \beta$.

Окружную силу определяют по формуле: $F_t = \frac{2T_2}{d_2}$, а радиаль-

ную – $F_r = \frac{F_t \tan \alpha}{\cos \beta}$.

Расчет зубьев цилиндрических колес на изгиб

При выводе расчетной формулы считают, что вся нагрузка F_n передается одной парой зубьев (рис. 4.16.), которая приложена к вершине зуба и направлена по нормали к его профилю; зуб рассматривают как консольную балку прямоугольного сечения, что позволяет рассчитывать его методами сопротивления материалов. Распределенную по ширине B_w венца зуба нагрузку заменяют сосредоточенной силой F_n , которую переносят по линии действия на ось зуба и раскладывают на две составляющие: изгибающую зуб $F_t' = F_n \cos \alpha'$ и сжимающую $F_r' = F_n \sin \alpha'$, где угол α' – угол направления нормальной силы F_n . Он несколько больше угла зацепления α_w .

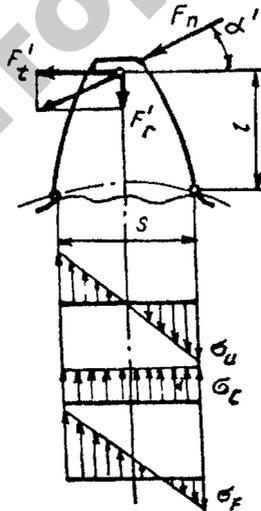


Рис. 4.16. К расчету зубьев цилиндрических колес на изгиб

У основания зуба возникают напряжения изгиба:

$$\sigma_F = \left(\frac{F'_t \cdot l}{W} - \frac{F'_r}{A} \right) K_T,$$

где K_T – коэффициент концентрации напряжений;

$$W = \frac{b_2 S^2}{6} \text{ – осевой момент сопротивления опасного сечения зуба;}$$

$$A = b_2 \cdot S \text{ – площадь опасного сечения.}$$

После проведения преобразований получаем формулу для проверочного расчета зубчатой цилиндрической передачи по напряжениям изгиба:

$$\sigma_F = Y_F \frac{F_t}{B_2 \cdot m} K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\alpha} \leq [\sigma_F],$$

где $[\sigma_F]$ – допускаемое напряжение на изгиб;

B_2 – ширина колеса;

m – модуль зацепления;

$K_{F\beta}$ – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине зуба;

K_{Fv} – коэффициент динамической нагрузки;

$K_{F\alpha}$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями;

Y_F – коэффициент формы зуба, он зависит от приведенного числа зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3 \beta} \text{ и определяется по таблицам в справочной литературе.}$$

Особенности расчета

на прочность конических зубчатых передач

Конические зубчатые передачи применяют, если по условиям компоновки механизма необходимо передать движение между валами, оси которых пересекаются под углом 90° , одно из конических колес, как правило, располагается консольно (рис. 4.17).

Опытным путем установлено, что нагрузочная способность конической передачи ниже, чем цилиндрической. Основные критерии расчета конических зубчатых передач аналогичны критериям расчета цилиндрических – это контактная прочность и прочность на изгиб.

Усилия в зацеплении конических зубчатых передач

В зацеплении конической зубчатой передачи с *прямым* зубом действуют:

окружная сила на среднем диаметре, Н:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{P_2}{V} \quad \text{или} \quad F_{t1} = F_{t1} = \frac{2T}{d_m},$$

где окружная скорость, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000};$$

осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе, Н:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1, \quad \alpha = 20^\circ;$$

радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе, Н:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1.$$

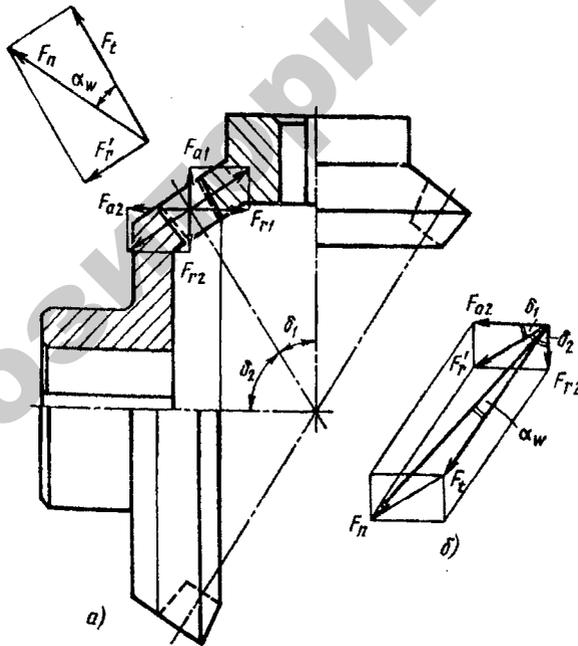


Рис. 4.17. Схема конического зацепления и сил, действующих в передаче

Расчет конических зубчатых колес на контактную прочность и на прочность по изгибу

Расчет на прочность конических колес ведут по тем же формулам, что и цилиндрических. По аналогии с расчетом цилиндрических передач формулу Герца преобразовывают и получают для проверочных расчетов формулу по определению расчетных контактных напряжений:

$$\sigma_H = 655 \sqrt{\frac{P_2 \cdot 10^9 \cdot u \cdot \cos^3 \beta \cdot K_{HA} \cdot K_{Ha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_{e2}^3 \cdot n_2}} \leq [\sigma_H],$$

где d_{e2} – диаметр делительной окружности конического колеса по большому торцу, мм;

P_2 – мощность на колесе, Вт;

n_2 – частота вращения вала колеса, мин⁻¹;

u – передаточное число конической передачи;

β – угол наклона зуба;

$K_H = K_{HA} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Ha} \cdot K_{HV}$ – коэффициент нагрузки, определяется аналогично, как и для цилиндрической передачи;

$[\sigma_H]$ – допускаемое напряжение для материала колес на контактную прочность, МПа.

Для проектировочных расчетов формулу преобразовывают относительно внешнего делительного диаметра колеса, мм:

$$d_{e2} \geq 3,5 \cdot \cos \beta \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot P_2 \cdot 10^9 \cdot u}{n_2 \cdot [\sigma_H]^2}}.$$

Расчитанный размер d_{e2} согласовывают со стандартным значением.

После определения диаметра d_{e2} определяют геометрические параметры передачи:

ширину зубчатого венца, мм, $b_w \leq (0,285 \cdot R_e + 0,5)$;

внешнее конусное расстояние:

$$R_e = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}.$$

Половины углов делительных конусов:

колеса $\delta_2 = \arctg u$;

шестерни $\delta_1 = 90 - \delta_2$.

Внешний окружной модуль, мм:

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2};$$

делительный диаметр шестерни, мм:

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u};$$

внешние диаметры вершин зубьев:

шестерни – $d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1$;

колеса – $d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2$.

Параметры конической передачи в среднем сечении:

среднее конусное расстояние, мм:

$$R_m = (R_e - 0,5b_w);$$

модуль в среднем сечении, мм:

$$m_m = 0,857 \cdot m_{te} \cdot \cos \beta;$$

диаметры делительных окружностей в среднем сечении, мм:

шестерни – $dm_1 = 0,857 \cdot d_{e1}$;

колеса – $dm_2 = 0,857 \cdot d_{e2}$.

Затем определяют усилия в зацеплении конических колес и проводят проверочные расчеты на контактную прочность (по преобразованной формуле Герца) и на прочность по изгибу по формуле:

$$\sigma_{F1(2)} = Y_{F1(2)} \cdot \cos^2 \beta \frac{F \cdot K_{FA} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_w m_m} \leq [\sigma_{F1(2)}],$$

где m_m – модуль в среднем сечении;

Y_F – коэффициент формы зуба, зависит от бикввалентного числа зубьев.

$$Z_{V1(2)} = \frac{Z_{1(2)}}{\cos \delta_{1(2)} \cdot \cos^3 \beta}.$$

Материалы, применяемые для изготовления зубчатых колес

Зубчатые колеса должны обладать необходимой стойкостью рабочих поверхностей зубьев против выкрашивания, абразивного изнашивания, заедания и требуемой прочностью зубьев на изгиб.

Основные материалы для изготовления зубчатых колес — термически обрабатываемые стали, а также чугуны и пластические массы. Материал и технологию термообработки сталей назначают в зависимости от условий работы передачи и размеров колес, используют качественные углеродистые стали марок 20, 35, 40, 45, 50, 50Г (ГОСТ 1050–74), легированные стали марок 15Х, 20Х, 40Х, 45ХН (ГОСТ 4543–71) и др.

В зависимости от нагрузочной способности зубчатые колеса разделяют на две группы:

1) колеса, твердость рабочих поверхностей зубьев которых меньше 350 НВ.

Такая твердость обеспечивается нормализацией или улучшением стали. Зубья колес нарезают после термообработки, благодаря чему отпадает необходимость выполнения доводочных операций;

2) колеса с твердостью рабочих поверхностей зубьев больше 350 НВ.

Для обеспечения такой твердости используют различные виды термического и химико-термического упрочнения колес: поверхностную закалку, цементацию, азотирование, цианирование, поверхностную закалку токами высокой частоты. Цементацией (насыщением поверхностных слоев колес углеродом) с последующей закалкой повышают твердость рабочих поверхностей. Твердость поверхностных слоев колес в этом случае — 50...55 HRC, толщина закаленного слоя — 3,5...4 мм.

При назначении твердости рабочих поверхностей зубьев для шестерни значения HB_1 принимают на 30...50 единиц больше, чем для зубьев колеса, Например, для шестерни — $HB_1 = 300$ МПа, для колеса — $HB_2 = 250$ МПа.

Допускаемые напряжения на контактную прочность и на выносливость по изгибу

Формулы по определению допускаемых напряжений контактной выносливости и допускаемых напряжений выносливости на изгиб не учитывают ряд коэффициентов по сравнению с формулами по ГОСТ 21354–75, но эти коэффициенты не нарушают сути упомянутого стандарта и обеспечивают достаточную точность инженерных расчетов.

Допускаемые напряжения контактной выносливости с учетом срока службы и режима работы, МПа:

$$[\sigma_{H1(2)}] = K_{\sigma H} \cdot HB_{1(2)} \sqrt[6]{\frac{N_{HLim}}{60 \cdot n_{1(2)} \cdot L_h \cdot K_{\Sigma H}}} \geq K_{\sigma H} \cdot HB_{1(2)},$$

и допускаемые напряжения выносливости на изгиб с учетом срока службы и режима работы:

$$[\sigma_{F1(2)}] = K_{\sigma F} \cdot HB_{1(2)} \sqrt[6]{\frac{N_{FLim}}{60 \cdot n_{1(2)} \cdot L_h \cdot K_{\Sigma F}}} \geq K_{\sigma F} \cdot HB_{1(2)},$$

где $n_1 = n_2 \cdot u$ (частота вращения вала шестерни);

$K_{\Sigma H}$ и $K_{\Sigma F}$ – коэффициенты эквивалентности, зависят от режима работы передачи;

коэффициенты твердости на контактную $K_{\sigma H}$ и изгибную выносливость $K_{\sigma F}$ назначают в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев:

если $HB \leq 350$ $K_{\sigma H} = 2$, $K_{\sigma F} = 0,8 \dots 1$;

если $HB > 350$ $K_{\sigma H} = 1,6$; $K_{\sigma F} = 0,6 \dots 0,8$.

$N_{HLim} = 2 \cdot 10^7$ – базовое число циклов контактных испытаний, для стали $N_{FLim} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов испытаний на изгиб;

L_h – срок службы передачи, ч.

Выражение под корнем носит название «коэффициент долговечности», принимать его следует в пределах $1 \leq K_{HL} \leq 2,4$.

Червячные передачи

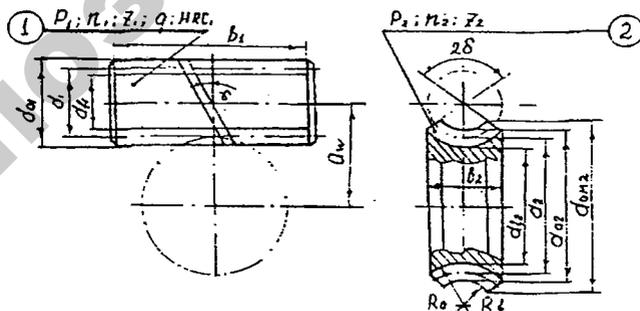


Рис. 4.18. Червячная передача

Основные достоинства червячных передач – плавность и бесшумность работы, возможность получения больших передаточных чисел в одноступенчатой червячной передаче (от 8 до 80), возможность самоторможения.

Недостатки: низкий коэффициент полезного действия, необходимость изготовления колеса из дорогостоящих антифрикционных материалов, высокая интенсивность изнашивания.

Материалы, применяемые для изготовления червяков и червячных колес

Высокие скорости скольжения и неблагоприятные условия смазки требуют, чтобы материалы червяка и колеса имели низкий коэффициент трения, повышенную износостойкость и пониженную склонность к заеданию.

Червяки изготавливают из цементованных сталей марок 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ с твердостью рабочих поверхностей после закалки 57...64 HRC, а также из сталей 45, 40Х, 40ХН с поверхностной закалкой до твердости 46...56 HRC.

Червячные колеса для экономии бронзы изготавливают составными: венец – из бронзы, а центр – из стали или чугуна.

Марку бронзы выбирают в зависимости от скорости скольжения.

Усилия в зацеплении червячных передач

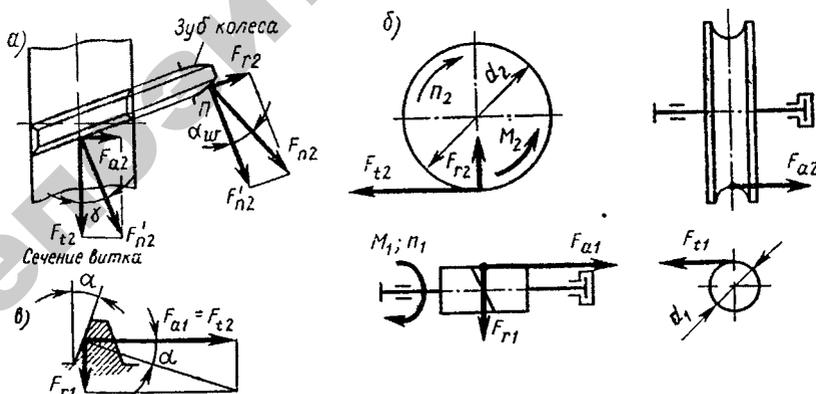


Рис. 4.19. Усилия в зацеплении червячных передач

В зацеплении червяка и червячного колеса (рис. 4.19) действуют: окружная сила F_{t1} на червяке, равная осевой силе F_{a2} на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1;$$

осевая сила F_{a1} на червяке, равная окружной силе F_{t2} на колесе:

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2/d_2;$$

радиальная сила на червяке F_{r1} , равная радиальной силе F_{r2} на колесе:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления.

Расчет на прочность червячных передач

Основным критерием работоспособности и расчета червячных передач является контактная прочность рабочих поверхностей зубьев колеса. Расчет зубьев на изгиб проводится как проверочный.

По аналогии с расчетом зубчатых передач, наибольшее контактное напряжение определяют по формуле Герца. После проведения преобразований получают формулу для проверочного расчета червячных передач на контактную прочность:

$$\sigma_H = 53 \cdot \frac{q}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q}{a_w \cdot q} \right]^3 \cdot \frac{P_2 \cdot 10^5 \cdot K_{ку} \cdot K_d}{n_2}} \leq [\sigma_H].$$

Это уравнение решают относительно межосевого расстояния и получают формулу для проектировочного расчета:

$$a_w \geq 131 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2 \cdot 10^3 \cdot K_H}{n_2 \cdot [\sigma_H]^2}},$$

где K_H , $K_{ку}$, K_d – коэффициент нагрузки.

Коэффициент $K_{ку}$ учитывает неравномерность нагрузки и зависит от характера изменения нагрузки и общей деформации червяка. При постоянной внешней нагрузке $K_{ку} = 1$. Коэффициент динамической нагрузки K_d зависит от скорости скольжения и степени точности изготовления передачи.

При проектировании червячной передачи модуль зацепления m и коэффициент диаметра червяка q согласовывают со стандартными значениями. После согласования этих параметров с ГОСТом, уточняют межосевое расстояние, мм: $a_w = m(q + z_2) / 2$.

Если ставится задача доведения межосевого расстояния до стандартного значения, червячное колесо корригируют, т. е. нарезают со смещением. Коэффициент смещения инструмента

$$x = (a_w/m) - 0,5 (q + z_2), \text{ где величину } x \text{ выбирают в пределах } \pm 1.$$

После определения геометрических параметров червячную передачу проверяют на контактную прочность – формулу по определению расчетных контактных напряжений σ_H мы уже рассматривали, а на изгиб проверяют червячное колесо, определяя расчетные напряжения изгиба для зуба колеса:

$$\sigma_{F2} = \frac{0,7 \cdot F_{t2} \cdot Y_F \cdot K_{\text{ку}} \cdot K_{\text{д}}}{b_2 \cdot m \cdot \cos \gamma} = \leq [\sigma_F],$$

где Y_F – коэффициент формы зуба. Он зависит от приведенного числа зубьев:

$$Z_{V2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma},$$

где γ – угол подъема витка червяка; b_2 – ширина червячного колеса.

Валы и оси

Классификация и конструктивные особенности валов и осей

Зубчатые колеса, шкивы, муфты размещают на валах и осях. Валы не только поддерживают нагруженные детали, но и передают вращающие моменты. Поэтому в них возникают напряжения от изгиба и кручения, а иногда дополнительно и напряжения растяжения или сжатия. Некоторые валы, называемые торсионными, не несут на себе деталей, а только передают вращающий момент. Оси, в отличие от валов, вращающий момент не передают, а работают только на изгиб. Они бывают подвижными и неподвижными, вращающимися вместе с насаженными на них деталями. Опорами для валов и вращающихся осей служат подшипники.

По геометрической форме валы бывают прямыми (рис. 4.20, б), коленчатыми (рис. 4.20, в), гибкими (рис. 4.20, г).

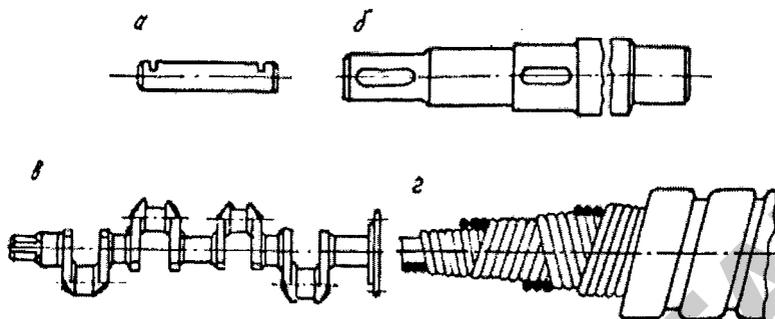


Рис. 4.20. Конструктивные особенности валов

Опорные части валов, воспринимающие радиальные нагрузки, (рис. 4.21, а) называют *цапфами*, а воспринимающие осевые нагрузки – *пятями* (рис. 4.21, б). Концевые цапфы называют *шпями*, а промежуточные – *шейками*.

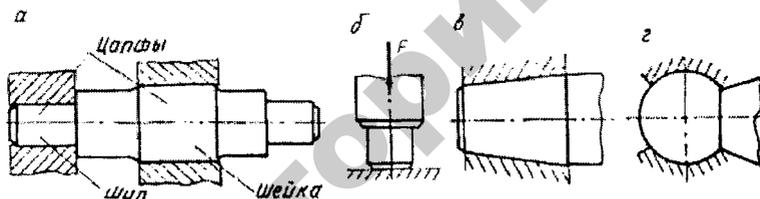


Рис. 4.21. Опорные части валов

Материалом для изготовления валов и осей служат углеродистые и легированные стали марок Ст. 5, Ст. 6, 30, 40, 45, 40ХН.

Расчет валов на прочность

Нагрузки на валы создают силы и вращающие моменты, действующие в зубчатых, червячных, цепных и других передачах. Проектирование вала включает три этапа: предварительное определение размеров, разработку конструкции и проверочный расчет. Расчет осей является частным случаем расчета валов, когда вращающий момент $T = 0$.

Проектный (ориентировочный) расчет. В начальной стадии проектирования, когда известен только вращающий момент, расчет вала ведут на кручение по пониженным допускаемым напряжениям для материала вала.

Требуемый диаметр вала:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_{\text{вк}}}{0,2[\tau_{\text{кр}}]}},$$

где T – вращающий момент, Н·мм;

$[\tau_{\text{кр}}]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа. Принимают $[\tau_{\text{кр}}] = 20 \dots 25$ МПа для выходных концов валов; $[\tau_{\text{кр}}] = 10 \dots 20$ МПа при расчете средних участков валов (под колесом или шестерней).

Второй этап расчета называют «расчет на статическую прочность». Расчет ведут как проверочный, в целях предупреждения пластических деформаций вала. В результате расчета определяют диаметр вала в опасном сечении по эквивалентному моменту:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экр}}}{0,1[\sigma]}},$$

где $M_{\text{экр}} = \sqrt{M_u^2 + T^2}$ – эквивалентный момент, определяют по теории наибольших касательных напряжений;

M_u – суммарный изгибающий момент в опасном сечении вала, для определения этого момента следует построить эпюры изгибающих моментов;

$[\sigma]$ – допускаемое напряжение, принимают приблизительно $[\sigma] = 70 \dots 80$ МПа.

Третий этап расчета – расчет на усталостную прочность.

Расчет ведут как проверочный, определяют коэффициент безопасности (запаса прочности) S для опасных сечений вала (в местах расположения отверстий, резкого изменения размеров и др.). Полагают, что имеет место симметричный цикл изменения напряжений при изгибе вала и отнулевой цикл изменения напряжений при его кручении.

Условие прочности для вала:

$$S = \frac{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S],$$

где S_{σ} , S_{τ} – соответственно коэффициенты запаса прочности по изгибу и по кручению;

$[S]$ – требуемый коэффициент запаса прочности.

Опоры валов и осей. Подшипники качения

Классификация и маркировка подшипников качения

Опорами валов и осей служат подшипники.

Подшипник качения состоит из наружного 1 и внутреннего 2 колец, между которыми в сепараторе 4 расположены шарики 3 (рис. 4.22).

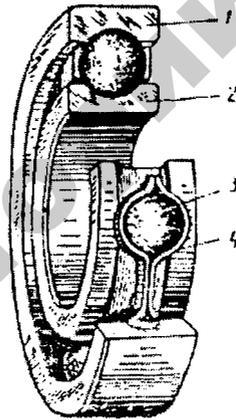


Рис. 4.22. Шариковый радиальный подшипник

Сепаратор разделяет тела качения (шарики или ролики), чтобы они не соприкасались. Подшипники качения изготавливают на специализированных заводах. Имеется более 1000 стандартизованных типоразмеров подшипников с наружным диаметром от 1 мм до 3 м.

По форме тел качения подшипники подразделяют на шариковые и роликовые.

В зависимости от направления воспринимаемой нагрузки различают подшипники радиальные, которые воспринимают в основном радиальную нагрузку; радиально-упорные и упорно-радиальные, воспринимающие и радиальную, и осевую нагрузки; упорные, воспринимающие только осевую нагрузку.

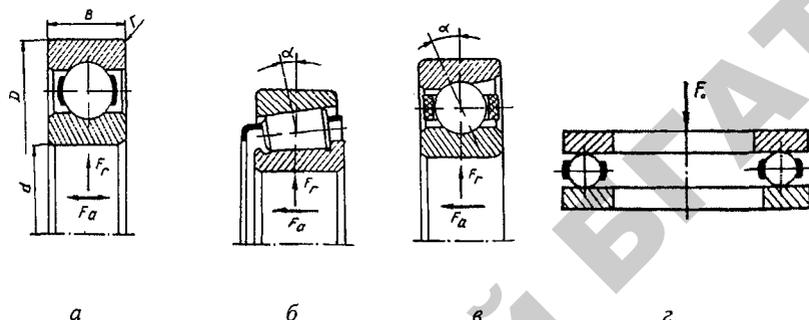


Рис. 4.23. Подшипники качения: а – шариковый радиальный; б – конический радиально-упорный; в – радиально-упорный шариковый; з – упорный шариковый

В условном обозначении подшипника приводят его внутренний диаметр, серию, тип, конструктивные особенности и класс точности.

Две первые цифры *справа* указывают внутренний диаметр подшипника d . Для подшипников с $d = 20 \dots 495$ мм диаметр определяют умножением двух крайних цифр *справа* в обозначении на число 5.

Третья цифра *справа* указывает серию подшипника: особо легкая серия – 1, легкая – 2, средняя – 3, тяжелая – 4 и т. д.

Четвертая цифра *справа* характеризует тип подшипника: радиальный шариковый – 0 (в обозначении ноль опускают) (рис. 4.23, а), шариковый радиально-упорный – 6 (рис. 4.23, б), роликовый конический – 7 (рис. 4.23, в); упорный – 8 (рис. 4.23, з).

Пятая или пятая и шестая цифры в обозначении подшипника отражают его конструктивные особенности.

Примеры условного обозначения подшипников:

212, 207, 308 – шариковые радиальные;

36207, 36312, 36204 – шариковые радиально-упорные;

7208, 7312 – роликоподшипники конические;

8012 – упорные подшипники.

Расчет (подбор) подшипников

Различают два режима работы подшипников: динамический с частотой вращения $n > 1 \text{ мин}^{-1}$ и статический при $n < 1 \text{ мин}^{-1}$. В первом случае расчет ведут на долговечность по усталостному выкрашиванию, во втором – на предотвращение возникновения пластических деформаций. Соответственно нагрузочная способность подшипника качения характеризуется его базовой динамической грузоподъемностью C и базовой статической грузоподъемностью C_0 .

Если подшипник выбран по конструктивным соображениям, то рассчитывают его долговечность, считают количество часов работы L_h :

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n},$$

где $L = \left(\frac{C}{P}\right)^P$ – долговечность, выраженная числом его оборотов (в миллионах);

C – динамическая грузоподъемность подшипника, кН, определяют по таблицам стандартов;

P – эквивалентная нагрузка, воспринимаемая подшипником, рассчитывают по формуле:

$$P = (XV F_r + YF_{A\Sigma}) K_6 K_t,$$

где F_r – радиальная нагрузка на подшипник (суммарная реакция в опоре);

$F_{A\Sigma}$ – суммарная осевая нагрузка на подшипник;

K_6 – коэффициент безопасности (выбирают по справочной литературе);

K_t – температурный коэффициент (выбирают по справочной литературе);

N – частота вращения подшипника, мин^{-1} ;

p – показатель степени, равный 3 для шарикоподшипников, $p = 10/3$ – для роликоподшипников.

Соединения

Общие сведения

Все виды соединений, применяемые в деталях машин, можно разделить на две группы: разъемные и неразъемные. К *неразъем-*

ным соединениям относят заклепочные, сварные, соединения пайкой и склеиванием, с гарантированным натягом (прессовые). К *разъемным* соединениям относят резьбовые, шпоночные, шлицевые, клеммовые, штифтовые, профильные.

Виды сварных соединений

Сварные соединения являются наиболее совершенным и распространенным видом неразъемных соединений. Сварка – процесс соединения деталей за счет сил молекулярного сцепления, возникающих в результате сильного местного нагрева до расплавления деталей в зоне их соединения. В зависимости от взаимного расположения свариваемых элементов различают сварные соединения, выполненные встык, нахлесточные, тавровые и угловые.

Стыковые соединения – наиболее простые, надежные и получили наибольшее распространение. Эти соединения выполняют стыковым швом.

Стыковые швы рассчитывают на прочность как целые детали по номинальному сечению соединяемых деталей (без учета утолщения швов). При этом все виды подготовки кромок считают равноценными. При действии сосредоточенной силы, растягивающей или сжимающей детали соединения, (рис. 4.24), напряжения распределяются по сечению шва равномерно.

Основные виды стыковых швов и характер подготовки кромок для сварки зависят от толщины соединяемых элементов (рис. 4.24).

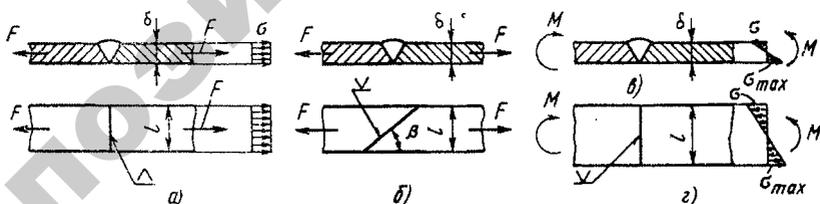


Рис. 4.24. Основные виды стыковых швов

Основными параметрами стыковых швов являются высота δ и длина l .

Угловые (валиковые) швы бывают нормальные, улучшенные, вогнутые (рис. 4.25).



Рис. 4.25. Виды соединений, выполненных угловым швом:
а – в нахлестку; б – в угол; в – в тавр

Основные параметры углового (валикового) шва (рис. 4.26) – катет шва K и высота h , для нормального шва $h = K \sin 45 \approx 0,7K$. Как правило, катет шва принимают равным толщине свариваемых деталей – $K = \delta$.

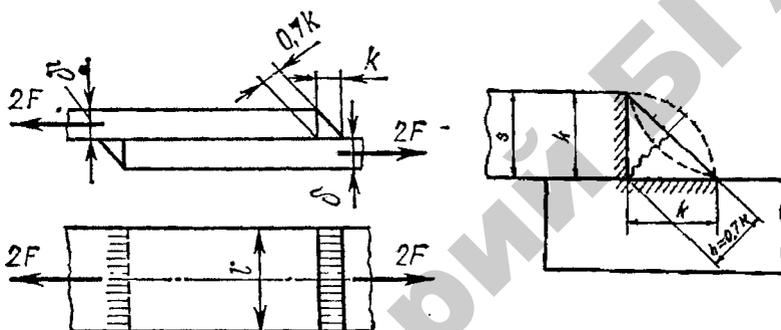


Рис. 4.26. Схема к расчету соединения угловым швом

Расчет сварных соединений

Условие прочности для соединения стыковым швом:

$$\sigma'_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta \cdot l} \leq [\sigma'_p],$$

где F – нагрузка на соединение;

δ – толщина свариваемых деталей;

l – длина шва;

$[\sigma'_p]$ – допускаемое напряжение для шва.

Допускаемое напряжение для шва:

$$[\sigma'_p] = \frac{\sigma_T}{S} \cdot \phi \cdot \gamma,$$

где σ_T – предел текучести для свариваемого материала;

S – коэффициент запаса прочности;

ϕ – коэффициент, зависящий от вида технологического процесса (способа сварки; марки электрода);

γ – коэффициент влияния переменности нагрузки.

Напряжения в сварном шве при любых схемах нагружения и при действии нескольких силовых факторов суммируются геометрически.

Расчет соединений, выполненных угловым (валиковым) швом унифицирован и проводится по напряжениям среза. Условно считают, что плоскость среза проходит через биссектрису прямого угла (рис. 4.26). Расчетная высота h углового шва выражается через катет k :

$$h = k \cdot \cos 45 \approx 0,7k.$$

Условие прочности шва по напряжениям среза:

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{0,7K \cdot l_{\Sigma}} \leq [\tau_{cp}],$$

где l_{Σ} – суммарная длина швов;

$$[\tau_{cp}] = \frac{\sigma_T}{S} \cdot \phi \cdot \gamma \text{ – допустимое напряжение на срез,}$$

где S , σ_T , ϕ , γ выбираются и рассчитываются по аналогии со швами стыковыми.

Общая характеристика шпоночных соединений

Шпоночные соединения широко используются в современном машиностроении, они служат для передачи вращающего момента от вала к ступице зубчатого колеса, шкива, маховика и др.

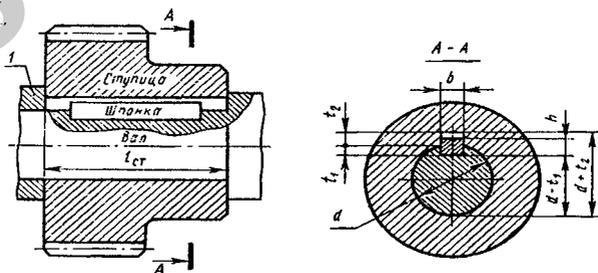


Рис. 4.27. Соединение призматической шпонкой

Достоинствами шпоночных соединений являются простота конструкции, сравнительная легкость сборки и разборки.

Недостаток – ослабление вала и ступицы, а также необходимость подгонки элементов.

Различают ненапряженные и напряженные шпоночные соединения. Ненапряженные шпоночные соединения выполняют с помощью призматических (рис. 4.28) и сегментных (рис. 4.29) шпонок.

Соединения призматическими шпонками имеют наибольшее распространение.

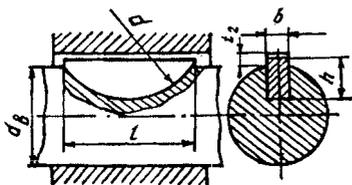


Рис. 4.28. Соединение сегментной шпонкой

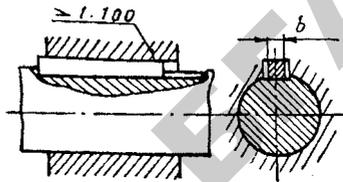


Рис. 4.29. Соединение клиновой шпонкой

Сегментные шпонки, так же как и призматические, работают боковыми поверхностями. Глубокий паз под сегментную шпонку существенно ослабляет вал, поэтому применяют их для передачи небольших вращающих моментов, т. е. значительно реже.

Размеры призматических и сегментных шпонок стандартизованы. Размеры шпонок (высоту h и ширину b) принимают в зависимости от диаметра вала по ГОСТ 23360–78 и ГОСТ 24071–80.

Шпонки изготавливают из углеродистых сталей марок Ст. 6, 45, 50, 55 и др.

Расчет соединений призматическими шпонками

Размеры стандартных шпонок подобраны из условия прочности на смятие.

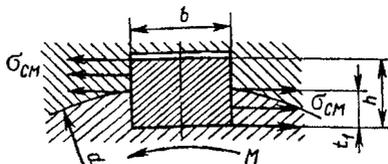


Рис. 4.30. К расчету соединения призматическими шпонками

Размеры сечения шпонки – ширину b , высоту h и глубину паза вала t_1 – выбирают в зависимости от диаметра вала d по ГОСТу. Длину шпонки конструктивно принимают на 5...10 мм меньше длины ступицы. Проверяют шпонку на снятие по условию: $\sigma_{см} \leq [\sigma_{см}]$, где расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d \cdot l_p (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}].$$

Здесь T – вращающий момент, Н·мм; $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие для материала шпонки; для неподвижных соединений при спокойной нагрузке $[\sigma_{см}] = 100...150$ МПа.

Муфты

Назначение муфт

Устройство, предназначенное для соединения концов валов или для соединения валов с расположенными на них деталями, называют муфтами. Основное *назначение муфт* – передача вращающего момента без изменения его модуля и направления. Имеется большое количество разнообразных муфт. Широко применяемые муфты стандартизованы. Подбор муфт ведут по таблицам соответствующего стандарта по большему диаметру соединяемых валов и расчетному вращающему моменту $T_p = K_p \cdot T$, где K_p – коэффициент режима работы.

Муфты, способные передавать определенный вращающий момент T_p , выпускают с некоторым диапазоном посадочных диаметров, поэтому можно соединять валы разных диаметров.

Основные типы муфт

Глухие муфты. Соединение валов с помощью глухих муфт не допускает их относительного смещения. Поэтому требуется очень точное совмещение осей соединяемых валов. Применяются обычно глухие муфты для тихоходных валов.

Втулочная муфта – самая простая из глухих муфт. Она состоит из соединительной втулки со штифтами (рис. 4.31, а) или шпонками (рис. 4.31, б). Размеры втулочных муфт стандартизованы.

Основное достоинство этих муфт – простота конструкции. Применяют их при относительно небольших нагрузках на валах. Изго-

тавливают детали втулочных муфт обычно из стали 45. Шпонки проверяют на смятие, а конические штифты – на срез по формуле:

$$\tau = \frac{4T_p}{\pi d_1^2 d} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где T_p – расчетный вращающий момент; $2 T_p / d$ – расчетная нагрузка; $2\pi d_1^2 / 4$ – площадь среза штифта;

$[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемое напряжение на срез для материала штифта.

Обычно $[\tau_{\text{ср}}] = 40$ МПа; d_1 – диаметр штифта; d – диаметр вала.

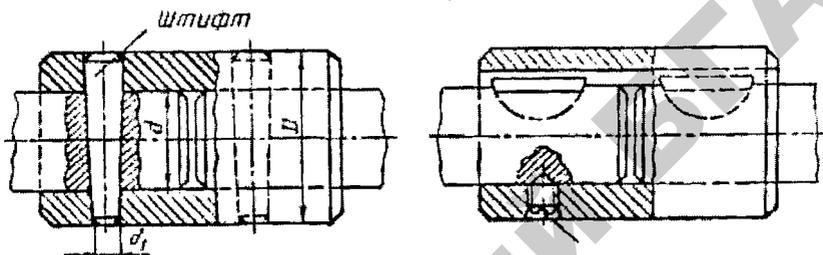


Рис. 4.31. Втулочные муфты со штифтами (а) и шпонками (б)

Фланцевая муфта состоит из двух полумуфт 2 (рис. 4.32), соединенных болтами 1. Болты ставят через один: с зазором (вариант I) и без зазора под развертку (вариант II).

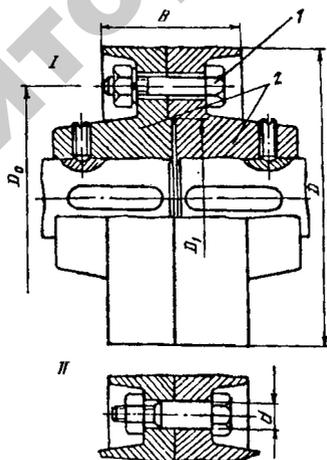


Рис. 4.32. Фланцевая муфта

Центрирование полумуфт в этом случае осуществляют болтами, установленными без зазора, которые рассчитывают на срез.

Фланцевые муфты стандартизованы (ГОСТ 20761–80). Они просты по конструкции, надежны в работе. Применяют их для соединения валов диаметром 12...200 мм и передачи вращающих моментов до 45 000 Н м. Материал полумуфт: сталь 45, сталь 35Л, чугун СЧ 20 и др. Болты и гайки изготавливают из стали 35. Расчет фланцевой муфты сводится к проверочному расчету болтов и шпоночного или шлицевого соединения полумуфт с валом.

Самоуправляемые автоматические муфты. Такие муфты обеспечивают соединение и разъединение валов при изменении режима работы приводов. Различают следующие самоуправляемые муфты: предохранительные, ограничивающие передаваемую нагрузку; обгонные, или муфты свободного хода, допускающие передачу вращающего момента только одного направления; центробежные, соединяющие или разъединяющие ведомый вал при заданной частоте его вращения.

Муфты со срезным штифтом используют для предохранения механизма от маловероятных перегрузок. Полумуфты 1 и 4 (рис. 4.33) соединены штифтом 3, вставленным в закаленные втулки 2. При перегрузке штифты (один или два) срезаются, и полумуфты разъединяются.

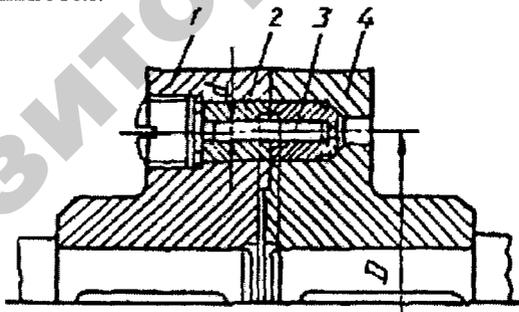


Рис. 4.33. Муфта со срезным штифтом

Рассматриваемые муфты просты по конструкции, имеют малые габариты. Их недостаток – необходимость остановки машины для замены разрушенного штифта на новый. Штифты изготавливают из стали 45, втулки – из стали 40Х с закалкой.

Упругие компенсирующие муфты. Такие муфты применяются не только для компенсации смещения валов, но и для снижения динамичности нагрузок и амортизации колебаний, возникающих при работе передач машин. В зависимости от материала демпфирующих деталей упругие компенсирующие муфты подразделяют на муфты с неметаллическими и металлическими демпфирующими элементами. В качестве материала для упругих элементов часто используют специальную эластичную резину, обладающую хорошими амортизирующими и электроизоляционными свойствами.

Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП) состоит из двух полумуфт 1 (рис. 4.34), соединенных пальцами 2, на которые для смягчения ударов надеты гофрированные резиновые втулки. Такие муфты в силу простоты конструкции получили широкое применение в приводах от электродвигателей. Их выбирают по ГОСТ 21424–85 для валов диаметром 9...160 мм при вращающих моментах 6,3...16000 Н·м.

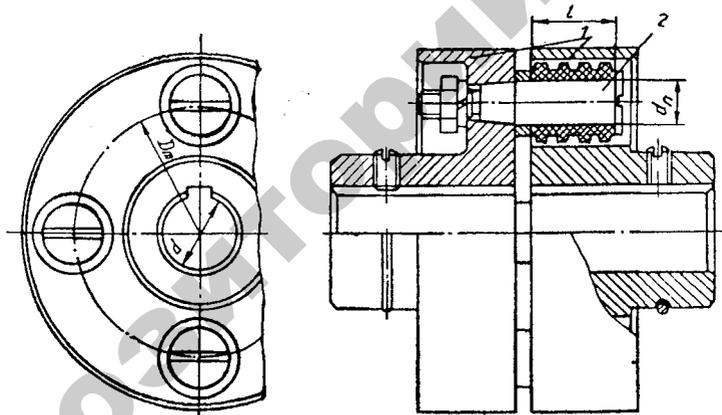


Рис. 4.34. Муфта упругая втулочно-пальцевая

Толщина резиновых втулок невелика, и поэтому амортизирующая способность муфты незначительна. Они допускают радиальное смещение валов до 0,6 мм, продольное – до 5 мм, угловое – до 1°.

Полумуфты изготавливают из чугуна СЧ 20, для быстроходных муфт – из стали 30 или стального литья 35Л; материал пальцев – сталь 45, втулки – специальная резина.

Расчет втулочно-пальцевой муфты состоит из проверочного расчета пальцев на изгиб по формуле:

$$\sigma_{\text{из}} = \frac{T_p l}{0,1 d_{\text{п}}^2 z D_m} \leq [\sigma_{\text{из}}],$$

и проверочного расчета резиновой втулки на смятие по формуле:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T_p}{z D_m l d_{\text{п}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где l – длина втулки; $d_{\text{п}}$ – диаметр пальцев; z – число пальцев.

МОДУЛЬ РЕЗЮМЕ

ОСНОВЫ СТАНДАРТИЗАЦИИ

Изучив модуль, студенты должны

знать: основы технического нормирования и стандартизации; номинальный размер, допуск, качества точности, предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей; шероховатость поверхности; требования к оформлению рабочих чертежей деталей;

уметь: назначать предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей; шероховатость поверхностей; разрабатывать и читать рабочие чертежи деталей.

Примерное содержание лекции

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

Основной теоретический материал

Основы стандартизации. Общие положения

Стандартизацией называется установление обязательных норм, параметров, технических и качественных характеристик, которым должны отвечать изделия.

Большинство изделий, выпускаемых машиностроительными предприятиями, стандартизированы. Например, разработаны стандарты на крепежные детали, цепи, подшипники, редукторы, элек-

тродвигатели, приборы, машиностроительные материалы и др. Проектирование изделий выполняют в соответствии с Единой системой конструкторской документации (ЕСКД).

Категории технических нормативных правовых актов. Различают следующие категории технических нормативных правовых актов (ТНПА): технические регламенты, ИСО – международные стандарты, которые разрабатывает Международная организация по стандартизации; ГОСТы – межгосударственные стандарты; СТБ – государственные стандарты Республики Беларусь; ТКП – технические кодексы установившейся практики; СТП – стандарты предприятий.

Номинальный размер. Допуск, качество точности

Взаимозаменяемость деталей и сборочных единиц характеризуется возможностью их замены другими аналогичными изделиями, удовлетворяющими техническим требованиям без дополнительной доработки. Важна взаимозаменяемость деталей и при ремонте машин.

Точное соответствие размера, указанного на чертеже, размеру готовой детали практически маловероятно. Поэтому *назначают наибольшее и наименьшее отклонения размеров, при которых будут обеспечены нормальная взаимозаменяемость деталей и работа механизма.*

Взаимозаменяемость деталей машин и сборочных единиц определяется ЕСДП – Единой системой допусков и посадок (ГОСТ 25346–82 и ГОСТ 25347–82).

Термин «вал» используют для обозначения наружных (охватываемых), а термин «отверстие» – для обозначения внутренних (охватываемых) элементов детали.

Номинальный размер D_n – размер, относительно которого определяют предельные размеры детали (рис. 1).

Действительный размер: устанавливают измерениями.

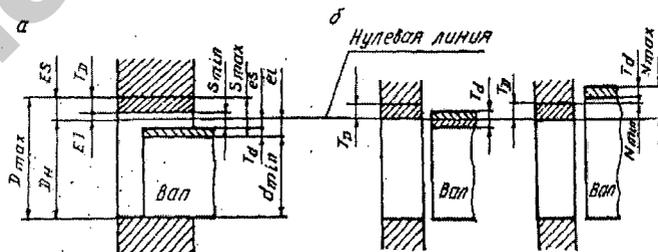


Рис. 1. Посадки: а – с зазором; б – переходная; в – с натягом

Нулевая линия соответствует номинальному размеру, от нее отсчитывают отклонения размеров.

Допуск размера ИТ – разность между наибольшим и наименьшим предельными размерами. *Предельные размеры* – два предельно допустимых размера, например: наибольший диаметр отверстия D_{\max} и наименьший диаметр отверстия $D_{\min} = D_n$ (d_{\min} – наименьший диаметр вала).

Поле допусков – поле, ограниченное верхним и нижним отклонениями размера; для отверстия *ES* и *EI*, для вала *es* и *ei* Установлено 28 полей допусков.

Допуск отверстия T_D и вала T_d – разность наибольшего и, наименьшего их размеров, например для вала $IT = T_d = d_{\max} - d_{\min}$.

Допуск размера на чертежах можно указывать условным обозначением поля допусков – 18H7, 16e8, а также условным и числовыми значениями $18H7^{+0,018}$. При равенстве верхнего и нижнего отклонений ставят знаки \pm , например $100 \pm 0,2$.

Посадка – характер соединения деталей. Различают посадки с зазором, переходные и с натягом. *Натяг* наибольший N_{\max} и наименьший N_{\min} – разность размеров вала и отверстия до сборки, если размер вала больше размера отверстия.

Зазор наибольший S_{\max} и наименьший S_{\min} – разность размеров отверстия и вала, если размер отверстия больше размера вала.

Основной вал и *основное отверстие* – соответственно вал, для которого верхнее, а для отверстия – нижнее отклонение размера равно нулю.

Различают две системы образования посадок – систему отверстия и систему вала.

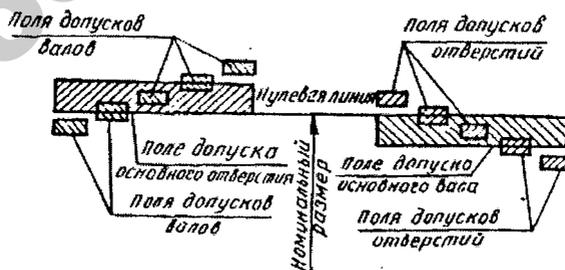


Рис. 2. Схема полей допусков

В системе отверстия нижнее отклонение отверстия равно нулю (основное отверстие), и посадка с зазором или натягом обеспечивается изменением предельных размеров вала.

В системе вала, наоборот, предельные отклонения размеров вала остаются постоянными, а требуемая посадка обеспечивается за счет изменения предельных размеров отверстия.

Применение системы отверстия экономически более оправдано, так как сокращается число типоразмеров режущего и мерительного инструмента для обработки отверстий (валы обрабатывать и измерять проще). Примеры обозначения посадок, выполненных в системе отверстия: $H7/m6$, $H7/p6$.

Систему вала применяют в некоторых специфических случаях, например, при посадке наружного кольца подшипника качения в корпус и др. Примеры обозначения посадок, выполненных в системе вала: $F8/h6$, $K7/h6$, $P7/h5$.

Используют также комбинированные посадки, образованные сочетанием допусков, взятых из разных систем, например $\varnothing 15 F8/e8$.

Квалитет – это совокупность допусков, соответствующих одинаковой степени точности (H7: H – поле допуска, 7 – квалитет). ЕСПД для размеров от 1 до 500 мм устанавливает 19 квалитетов. Например, черновое точение и строгание обеспечивают квалитеты 12 и 13; грубое шлифование – 8 и 9, чистовое – 6...8.

При выборе посадок учитывают условия работы соединения, требования к его точности и возможность сборки. Зазоры или натяги назначают по расчету или принимают на основании практического опыта.

Посадки с зазором предназначены для получения подвижных соединений (сменные зубчатые колеса, муфты и др.). Для этих целей используют посадки $H7/g6$, $H7/h6$, $H7/h5$, обеспечивающие возможность продольного перемещения деталей и высокую точность их центрирования. При невысоких требованиях к точности центрирования деталей применяют посадки $H9/h8$, $H9/h9$. Такие посадки обеспечивают легкость сборки конструкции. При небольших нагрузках их применяют при сборке, например, звездочек, шкивов, зубчатых колес.

Посадки с натягом $H7/p6$, $H7/r6$, $H7/s6$ обеспечивают получение неразъемных соединений без применения дополнительных крепеж-

ных средств, применяются для соединения бронзовых венцов червячных колес со ступицей, валов со звездочками, зубчатыми муфтами, тяжело нагруженными зубчатыми колесами и др. При переходных посадках в соединении возможны небольшие зазоры или натяги. К числу предпочтительных переходных посадок в системе отверстия относятся $H7/k6$, $H7/h6$.

Предельные отклонения размеров указывают непосредственно после номинальных размеров. Предельные отклонения линейных размеров на чертежах указывают условными обозначениями полей допусков с указанием справа в скобках числовых значений предельных отклонений, например $16(\pm 0,009)$; $15e8$; $18H7(+0,018)$.

Предельные отклонения размеров деталей (посадки) изображенных на чертеже в сборе, указывают в виде дроби, в числителе которой – условное обозначение поля допуска отверстия, а в знаменателе – условное обозначение поле допуска вала: $\varnothing 35 \frac{H7}{k6}$, $\varnothing 40 \frac{K7}{h6}$, $\varnothing 50 \frac{H7}{h6}$.

Предельные отклонения размеров, формы и взаимного расположения поверхностей

Согласно ГОСТ 24642–81, отклонение *формы плоских поверхностей* выражается в их непрямолинейности – отклонении от прямолинейности в любом направлении по поверхности (рис. 3).

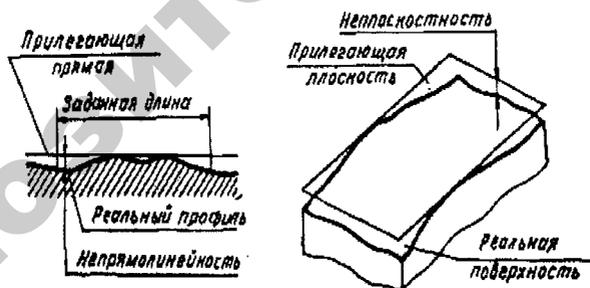


Рис. 3. Отклонение формы плоских сопрягаемых поверхностей

Отклонение *формы цилиндрических поверхностей* может наблюдаться как в поперечных, так и продольных сечениях деталей. В поперечном сечении возможна некруглость, огранка или овальность (рис. 4), в продольном сечении – бочкообразность, седлооб-

разность и конусообразность и др. Предельные отклонения формы и расположения поверхностей указывают на чертежах условными обозначениями. Знак и числовое значение допуска или обозначения вписывают в рамку, разделенную на два или три поля (рис. 4.4.1). В первом поле слева приводят знак допуска, во втором – числовое значение допуска (в миллиметрах); в третьем – обозначение базы или другой поверхности.

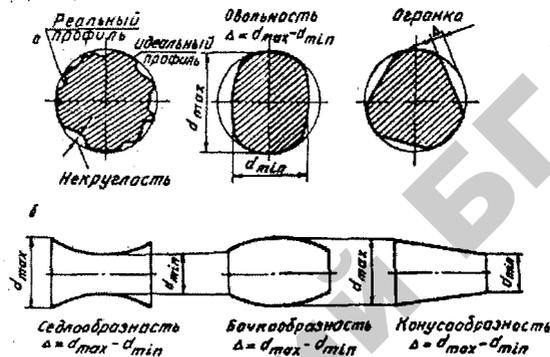


Рис. 4. Отклонение формы цилиндрических поверхностей: а – в поперечном сечении детали; б – в продольном сечении

Базу обозначают зачерненным равносторонним треугольником или прописной буквой (рис. 5).

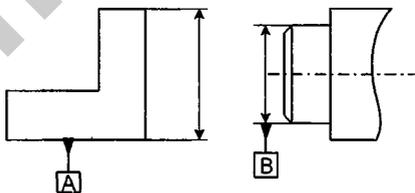


Рис. 5. Правила нанесения на чертежах деталей условных обозначений баз

На рисунке 6 приведены в рамках условные обозначения допусков формы и расположения. Назначение некоторых допусков формы или расположения (указаны по позициям):

– допуски круглости и профиля продольного сечения посадочных поверхностей для подшипников качения (позиция 1). Этот допуск задается для ограничения отклонения геометрической формы

заданных поверхностей и тем самым ограничивает отклонения геометрической формы дорожек качения колец подшипников. Допуски круглости и профиля продольного сечения (позиции 2 и 3) задают, чтобы ограничить концентрацию давлений на посадочные поверхности валов, т. к. зубчатые и червячные колеса, а также муфты, шкивы, звездочки сажают на валы с натягом;

– допуск соосности посадочных поверхностей для подшипников качения относительно рабочей оси (позиция 4) задается для ограничения перекоса колец подшипников качения;

– допуск соосности посадочной поверхности для зубчатого (червячного) колеса (позиция 5) задается, чтобы обеспечить нормы кинематической точности и нормы контакта зубчатых и червячных передач.

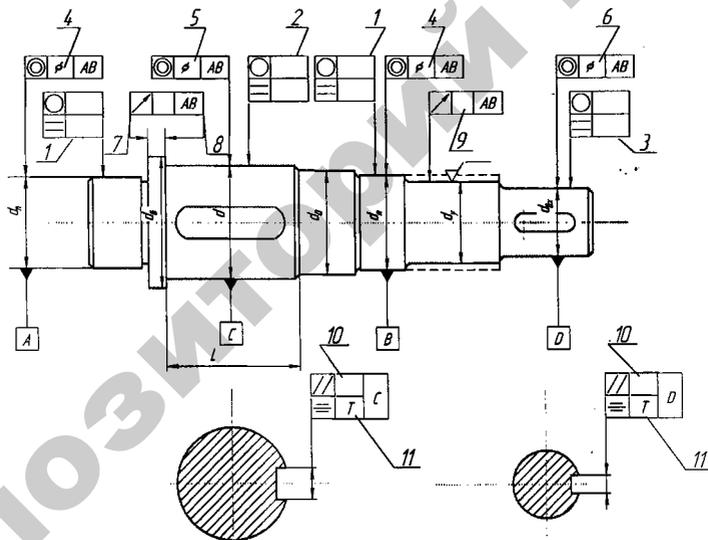


Рис. 6. Пример нанесения размеров и условных обозначений

Шероховатость поверхности

Шероховатость поверхности – это совокупность микронеровностей профиля поверхности с относительно малыми шагами в пределах базовой длины L .

При назначении требуемых параметров шероховатости исходят из того, что более точные детали должны иметь меньшую шероховатость, хотя непосредственной связи между точностью и шероховатостью нет. Ориентировочно принимают, что высота микронеровностей не должна превышать 0,1...0,2 допуска размера. ГОСТ 25142–82 приводит ряд параметров для количественной оценки шероховатости, основные из которых: R_a – среднее арифметическое отклонение профиля по десяти точкам; R_z – высота неровностей профиля по десяти точкам. Параметр шероховатости R_a является основным для деталей с высокими требованиями к качеству поверхности. Параметр R_z назначают на несопрягаемые поверхности, а также на ответственные поверхности, получаемые ковкой, штамповкой, литьем и т. д.

Обозначение шероховатости поверхности приведено на рисунке 7.

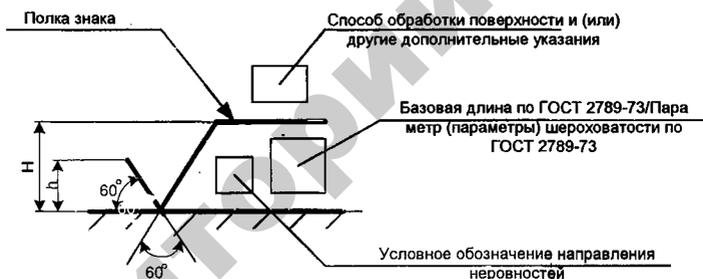


Рис. 7. Условное обозначение шероховатости поверхности

На рисунке 7 обозначены: h – высота знака, приблизительно равная высоте цифр размерных чисел; $H = (1,5 \dots 3) \cdot h$.

По ГОСТ 2.309–73 шероховатость обозначают одним из знаков:

√ – когда указывают только предельные значения параметров шероховатости и не указывают вид обработки;

√ – когда, кроме значений параметров шероховатости, указывают и вид обработки (точение, шлифование, хонингование);

√ – когда шероховатость поверхности образуется без удаления слоя металла (литьем, ковкой, штамповкой).

Требования к оформлению рабочих чертежей деталей

Следует помнить, что чертеж детали – это документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для изготовления и контроля детали. Характер и число изображений на чертежах должны полностью определять форму и размеры изображаемой детали. Изображения выполняют по ГОСТ 2.305–68, ГОСТ 2.109–73. На рабочем чертеже деталь принято изображать с теми размерами, обозначениями шероховатости и другими параметрами, которые она должна иметь перед сборкой. О размерах детали судят только по цифровым значениям, проставленным на чертеже, независимо от его масштаба. Количество размеров на чертеже должно быть минимальным, но достаточным для изготовления и контроля детали.

Вопросы для самоконтроля

1. Как определить диаметр вала из расчета только на кручение?
2. Как называют передачи, которые имеют хотя бы одну подвижную геометрическую ось?
3. Каково назначение передач?
4. Из каких материалов изготавливают венец бронзового колеса?
5. Что такое тяговая способность ремня?
6. Из каких материалов изготавливают плоские ремни?
7. Назовите основные типы приводных цепей.
8. Что является основным критерием работоспособности цепных передач?
9. Какое различие между осью и валом?
10. Расшифруйте номера подшипников – 208, 36209, 7208.
11. Почему в закрытых передачах усталостное выкрашивание является основным видом разрушения поверхности зубьев?
12. Почему в червячной передаче возникает скорость скольжения и как она влияет на работу передачи?
13. Почему предварительное натяжение ремня является необходимым условием работы ременной передачи?
14. Как проводить расчет ременной передачи по кривым скольжения?
15. Как рассчитать цепь на долговечность?
16. Как рассчитать цепь на прочность?

МАТЕРИАЛЫ К ПРАКТИЧЕСКИМ ЗАНЯТИЯМ

Примеры решения типовых задач

Тема «Кинематический и энергетический расчеты приводной станции»

Для проведения расчетов передач, входящих в состав приводной станции, необходимы следующие параметры: мощность P_1 на ведущем или P_2 на ведомом валах (кВт); угловая скорость ведущего ω_1 или ведомого ω_2 (с^{-1}); частота вращения n_1 или n_2 (мин^{-1}); передаточное число передач $u_{12} = \omega_1/\omega_2 = n_1/n_2 = z_2/z_1$.

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

Таблица 1

Рациональные передаточные числа механических передач

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

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

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

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

$$\eta = \eta_1 \cdots \eta_2 \cdots \eta_n$$

Таблица 2

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

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

Вращающий момент T , Н·м:

$$T = 9950 \frac{P}{n},$$

где P – мощность, кВт;

n – частота вращения, мин⁻¹.

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

Пример 1. По заданным выходным параметрам – мощности на технологическом валу $P_T = 4,1$ кВт и частоте вращения технологического вала $n_T = 100$ мин⁻¹ провести кинематический и энергетический расчеты приводной станции (рис. 8): подобрать электродвигатель; определить передаточное число ступеней привода (цилиндрической и цепной передач); определить мощность, частоту вращения и крутящие моменты на валах привода, представить ориентировочный расчет валов.

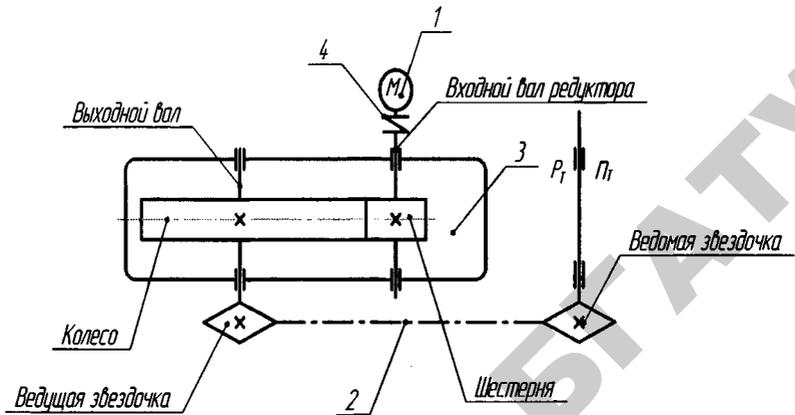


Рис. 8. Приводная станция к кормораздатчику

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

Решение.

1. Определяем требуемую мощность электродвигателя:

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

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

$\eta_1 = 0,97$ – КПД цилиндрической передачи редуктора;

$\eta_2 = 0,92$ – КПД передачи с гибкой связью. В нашем примере – цепной (таблица 2, с учетом потерь в подшипниках). КПД соединительной муфты принят равным единице (считаем, что потери мощности в муфте незначительны). Расчет мощности следует проводить с точностью до 3-х значащих цифр после запятой.

Далее определяем требуемую частоту вращения вала электродвигателя.

Передаточное число приводной станции:

$$u_{\text{прив}} = n_{\text{элд}} / n_{\text{T}}$$

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

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

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

$u_{\text{цепн}}$ – передаточное число цепной передачи.

$$\text{Записываем: } u_{\text{прив}} = \frac{n_{\text{элд}}}{n_{\text{T}}} = u_{\text{цил}} \cdot u_{\text{цепн}}$$

По таблице (приложение 2) выбираем электродвигатель по мощности, ближайшей большей к рассчитанному значению $P_{\text{треб}}$. В этой таблице представлены двигатели с различной частотой вращения при одинаковом значении мощности двигателя $P_{\text{элд}}$. Для приводных станций, включающих одноступенчатые редукторы (кроме червячного), следует ориентироваться на применение электродвигателя с синхронной частотой вращения $n_{\text{элд}} \approx 1500 \text{ мин}^{-1}$.

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

$$u_{\text{прив}} = n_{\text{элд}} / n_{\text{T}} = 1455 / 100 = 14,55.$$

Полученное значение $u_{\text{прив}}$ следует разбить по ступеням, для этого можно принять по таблице 1 передаточное число для цилиндрической передачи (как в нашем примере) $u_{\text{цил}} = 4$ (или любое другое число из рекомендуемых), а затем определить передаточное число цепной передачи: $u_{\text{цепн}} = u_{\text{прив}} / u_{\text{цил}} = 14,55 / 4 = 3,64$ (это число находится в пределах рекомендуемых передаточных чисел для цепной передачи, см. табл. 1).

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

Если приводная станция включает в себя другой тип редуктора – конический или червячный, или ременную передачу в качестве передачи с гибкой связью, расчет ведут таким же образом, учитывая, что для ременной передачи следует принимать только стандартные

передаточные числа (диаметры шкивов согласовывают с ГОСТом), для червячной передачи – только из числа рекомендованных (таблица 4.1). Передаточные числа $u_{цпл}$ и $u_{кон}$ можно не согласовывать со стандартными значениями (в учебных целях), так как мы проектируем редуктор специального назначения.

2. Определяем частоту вращения валов привода.

Частота вращения входного вала редуктора (вала шестерни):

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

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

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

Частота вращения ведомой звездочки:

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

Часто при решении задач используют значения угловых скоростей валов привода.

Угловая скорость входного вала редуктора

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

Угловая скорость выходного вала

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

3. Определяем мощность на валах привода.

Мощность на входном валу редуктора (на валу шестерни).

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

Мощность на выходном валу редуктора:

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

Мощность на ведомой звездочке цепной передачи:

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

4. Рассчитываем вращающие моменты на валах редуктора.

На входном валу:

$$T_{вх} = 9550 P_{вх} / n_{вх} = 9550 \cdot 4,596 / 1455 = 30,17 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

на выходном валу (и на малой ведущей звездочке):

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

5. Ориентировочный расчет валов редуктора:

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

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

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

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

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

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

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

Задания к управляемой самостоятельной работе студентов по теме «Кинематический и энергетический расчеты приводной станции»

Задача 1. По заданным выходным параметрам – мощности P_T и скорости n_T технологического вала провести кинематический и энергетический расчеты приводной станции.

Схемы приводных станций представлены на рисунках 1.1–1.10, исходные данные – в таблицах 1.1–1.10.

Задание 1

Приводная станция к кормораздатчику состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рис. 1.1).

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

Таблица 1.1

Исходные данные к заданию 1

Параметр	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>
P_T , кВт	1,5	1,5	1,5	1,5	2,3	2,3	2,3	2,3	3,4	3,4
n_T , мин ⁻¹	90	90	90	90	100	100	100	100	110	110
θ , град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Режим	Вт	Вт	Вт	Вт	Т	Т	Т	Т	С	С
$L_h 10^3$, ч	2	2	2	2	4	4	4	4	6	6

Примечание. P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: Вт – весьма тяжелый; Т – тяжелый; С – средний; Л – легкий. $L_h 10^3$ – срок службы приводной станции.

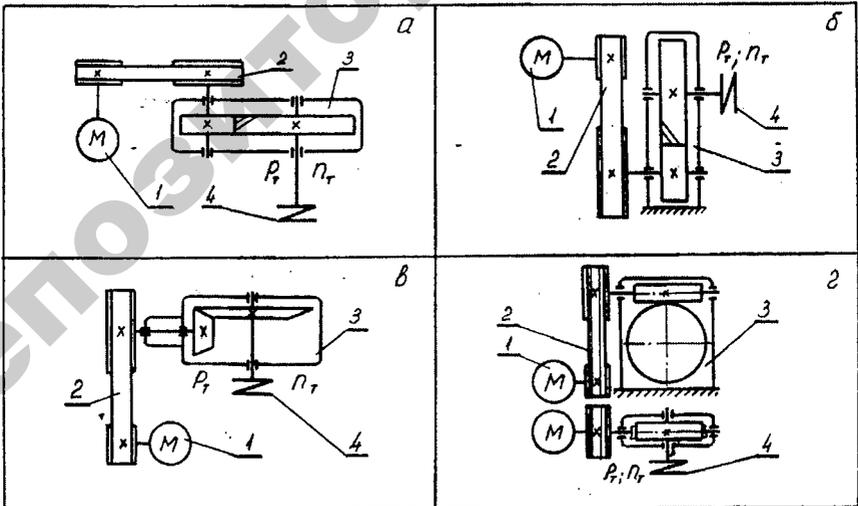


Рис. 1.1. Схемы приводных станций к заданию 1

Задание 2

Приводная станция к скреперному штанговому транспортеру состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рис. 1.2).

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

Таблица 1.2

Исходные данные к заданию 2

Параметр	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>
P_T , кВт	1,7	1,7	1,7	1,7	2,8	2,8	2,8	2,8	4,5	4,5
n_T , мин ⁻¹	70	70	70	70	80	80	80	80	90	90
θ , град	0	0	0	0	30	30	30	30	60	60
Режим	Вт	Вт	Вт	Вт	Т	Т	Т	Т	С	С
$L_h 10^3$, ч	2	2	2	2	4	4	4	4	6	6

Примечание. P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: ВТ – весьма тяжелый; Т – тяжелый; С – средний; Л – легкий. $L_h 10^3$ – срок службы приводной станции.

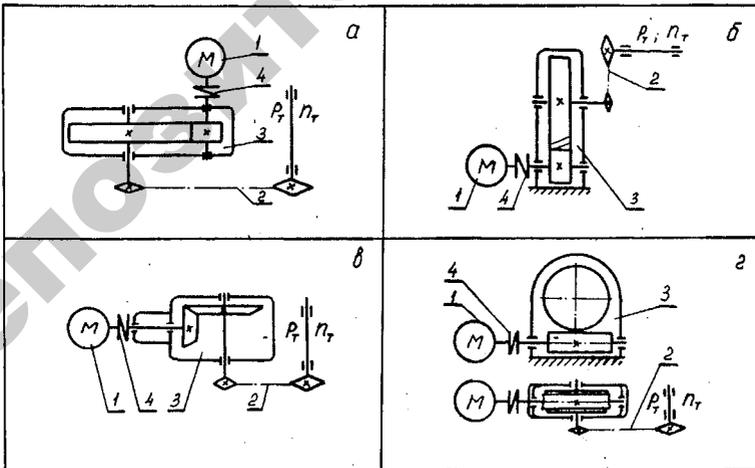


Рис. 1.2. Схемы приводных станций к заданию 2

Задание 3

Приводная станция к горизонтальному винтовому транспортеру (шнеку) для перемещения зерна состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рис. 1.3).

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

Таблица 1.3

Исходные данные к заданию 3

Параметр	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>
P_T , кВт	2	2	2	2	2,5	2,5	2,5	2,5	3	3
n_T , мин ⁻¹	80	80	80	80	110	110	110	110	90	90
θ , град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Режим	ВТ	ВТ	ВТ	ВТ	Т	Т	Т	Т	С	С
$L_h \cdot 10^3$, ч	10	10	10	10	2	2	2	2	4	4

Примечание. P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: ВТ – весьма тяжелый; Т – тяжелый; С – средний; Л – легкий. $L_h \cdot 10^3$ – срок службы приводной станции.

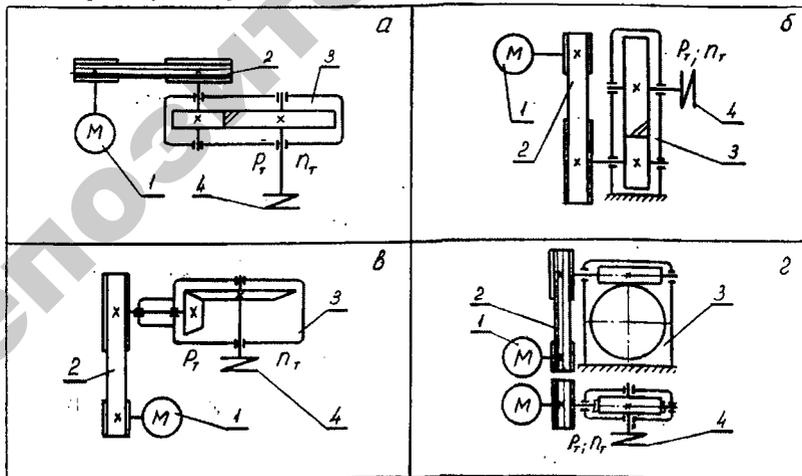


Рис. 1.3. Схемы приводных станций к заданию 3

Задание 4

Приводная станция к скиповому подъемнику для подъема сельскохозяйственных грузов состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рис. 1.4).

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

Таблица 1.4

Исходные данные к заданию 4

Параметр	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	в	г	а	б	в	г	а	б
P_T , кВт	2,1	2,1	2,1	2,1	2,4	2,4	2,4	2,4	1,9	1,9
n_T , мин ⁻¹	80	80	80	80	90	90	90	90	70	70
θ , град	0	0	0	0	30	30	30	30	45	45
Режим	Вт	Вт	Вт	Вт	Т	Т	Т	Т	С	С
$L_h 10^3$, ч	10	10	10	10	8	8	8	8	6	6

Примечание. P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: Вт – весьма тяжелый; Т – тяжелый; С – средний; Л – легкий. $L_h 10^3$ – срок службы приводной станции.

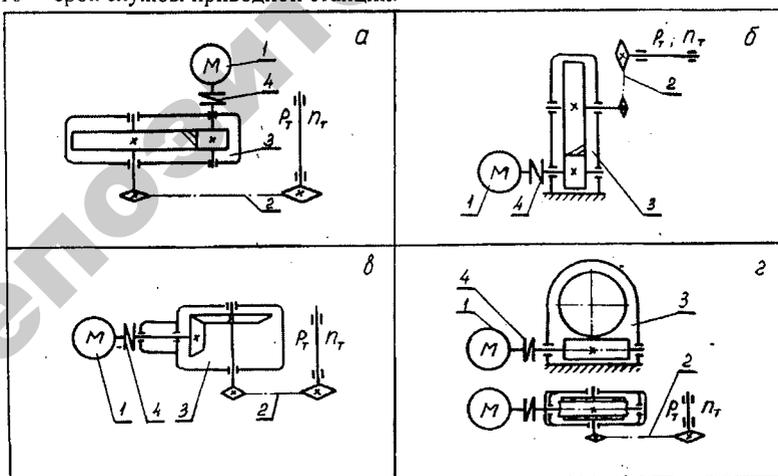


Рис. 1.4. Схемы приводных станций к заданию 4

Задание 5

Приводная станция к горизонтальному ленточному транспортеру состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рис. 1.5).

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

Таблица 1.5

Исходные данные к заданию 5

Параметр	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	в	г	а	б	в	г	а	б
P_T , кВт	1,8	1,8	1,8	1,8	2,4	2,4	2,4	2,4	3,2	3,2
n_T , мин ⁻¹	90	90	90	90	70	70	70	70	80	80
θ , град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Режим	ВТ	ВТ	ВТ	ВТ	Т	Т	Т	Т	С	С
$L_h 10^3$, ч	8	8	8	8	10	10	10	10	2	2

Примечание. P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: ВТ – весьма тяжелый; Т – тяжелый; С – средний; Л – легкий. $L_h 10^3$ – срок службы приводной станции.

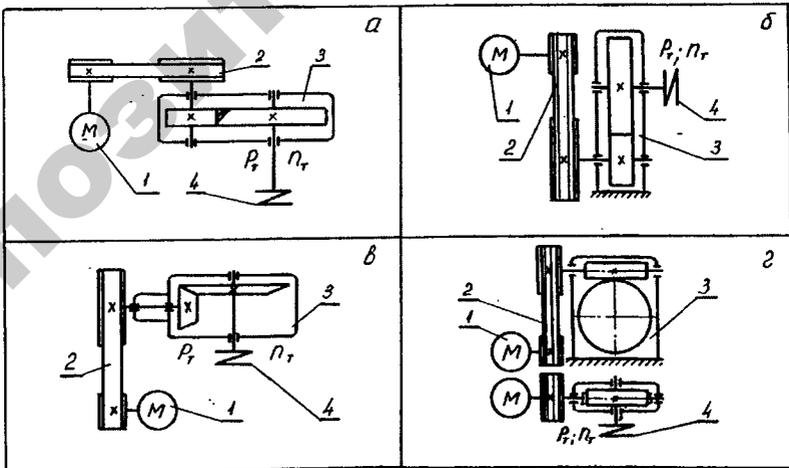


Рис. 1.5. Схемы приводных станций к заданию 5

Задание 6

Приводная станция к роликовому конвейеру для перемещения ящиков с фруктами состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рис. 1.6).

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

Таблица 1.6

Исходные данные к заданию 6

Параметр	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	а	б	в	г	а	б	в	г	а	б
P_T , кВт	3,0	3,0	3,0	3,0	2,3	2,3	2,3	2,3	5,4	4,1
n_T , мин ⁻¹	90	90	90	90	70	70	70	70	90	90
θ , град	0	0	0	0	45	45	45	45	30	30
Режим	ВТ	ВТ	ВТ	ВТ	Т	Т	Т	Т	С	С
$L_h 10^3$, ч	8	8	8	8	10	10	10	10	4	4

Примечание. P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: ВТ – весьма тяжелый; Т – тяжелый; С – средний; Л – легкий. $L_h 10^3$ – срок службы приводной станции.

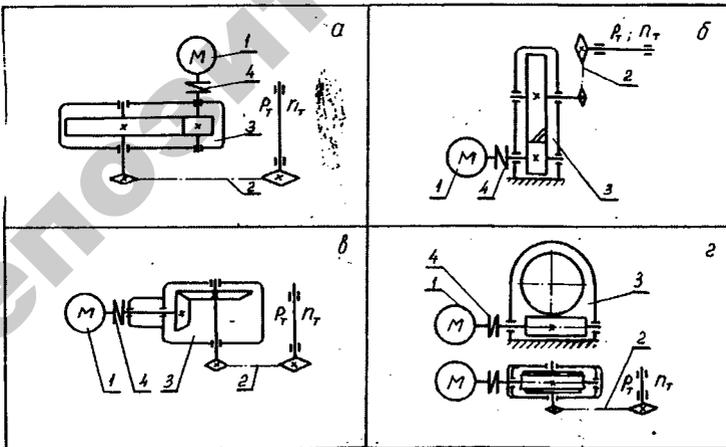


Рис. 1.6. Схемы приводных станций к заданию 6

Задание 7

Приводная станция к дробильщику зерновых компонентов состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рис. 1.7).

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

Таблица 1.7

Исходные данные к заданию 7

Параметр	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>
P_T , кВт	2,8	2,8	2,8	2,8	3,9	3,9	3,9	3,9	3,5	3,5
n_T , мин ⁻¹	60	60	60	60	80	80	80	80	90	90
θ , град	Вт	Вт	Вт	Вт	Т	Т	Т	Т	С	С
Режим	6	6	6	6	8	8	8	8	10	10
L_h 10 ³ , ч										

Примечание. P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: Вт – весьма тяжелый; Т – тяжелый; С – средний; Л – легкий. L_h 10³ – срок службы приводной станции.

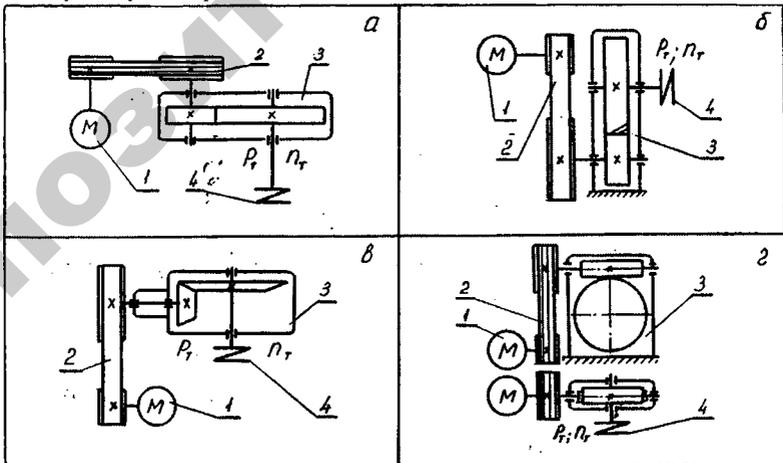


Рис. 1.7. Схемы приводных станций к заданию 7

Задание 8

Приводная станция к вертикальному ковшовому элеватору для перемещения сельскохозяйственных грузов состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рис. 1.8).

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

Таблица 1.8

Исходные данные к заданию 8

Параметр	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>
P_T , кВт	2,6	2,6	2,6	2,6	3,8	3,8	3,8	3,8	1,6	1,6
n_T , мин ⁻¹	70	70	70	70	90	90	90	90	80	80
θ , град	0	0	0	0	30	30	30	30	45	45
Режим	ВТ	ВТ	ВТ	ВТ	Т	Т	Т	Т	С	С
$L_h \cdot 10^3$, ч	6	6	6	6	8	8	8	8	2	2

Примечание. P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: ВТ – весьма тяжелый; Т – тяжелый; С – средний; Л – легкий. $L_h \cdot 10^3$ – срок службы приводной станции.

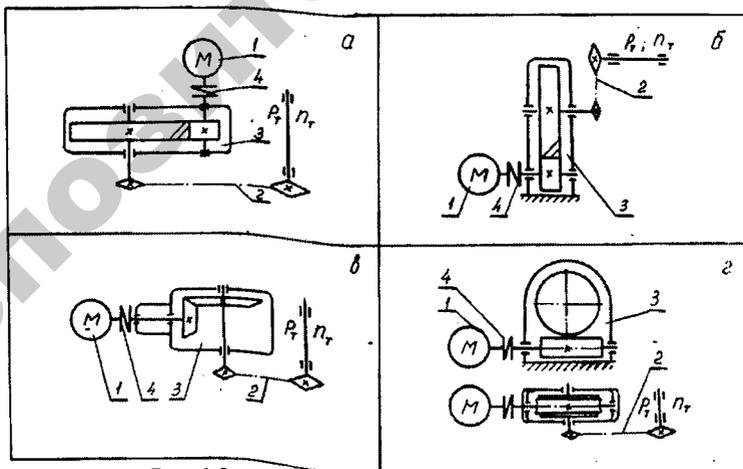


Рис. 1.8. Схемы приводных станций к заданию 8

Задание 9

Приводная станция к передвижному вибратору для снятия фруктов путем встряхивания состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рис. 1.9).

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

Таблица 1.9

Исходные данные к заданию 9

Параметр	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>
P_T , кВт	3,6	3,6	3,6	3,6	5,0	5,0	5,0	5,0	4,5	4,5
n_T , мин ⁻¹	70	70	70	70	90	90	90	90	100	100
θ , град	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
Режим		ВТ	ВТ	ВТ	Т	Т	Т	Т	С	С
$L_h \cdot 10^3$, ч	4	4	4	4	6	6	6	6	8	8

Примечание. P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: ВТ – весьма тяжелый; Т – тяжелый; С – средний; Л – легкий. $L_h \cdot 10^3$ – срок службы приводной станции.

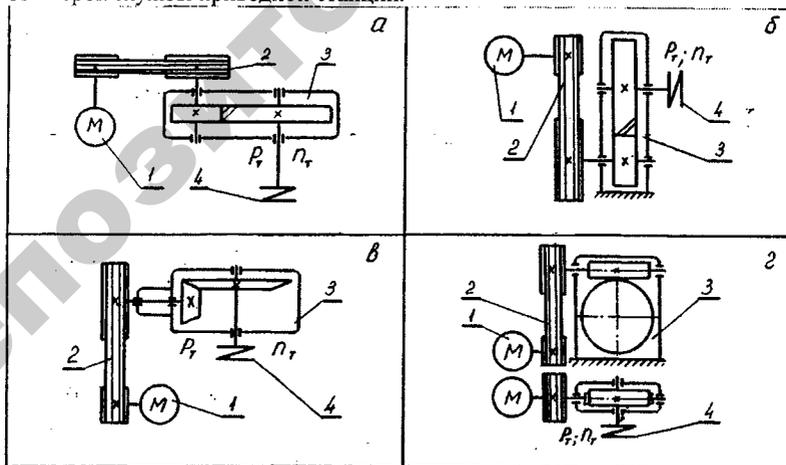


Рис. 1.9. Схемы приводных станций к заданию 9

Задание 10

Приводная станция к люлечному элеватору для поднятия сельскохозяйственных грузов состоит из электродвигателя 1, передачи с гибкой связью 2, редуктора 3, муфты 4 (рис. 1.10).

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

Таблица 1.10

Исходные данные к заданию 10

Параметр	Номер варианта									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Схема	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>	<i>в</i>	<i>г</i>	<i>a</i>	<i>б</i>
P_T , кВт	1,8	1,8	1,8	1,8	5,1	5,1	5,1	5,1	4,6	4,6
n_T , мин ⁻¹	80	80	80	80	100	100	100	100	80	80
θ , град	0	0	0	0	30	30	30	30	45	45
Режим	вт	вт	вт	вт	т	т	т	т	с	с
$L_h \cdot 10^3$, ч	4	4	4	4	2	2	2	2	10	10

Примечание. P_T – мощность, затрачиваемая на техпроцесс; n_T – частота вращения технологического вала; θ – угол наклона гибкой передачи к горизонту. Режимы работы: ВТ – весьма тяжелый; Т – тяжелый; С – средний; Л – легкий. $L_h \cdot 10^3$ – срок службы приводной станции.

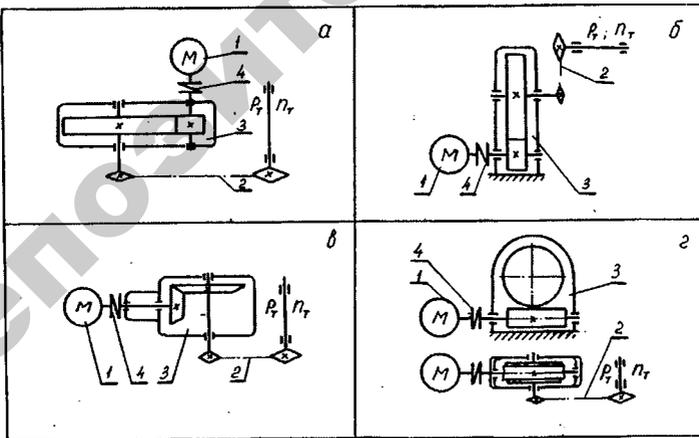


Рис. 1.10. Схемы приводных станций к заданию 10

Тема «Проектирование ременных передач»

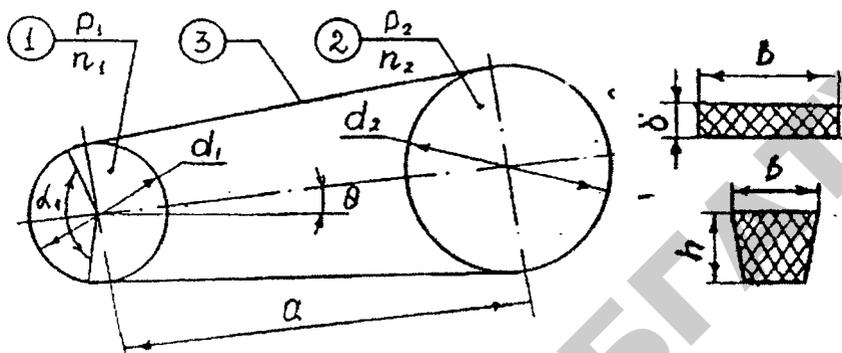


Рис. 9. Схема ременной передачи:
1 – ведущий шкив; 2 – ведомый шкив; 3 – ремень

Заданием на проектирование устанавливается тип передачи: плоскоремennая или клиноремennая.

Из раздела «Кинематический и энергетический расчет приводной станции» выбирают значения следующих параметров (параметрам ведущего шкива присваивают индекс – 1, ведомого шкива – 2):

- P_1 – мощность на ведущем шкиве, Вт;
 - n_1 – частота вращения ведущего шкива, мин^{-1} ;
 - $u_{\text{рем}}$ – передаточное число ременной передачи;
 - PP – режим работы (BT – весьма тяжелый; T – тяжелый; C – средний; Л – легкий).
- θ – угол наклона передачи к горизонту.

Алгоритм расчета и проектирования ременной передачи

Назначаем тип ремня:

а) для плоскоремennой передачи – прорезиненный или синтетический.

Следует учитывать, что наиболее распространены прорезиненные тканевые ремни, состоящие из нескольких слоев ткани, связанных вулканизированной резиной. Они прочны, эластичны, мало чувствительны к влаге и колебаниям температуры. Синтетические ремни наиболее перспективны, но в условиях сельского производства применяются редко;

б) для клиноременной передачи — назначаем по номограммам (рис. 3) сечение ремня в зависимости от мощности P_1 и частоты вращения n_1 . При расчете клиновых ремней вначале выбирают сечение ремня, исходя из передаваемой мощности и частоты вращения.

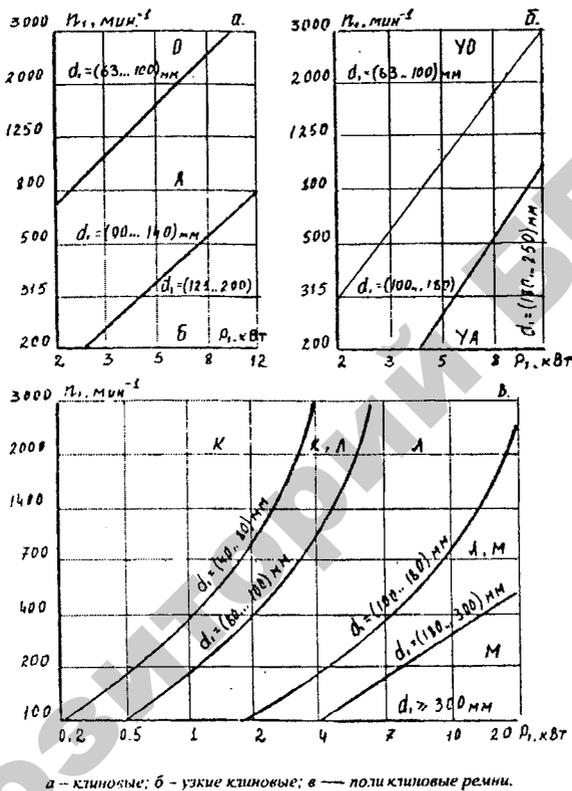


Рис. 3. Номограммы для выбора типа ремней

Область применения каждого сечения (А, Б, В, Г, Д) расположена выше собственной линии предыдущего сечения. При расчете клиноременной передачи сечение ремней *О* следует применять для передаваемых мощностей до 2 кВт.

Определяем (то есть, выписываем) значения механических характеристик ремней из таблицы 3.

Механические характеристики ремней

Тип ремня	ρ , кг/м ³	E , МПа	σ_0 , МПа	$[\sigma_p]$, МПа
Плоский прорезиненный	1000	80	1,8...2	8
Плоский синтетический	500	800	5...7	40
Клиновой	1300	80	1,4...1,6	10
Поликлиновой	1300	80	1,4...1,6	8

где ρ – плотность материала ремня;

E – приведенный модуль продольной упругости материала ремня;

σ_0 – напряжение от предварительного натяжения ремня;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения для материала ремня.

Определяем геометрические размеры передачи.

Диаметр малого шкива (ведущего), мм:

$$d_1 \geq (65 \dots 150) \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} \quad (1)$$

(принимаем стандартное значение диаметра, см. ниже).

Ряд стандартных размеров диаметров шкивов передач с плоскими и клиновыми ремнями, мм:

5, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000.

Диаметр большего шкива, мм: $d_2 = 0,98 d_1 \cdot u_{\text{рем}}$ (2)

(принимаем стандартное значение).

Предварительное межосевое расстояние, мм:

$$a \geq (0,6 \dots 1,5)(d_2 - d_1), \quad (3)$$

(меньшее значение принимают при расчете клиновых ремней).

Длина ремня

$$l_p = 2a + \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}. \quad (4)$$

Принимаем стандартное значение длины ремня l_p , мм, из ряда: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500.

Фактическое межосевое расстояние (уточненное), мм:

$$a = 0,125 \cdot \left\{ 2l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 + d_1)^2} \right\}, \quad (5)$$

где l_p – стандартное значение длины ремня.

Определяем угол обхвата малого шкива:

$$\alpha_1 = 180 - 57,3 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a}; \quad (6)$$

значения угла обхвата:

$\alpha_1 \geq 120^\circ$ – для *клиноремennых* передач;

$\alpha_1 \geq 150^\circ$ – для *плоскоремennых* передач.

Определяем скорость ремня, м/с:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4} \leq [V]; \quad (7)$$

максимально допустимое значение скорости:

для *плоских* ремней $[v] = 30$ м/с;

для *клиновых* – $[v] = 20$ м/с.

Определяем размеры ремня:

а) для *плоскоремennой передачи* рассчитывают рекомендуемое значение толщины ремня $\delta \leq 0,02 \cdot d_1$ и полученное значение согласовывают со стандартным из ряда:

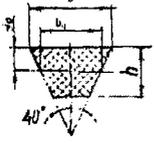
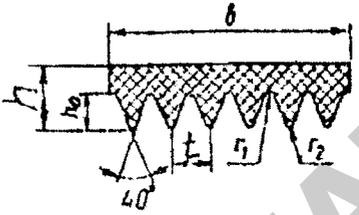
2,5(3), 3,75(4,5), 5(6), 6,25(7,5) (в скобках значение толщины с прослойкой);

б) *размеры клиновых* ремней назначают по таблице 4.

В общем машиностроении широко применяются клиновые ремни трех типов: нормальные, узкие и поликлиновые. Размеры передач с поликлиновыми ремнями вследствие их высокой тяговой способности получаются значительно меньшими, чем с клиновыми. Однако поликлиновые ремни очень чувствительны к непараллельности валов и осевому смещению шкивов.

Таблица 4

Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения

Основные размеры, мм									
	Обозначения сечения ремня								
	Нормальное сечение по ГОСТ 1284-80			Узкое сечение по ТУ 38-40534-75			Поликлиновое сечение по РТМ 38-40528-74		
	О	А	Б	УО	УА	УБ	К	Л	М
b	8,5	11	14	8,5	11	14	—	—	—
b_0	10	13	17	10	13	17	—	—	—
h	6	8	10,5	8	10	13	2,35	4,85	10,35
y_0	2,1	2,78	4,0	2,0	2,8	3,5	—	—	—
Площадь сечения A , мм ²	47	81	138	0,56	0,95	1,58	$0,5b(2h-h_0)$		
Предельное значение l_p , мм	400...	560...	800...	800...	800...	1250...			
t	—	—	—	—	—	—	—	—	—
h	—	—	—	—	—	—	2000	6000	6000
Масса 1 м длины q , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20	2,4	4,8	9,5
							4	9,50,45	16,7
							0,09		1,6

Примечания:

- l – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии.
- Стандартный ряд длин l , мм: 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.
- $(r; r_1)$ – радиусы закруглений сечений поликлиновых ремней; К(0,2;0,4), М(0,8;1,0).
- z – рекомендуемое число клиньев сечений поликлиновых ремней: К – 2...36, Л – 4...20, М – 2...20.

Для *плоскоременной передачи* определяем допускаемое полезное напряжение в ремне, МПа:

$$[\sigma_{Fk}] = 2\varphi_k \sigma_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_\theta \cdot C_{pp}, \quad (8)$$

где экспериментальное значение коэффициента тяги принимают $\varphi_k = 0,5 \dots 0,6$ (меньшее значение для синтетических ремней).

Для клиноременных передач определяют допускаемую полезную мощность, передаваемую одним клиновым ремнем:

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_a \cdot C_v \cdot C_\theta \cdot C_{pp}, \quad (9)$$

где $[P_0]$ – мощность, передаваемая одним ремнем экспериментальной передачи, зависит от частоты вращения ведущего шкива и назначенного сечения (см. таблицу 5).

Таблица 5

Номинальная мощность $[P_0]$, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем (ГОСТ 1284.3–80)

Тип ремня	Сечение l_p , мм	Диаметр меньшего шкива d_1 , мм	Скорость ремня V , м/с						
			2	3	5	10	15	20	25
1	2	3	4	5	6	7	9	9	10
Клин- но- вой	О 1320	63	–	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	–
		71	–	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	–
		80	–	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	–
		90	–	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,85
		100	–	0,51	0,75	1,25	1,59	1,94	2,08
		112	–	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,27
	А 1700	90	–	0,71	0,84	1,39	1,75	–	–
		100	–	0,72	0,95	1,60	2,07	2,29	–
		112	–	0,74	1,05	1,82	2,39	2,82	2,50
		125	–	0,80	1,15	2,00	2,66	3,27	3,14
		140	–	0,87	1,26	2,17	2,91	3,67	3,64
		160	–	0,97	1,37	2,34	3,20	4,11	4,17
	Б 2240	125	–	0,95	1,39	2,26	2,80	–	–
		140	–	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	–
		160	–	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88
		180	–	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76
		200	–	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32

1	2	3	4	5	6	7	9	9	10
Узкий клиновой	УО 1600	63	–	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	–
		71	–	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65
		80	–	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66
		90	–	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50
		100	–	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20
		112	–	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85
		125	–	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42
	УА 2500	90	–	1,08	1,56	2,57	–	–	–
		100	–	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	–
		112	–	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84
		125	–	1,53	2,41	4,23	5,67	6,00	7,12
		140	–	1,72	2,64	4,70	6,30	7,56	8,25
		160	–	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51
	УБ 3550	140	–	1,96	2,95	5,00	6,37	–	–
		160	–	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49
		180	–	2,46	3,80	6,70	9,05	10,60	11,40
		200	–	2,64	4,12	7,30	10,00	11,90	13,10
Поликлиновой	К 710	40	0,65	0,90	1,40	2,40	3,20	3,70	–
		45	0,70	0,98	1,55	2,70	3,60	4,30	4,90
		50	0,76	1,06	1,65	2,90	4,00	4,80	5,30
		63	0,85	1,18	1,86	3,40	4,60	5,70	6,40
		71	0,88	1,25	2,00	3,60	4,90	6,00	6,90
		80	0,92	1,30	2,05	3,70	5,20	6,40	7,30
		90	0,95	1,35	2,15	3,90	3,40	6,70	8,00
		100	0,97	1,38	2,20	4,00	5,60	6,90	9,20

В формуле (9) коэффициент C_α учитывает влияние угла обхвата α_1 малого шкива (таблица 6); коэффициент C_p , учитывающий влияние режима работы, принимают по рекомендациям, приведенным в таблице 9; значение коэффициента центробежных сил C_v – таблица 7; значение коэффициента наклона передачи C_b – таблица 8.

Таблица 6

Значение коэффициента угла обхвата C_α

α_1	180	170	160	150	140	130	120
C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Таблица 7

Значение коэффициента центробежных сил C_v

$V, \text{ м/с}$	1	5	10	15	20	25	30	35	40
c_v	1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6	0,58	0,55

Таблица 8

Значение коэффициента наклона передачи C_θ

θ	0...60	60...80	80...90
C_θ	1	0,9	0,8

Таблица 9

Значение коэффициента режима работы C_{pp}

Режим	Вт	Т	С	Л
C_{pp}	0,90	0,95	1,00	1,05

Для плоских ремней определяют ширину ремня:

$$B = \frac{P_1}{v \cdot [\sigma_{Fl}] \cdot \delta} \quad (10)$$

Значение ширины плоского ремня B согласовываем со стандартным из ряда:

20, 25, 32, 40, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560.

Для плоского ремня определяют площадь поперечного сечения? мм:

$$A = B \cdot \delta \quad (11)$$

Для клиновых ремней определяем число ремней:

$$z = \frac{P_1}{[P_n]} \quad (12)$$

Полученное значение округляем до целого числа. Допускаемое число ремней $Z = 10$.

Выполняют проверочные расчеты ремней на прочность.
 Рассчитывают наибольшее напряжение в ведущей ветви ремня
 в месте набегания на малый шкив.

Для *плоских* ремней:

$$\sigma_{\max} = \left(\sigma_0 + \frac{0,5P_1}{V \cdot A} + E \frac{\delta}{d_1} + \rho V^2 \cdot 10^{-6} \right) \leq [\sigma_p]. \quad (13)$$

Для *клиновых* ремней:

$$\sigma_{\max} = \left(\frac{0,85P_1}{z \cdot A \cdot v \cdot C_a \cdot C_{pp}} + \frac{0,5 \cdot P_1}{z \cdot A \cdot v} + E \frac{h}{d_1} + \rho v^2 \cdot 10^{-6} \right) \leq [\sigma_p]. \quad (14)$$

Проверяют условную долговечность ремней.
 Рассчитываем число пробегов ремня в секунду:

$$U_L = \frac{V \cdot 10^3}{l_p} \leq [U_L], \quad (15)$$

где допустимое значение числа пробегов:

$[u] = 15 \text{ с}^{-1}$ – для *плоскоремной* передачи;

$[u] = 30 \text{ с}^{-1}$ – для *клиноремной* передачи.

Определяем нагрузку на вал.

Для *плоских* ремней:

$$F_p = 2\sigma_0 A \sin \frac{\alpha_1}{2}. \quad (16)$$

Для *клиновых* ремней:

$$F_p = \frac{1,7 \cdot P_1 \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2}}{VC_u \cdot C_{pp}}. \quad (17)$$

Уточняем действительное передаточное число ременной передачи:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)}, \quad (18)$$

где коэффициент проскальзывания $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$.

Пример 2. Проектирование плоскоременной передачи

Рассчитать открытую плоскоременную передачу, установленную в системе привода от двигателя к ленточному конвейеру, по следующим данным.

Вид передачи – плоскоременная (смотри кинематическую схему привода).

$P_1 = 1,99 \text{ кВт} = 1990 \text{ Вт}$ – мощность на ведущем шкиве (в ваттах);

$n_1 = 950 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения ведущего шкива;

$u = 2,2$ – передаточное число ременной передачи;

$\theta = 0$, град – угол наклона передачи к горизонту;

РР – (ВТ) – режим работы, весьма тяжелый;

$[U_L] = 15 \text{ с}^{-1}$ – для плоского ремня допустимое значение числа пробегов.

Назначаем тип ремня: прорезиненный.

Из таблицы 3 выбираем механические характеристики плоского прорезиненного ремня:

$\rho = 1000 \text{ кг/м}^3$ – плотность материала ремня;

$E = 80 \text{ МПа}$ – приведенный модуль продольной упругости материала ремня;

$\sigma_0 = 2 \text{ МПа}$ – напряжение от предварительного натяжения ремня;

$[\sigma_p] = 8 \text{ МПа}$ – допустимое напряжение на растяжение для ремня.

Определяем геометрические размеры передачи, согласовывая их со стандартами.

Диаметр малого шкива по формуле (1):

$$d_1 \geq (65 \dots 150) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 65 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,99}{950}} = \dots 125 \text{ мм}.$$

Принимаем из ряда стандартных значений ближайшее – $d_1 = 125 \text{ мм}$.

Диаметр большего шкива по формуле (2):

$$d_2 = 0,98 \cdot d_1 \cdot u = 0,98 \cdot 125 \cdot 2,2 = 250 \text{ мм}.$$

Принимаем из ряда стандартных значений ближайшее – $d_2 = 250 \text{ мм}$.

Межосевое расстояние предварительное по формуле (3):

$$a \geq (0,6 \dots 1,5) \cdot (d_1 + d_2) = 1 \cdot (125 + 250) = 375 \text{ мм}.$$

Длина ремня по формуле (4):

$$l_p = 2a + \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} =$$
$$= 2 \cdot (125 + 250) + 3,14 \cdot \frac{125 + 250}{2} + \frac{(250 - 125)^2}{4 \cdot 375} = 1890 \text{ мм.}$$

Назначаем стандартное значение длины ремня $l_p = 2000 \text{ мм}$.

Межосевое расстояние, уточненное по формуле (5):

$$a = 0,125 \cdot \left\{ 2l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 + d_1)^2} \right\} =$$
$$= 0,125 \cdot \left\{ \begin{array}{l} 2 \cdot 2000 - 3,14 \cdot (250 + 125) + \\ + \sqrt{[2 \cdot 2000 - 3,14 \cdot (250 + 125)]^2 - 8 \cdot (250 + 125)^2} \end{array} \right\} = 679 \text{ мм.}$$

Толщина ремня: $\delta \leq 0,02 \cdot d_1 = 0,02 \cdot 125 = 2,5 \text{ мм}$.

Принимаем толщину ремня из стандартного ряда: $\delta = 2,5 \text{ мм}$.

Определяем угол обхвата малого шкива по формуле (6):

$$\alpha_1 = 180 - 57,3 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57,3 \cdot \frac{250 - 125}{679} = 169,5^\circ > 150^\circ.$$

Определяем скорость ремня по формуле (7):

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 950}{6 \cdot 10^4} = 6,2 \text{ м/с.}$$

Рассчитываем допустимое полезное напряжение в ремне по формуле (8):

$$[\sigma_{F1}] = 2\varphi_k \cdot \sigma_0 \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_\theta \cdot C_{pp} = 2 \cdot 0,55 \cdot 2 \cdot 0,98 \cdot 1,04 \cdot 1 \cdot 0,90 = 1,51 \text{ МПа.}$$

Коэффициент $C_\alpha = 0,98$ учитывает влияние угла обхвата α_1 малого шкива (таблица 6).

Коэффициент $C_{pp} = 0,9$, учитывающий влияние режима работы, принимают по рекомендациям, приведенным в таблице 9.

Значение коэффициента центробежных сил $C_v = 1,04$ – таблица 7.

Значение коэффициента наклона передачи $\sigma_0 = 1$ – таблица 8.

Определяем ширину ремня по формуле (10):

$$B = \frac{P_1}{v \cdot [\sigma_{Ft}] \cdot \delta} = \frac{1990}{5 \cdot 1,51 \cdot 2,5} = 105,4 \text{ мм.}$$

Полученное значение ширины ремня B согласовываем со стандартным, принимаем $B = 100 \text{ мм}$.

Площадь поперечного сечения плоского ремня по формуле (11):

$$A = B \cdot \delta = 100 \cdot 2,5 = 250 \text{ мм}^2.$$

Выполняем проверочные расчеты прочности ремней. Рассчитываем наибольшее напряжение в ведущей ветви ремня в месте набегания на малый шкив по формуле (13):

$$\sigma_{\max} = \left(\sigma_0 + \frac{0,5P_1}{V \cdot A} + E \frac{\delta}{d_1} + \rho V^2 \cdot 10^{-6} \right) =$$
$$= \left(2 + \frac{0,5 \cdot 1990}{5 \cdot 250} + 80 \frac{2,5}{250} + 1000 \cdot 5^2 \cdot 10^{-6} \right) = 3,6 \text{ МПа} < [\sigma] = 8 \text{ МПа.}$$

Проверяем условную долговечность ремня, считаем число пробогов ремня в секунду по формуле (15):

$$U_L = \frac{10^3 \cdot v}{l_p} = \frac{5 \cdot 10^3}{2000} = 2,5 \text{ с}^{-1} \leq [U_L] = 15 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем нагрузку на вал по формуле (16):

$$F_p = 2 \cdot \sigma_0 \cdot A \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 2 \cdot 250 \cdot \sin \frac{169,5}{2} = 695,9 \text{ Н.}$$

Уточняем действительное передаточное число ременной передачи по формуле (18):

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{250}{125(1-0,01)} = 2,02,$$

где коэффициент проскальзывания $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$.

Пример 3. Проектирование клиноременной передачи

Вид передачи – клиноременная (смотри кинематическую схему привода).

$P_1 = 1,99$ кВт = 1990 Вт – мощность на ведущем шкиве (в ваттах);

$n_1 = 950$ мин⁻¹ – частота вращения ведущего шкива;

$u = 2,2$ – передаточное число клиноременной передачи;

$\theta = 0$ – угол наклона передачи к горизонту;

РР, (ВГ) – режим работы, весьма тяжелый;

$[U_L] = 30$ с⁻¹ – допустимое число пробегов для клинового ремня.

Назначаем по номограммам (рис. 4.44) в зависимости от мощности $P_1 = 1,99$ кВт и частоты вращения $n_1 = 950$ мин⁻¹ сечение ремня A .

Из таблицы 4.3 выбираем механические характеристики клинового ремня:

$\rho = 1300$ кг/м³ – плотность материала ремня;

$E = 80$ МПа – приведенный модуль продольной упругости материала ремня;

$\sigma_0 = 1,4 \dots 1,6$ МПа – напряжение от предварительного натяжения ремня;

$[\sigma_p] = 10$ МПа – допустимое напряжение растяжения ремня.

Определяем геометрические размеры передачи, согласовывая их со стандартами.

Диаметр малого шкива по формуле (1):

$$d_1 \geq (65 \dots 150) \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 65 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,99}{950}} = 60 \dots 123 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр малого шкива $d_1 = 125$ мм – ближайшее значение по стандарту.

Диаметр большего шкива по формуле (2):

$d_2 = 0,98 \cdot d_1 \cdot u = 0,98 \cdot 125 \cdot 2,2 = 250$ мм, тоже согласовываем со стандартным значением, принимаем $d_2 = 250$ мм.

Предварительное межосевое расстояние по формуле (3):

$$a \geq (0,6 \dots 1,5) \cdot (d_1 + d_2) = 1 \cdot (125 + 250) = 375 \text{ мм.}$$

Длина ремня по формуле (4):

$$L_p = 2a + \pi \cdot \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = \\ = 2 \cdot (125 + 250) + 3,14 \cdot \frac{125 + 250}{2} + \frac{(250 - 125)^2}{4 \cdot 375} = 1890 \text{ мм.}$$

Назначаем стандартное значение длины ремня $l = 2000$ мм.

Уточняем межосевое расстояние по формуле (5):

$$a = 0,125 \cdot \left\{ 2l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2l_p - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 + d_1)^2} \right\} = \\ = 0,125 \cdot \left\{ \begin{array}{l} 2 \cdot 2000 - 3,14 \cdot (250 + 125) + \\ + \sqrt{[2 \cdot 2000 - 3,14 \cdot (250 + 125)]^2 - 8 \cdot (250 + 125)^2} \end{array} \right\} = 679 \text{ мм.}$$

Определяем угол обхвата малого шкива по формуле (6):

$$\alpha_1 = 180 - 57,3 \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57,3 \cdot \frac{250 - 125}{679} = 169,5^\circ > 120^\circ.$$

Определяем скорость ремня по формуле (7):

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 950}{6 \cdot 10^4} = 6,2 \text{ м/с.}$$

Определяем допускаемую полезную мощность, передаваемую одним ремнем, по формуле (9):

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_a \cdot C_v \cdot C_\theta \cdot C_{pp} = 1280 \cdot 0,98 \cdot 1,04 \cdot 1 \cdot 0,90 = 1174 \text{ Вт,}$$

где $[P_0] = 0,98$ Вт – мощность, передаваемая одним ремнем экспериментальной передачи, принимаем по таблице 5.

Коэффициент $C_\alpha = 0,98$ учитывает влияние угла обхвата α_1 малого шкива (таблица 4.6).

Коэффициент $C_{pp} = 0,9$, учитывающий влияние режима работы, принимают по рекомендациям, приведенным в таблице 9.

Значение коэффициента центробежных сил $C_v = 1,04$ – таблица 7.

Значение коэффициента наклона передачи $C_o = 1$ – таблица 8.
 Определяем число ремней клинового ремня по формуле (12):

$$z = \frac{P_1}{[P_n]} = \frac{1990}{1174} = 1,7.$$

Число ремней округляем до целого числа, принимаем $z = 2$.
 Выполняем проверочные расчеты прочности ремней.
 Для клиновых ремней по формуле (14):

$$\begin{aligned} \sigma_{\max} &= \left(\frac{0,85P_1}{z \cdot A \cdot v \cdot C_a \cdot C_{pp}} + \frac{0,5 \cdot P_1}{z \cdot A \cdot v} + E \frac{h}{d_1} + \rho v^2 \cdot 10^{-6} \right) = \\ &= \left(\frac{0,85 \cdot 1990}{2 \cdot 250 \cdot 5 \cdot 0,98 \cdot 0,90} + \frac{0,5 \cdot 1990}{2 \cdot 250 \cdot 5} + 80 \frac{8}{125} + 1300 \cdot 5^2 \cdot 10^{-6} \right) = \\ &= 5,6 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 10 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Проверяем условную долговечность ремней, считаем число пробегов ремня в секунду по формуле (15):

$$U_L = \frac{10^3 \cdot v}{l_p} = \frac{5 \cdot 10^3}{2000} = 2,5 \text{ с}^{-1} \leq [U_L] = 30 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем нагрузку на вал и действительное передаточное число ременной передачи по формуле (17):

$$F_p = \frac{1,7 \cdot P_1 \cdot \sin \frac{a_1}{2}}{V \cdot C_a \cdot C_{pp}} = \frac{1,7 \cdot 1990 \cdot \sin \frac{169,5}{2}}{5 \cdot 0,98 \cdot 0,90} = 763,9 \text{ Н}.$$

Уточняем передаточное число клиноременной передачи по формуле (18):

$$u = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{250}{125 \cdot (1-0,01)} = 2,18.$$

Тема «Проектирование цепной передачи»

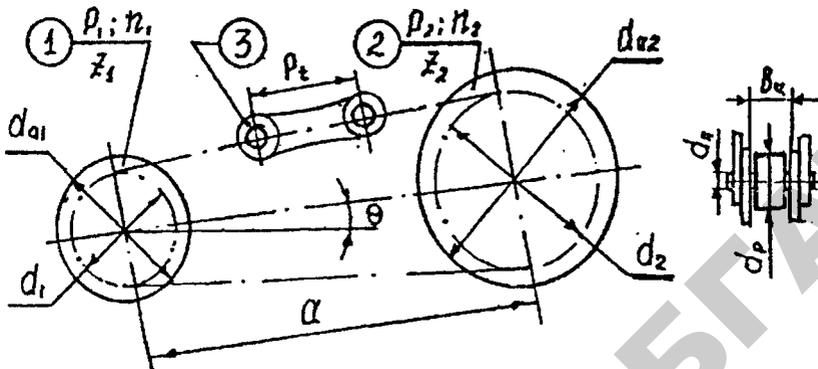


Рис. 10. Схема цепной передачи:
1 – ведущая звездочка; 2 – ведомая звездочка; 3 – цепь

Рассчитываем цепную передачу по параметрам, которые определили в задаче «Кинематический и энергетический расчеты приводной станции», параметрам ведущей звездочки присваиваем индекс 1, параметрам ведомой – 2:

P_1 – мощность на ведущей звездочке (ведущая звездочка располагается на выходном валу редуктора), Вт (в ваттах);

n_1 – частота вращения ведущей звездочки (выходного вала редуктора), мин^{-1} ;

$u_{\text{цеп}}$ – передаточное число цепной передачи;

θ – угол наклона передачи к горизонту;

PP – режим работы (ВТ – весьма тяжелый, Т – тяжелый, С – средний, Л – легкий);

L_h – срок службы передачи, ч.

Выбираем тип цепи из наиболее распространенных:

приводную втулочную однорядную – ПВ;

приводную роликтовую однорядную – ПР;

приводную зубчатую однорядную – ПЗ-1.

Ориентируемся в первом варианте расчета на применение однорядной цепи, то есть принимаем количество рядов цепи $m = 1$.

Выбираем среднее допустимое давление в шарнирах цепи для заданной частоты вращения ведущей звездочки n_1 по таблице 9.

Таблица 9

Допускаемое давление в шарнирах

Шаг цепи t , мм	$[P_u]$, МПа при n_1 , мин ⁻¹							
	50	200	400	600	800	100	1200	1600
12,7...15,875	35	32	29	26	24	23	21	19
19,05...25,4	35	30	26	24	21	19	18	15
31,75...38,1	35	29	24	21	19	17	15	-
44,45...50,8	35	26	21	18	15	-	-	-
$[P_{\text{ср}}]$	35	29	25	22	20	18	18	17

Определяем коэффициент эксплуатации передачи.

$$K_{\text{Э}} = K_{PP} \cdot K_{\text{РЕГ}} \cdot K_{\Theta} \cdot K_{\text{С}} \quad (19)$$

По таблицам 10–13 назначаем коэффициенты, учитывающие способ смазки, способ регулировки передачи, режим работы и угол наклона передачи.

Таблица 10

Значение коэффициента работы режима K_{PP}

Режим работы	ВТ	Т	С	Л
K_{PP}	1,5	1,3	1,2	1

Таблица 11

Значение коэффициента регулировки $K_{\text{РЕГ}}$

Способ регулировки	Натяжная звездочка	Подвижная опора	Нерегулируемая
$K_{\text{РЕГ}}$	0,8	1	1,25

Таблица 12

Значение коэффициента угла наклона K_{Θ}

Угол наклона передачи	0...60	60...90
K_{Θ}	1	1,25

Таблица 13

Значение коэффициента смазки K_c

Способ смазки	Непрерывный	Капельный	Периодический
K_c	0,8	1	1,5

Назначаем число зубьев звездочек:

ведущей – $Z_1 = 29 - 2u_{цеп}$ – (принимаем Z_1 нечетное число); (20)ведомой – $Z_2 = Z_1 \cdot u_{цеп}$ – целое нечетное число. (21)

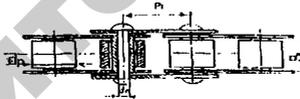
Определяем шаг цепи из условия износостойкости шарниров, мм:

$$t = 69,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K_э}{Z_1 \cdot n_1 \cdot m [P_{cp}]}} \quad (22)$$

По таблице 14 выбираем стандартную цепь с шагом t , ближайшим к расчетному значению.

Таблица 14

Цепи приводные роликовые нормальной серии однорядные типа ПР



Обозначение цепи	P_0 , мм	B_0 , мм	d_n , мм	d_p , мм	Разрушающая нагрузка, даН, не менее	Масса 1 м цепи q , кг
ПР-8-460	8,0	3,00	2,31	5,0	4650	0,20
ПР-9,525-910	9,525	5,72	3,28	6,35	910	0,45
ПР-12,7-900-1	12,7	2,40	3,66	7,75	900	0,30
ПР-12,7-900-2	12,7	3,30	3,66	7,75	900	0,35
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	4,45	8,51	1820	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	4,45	8,51	1820	0,75
ПР-15,875-2300-1	15,785	6,48	5,08	10,16	2300	0,80
ПР-15,875-2300-2	15,785	9,65	5,08	10,16	2300	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	5,94	11,91	3180	1,9
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	7,92	15,88	6000	2,6
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	9,53	19,05	8900	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	11,1	22,23	12700	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	25,40	12,70	25,40	17240	7,5
ПР-50,8-22700	50,8	31,75	14,27	28,58	22700	9,7
ПР-63,5-35400	63,5	38,10	19,84	39,68	35400	16,0

Определяем геометрические размеры передачи, используя

Стандартное значение шага цепи t .

Межосевое расстояние передачи, мм:

$$a \approx (30 \dots 50) \cdot t. \quad (23)$$

где t – стандартное значение шага цепи.

Число звеньев цепи:

$$Z_{\text{цеп}} = \frac{2a}{t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{[(Z_1 + Z_2)/2\pi]^2 \cdot t}{a} \quad (\text{целое нечетное число}). \quad (24)$$

Делительные диаметры звездочек, мм:

$$\text{ведущей} \quad d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_1}}; \quad (25)$$

$$\text{ведомой} \quad d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180}{z_2}}. \quad (26)$$

Выполняем проверочный расчет цепи на износостойкость по удельному давлению в шарнирах:

$$P_{\text{цеп}} = \frac{P_1 \cdot K_3 \cdot 6 \cdot 10^4}{z_1 \cdot t \cdot n_1 \cdot d_n \cdot B_{\text{цеп}}} \leq [P_{\text{цеп}}]. \quad (27)$$

Проверяем цепь на долговечность по числу ударов цепи в секунду, с^{-1} :

$$u_l = \frac{4z_1 \cdot n_1}{60 \cdot z_{\text{цеп}}} \leq [u_l], \quad (28)$$

где $[u_l] = \frac{580}{t}$ – допустимая частота ударов цепи в секунду, обеспечивающая долговечность в пределах (1000...5000) часов.

Определяем нагрузку на вал в цепной передаче, Н:

$$F_{\text{цеп}} = \left[\frac{P_1 \cdot 6 \cdot 10^4}{z_1 \cdot n_1 \cdot t} + (1 \dots 6) \cdot 9.8 \cdot q_l \cdot 10^{-3} \right]. \quad (29)$$

В формуле (29) максимальные значения – для горизонтальных передач.

Пример 4. Проектирование цепной передачи

Рассчитать цепную передачу, установленную в системе привода (смотри кинематическую схему привода) по следующим данным:

$P_1 = 1740$ Вт – мощность на ведущей звездочке (в ваттах);

$n_1 = 356 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения ведущей звездочки;

$u = 4,45$ – передаточное число цепной передачи;

$\theta = 45$ град. – угол наклона передачи к горизонту;

PP – режим работы С (средний);

$L_h = 2,0 \cdot 10^3$ – срок службы передачи, ч;

Назначаем число рядов цепи – $m = 1$.

1. Выбираем тип цепи: ПВ – приводную роликовую однорядную.

2. Выбираем по таблице 4.9 для данной частоты вращения ведущей звездочки $n_1 = 356 \text{ мин}^{-1}$ среднее допускаемое давление в шарнирах цепи $[P_{\text{ц.ср}}] = 25$ МПа.

3. Определяем коэффициент эксплуатации передачи по формуле (19):

$$K_{\text{э}} = K_{PP} \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\theta} \cdot K_C = 1,2 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,5 = 2,25,$$

где значение коэффициента режима работы $K_{PP} = 1,2$ (таблица 10);

значение коэффициента регулировки $K_{\text{рег}} = 1,25$ (таблица 11);

значение коэффициента угла наклона $K_{\theta} = 1$ (таблица 12);

значение коэффициента смазки $K_C = 1,5$ (таблица 13).

4. Назначаем число зубьев звездочек по формулам (20) и (21):

$Z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 4,45 = 21$ – целое нечетное число;

$Z_2 = 23 \cdot 4,45 = 95 \leq 120$ – целое нечетное число.

5. Определяем шаг цепи из условия износостойкости шарниров и допустимой частоты вращения звездочки по формуле (22):

$$t = 69,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1 \cdot K_{\text{э}}}{Z_1 \cdot n_1 \cdot m \cdot [P_{\text{ц.ср}}]}} = 69,4 \cdot \sqrt[3]{\frac{1740 \cdot 2,25}{21 \cdot 356,25 \cdot 1 \cdot 25}} = 41,15 \text{ мм.}$$

6. Рассчитанное значение шага цепи округляем до ближайшего стандартного по таблице 14. Выбираем стандартную приводную роликую цепь

ПР – 44,45 – 17240 с шагом $t = 44,45$ мм.

7. Определяем геометрические размеры передачи.

Межосевое расстояние по формуле (23):

$$a = (30 \dots 50) \cdot t = 40 \cdot 44,45 = 1778 \text{ мм.}$$

Число звеньев цепи по формуле 4.24:

$$Z_{\text{цеп}} = \frac{2a}{P_t} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{[(Z_1 + Z_2)/2\pi]^2 \cdot t}{a} =$$

$$= \frac{2 \cdot 1740,2}{44,45} + \frac{21 + 95}{2} + \frac{[(21 + 95)/2 \cdot 3,14]^2 \cdot 44,45}{1740,2} = 146,8$$

Принимаем $Z_{\text{цеп}} = 147$ – целое нечетное число.

Делительные диаметры звездочек по формулам (25) и (26), мм:

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_1}}; \quad d_2 = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}}$$

$$d_1 = \frac{44,45}{\sin \frac{180}{21}} = 8,2; \quad d_2 = \frac{44,45}{\sin \frac{180}{95}} = 1302.$$

Наружные диаметры звездочек:
ведущей:

$$d_{a1} = t \cdot \left(0,7 + \text{ctg} \frac{\pi}{Z_1} - \frac{0,31 \cdot d_p}{t} \right) =$$

$$= 45 \cdot \left(0,7 + \text{ctg} \frac{180}{21} - \frac{0,31 \cdot 25,4}{44,45} \right) = 232,5 \text{ мм;}$$

ведомой $d_{a2} = t \cdot \left(0,7 + \text{ctg} \frac{\pi}{Z_2} - \frac{0,31 \cdot d_p}{t} \right) =$

$$= 44,45 \cdot \left(0,7 + \text{ctg} \frac{180}{95} - \frac{0,31 \cdot 25,4}{44,45} \right) = 225,6 \text{ мм.}$$

8. Выполняем проверочные расчеты цепи на износостойкость по удельному давлению в шарнирах P_u (27) и на долговечность по числу ударов в секунду u_1 (19):

$$P_u = \frac{P_1 \cdot K_{\text{э}} \cdot 6 \cdot 10^4}{Z_1 \cdot P_t \cdot n_1 \cdot d_n \cdot B_u} = 9,35 \text{ МПа} < [P_u] = 25 \text{ МПа.}$$

$$u_1 = \frac{4 \cdot Z_1 \cdot n_1}{60 \cdot Z_u} = \frac{4 \cdot 21 \cdot 356,25}{60 \cdot 147} = 3,39 \text{ с}^{-1} < [u_1],$$

где $[u_1] = \frac{580}{44,45} = 13,05 \text{ с}^{-1}$, допускаемая частота ударов цепи в секунду, обеспечивающая долговечность в пределах (1000...5000) часов.

9. Определяем нагрузку на вал в цепной передаче по формуле (29):

$$F_u = \left[\frac{P_1 \cdot 6 \cdot 10^4}{Z_1 \cdot n_1 \cdot P_t} + (1 \dots 6) \cdot 9,8 \cdot a \cdot q_1 \cdot 10^{-3} \right] =$$

$$= \left[\frac{1740 \cdot 6 \cdot 10000}{21 \cdot 356,25 \cdot 44,45} + 4 \cdot 9,8 \cdot 1778 \cdot 10^{-3} \right] = 1743,1 \text{ Н.}$$

Задания к управляемой самостоятельной работе студентов по теме «Проектирование передач с гибкой связью»

Задача 2. По данным из ранее проведенного кинематического и энергетического расчетов заданной приводной станции рассчитать передачу с гибкой связью (плоскоремennую, клиноремennую или цепную).

Тема «Проектирование цилиндрической зубчатой передачи»

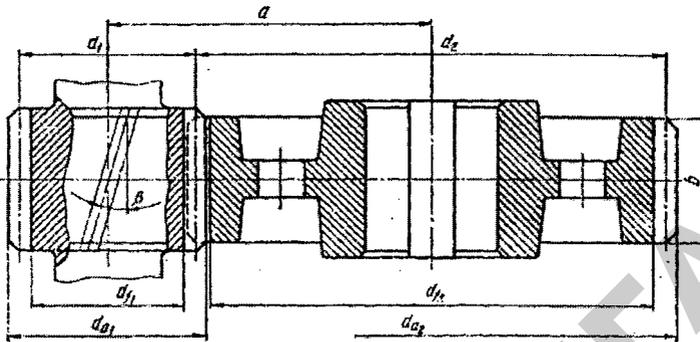


Рис. 11. Схема цилиндрической передачи

Из кинематического и энергетического расчетов привода выбираем значения (для параметров шестерни присваиваем индекс 1, колеса – 2):

P_2 – мощность на колесе цилиндрической передачи (колесо располагается на выходном валу редуктора), Вт;

n_2 – частота вращения колеса, мин^{-1} ;

u – передаточное число цилиндрической передачи;

L_n – срок службы передачи, ч;

РР – режим работы (ВТ – весьма тяжелый; Т – тяжелый; С – средний, Л – легкий).

Принимаем коэффициент нагрузки $K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot K_{HA}$

при контактных расчетах в зависимости от заданного режима работы:

если режим ВТ (весьма тяжелый), то $K_H = 1,3$;

если режим Т (тяжелый), то $K_H = 1,25$;

если режим С (средний), то $K_H = 1,2$;

если режим Л (легкий), то $K_H = 1,1$.

Принимаем коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{FA}$

при расчетах на выносливость по изгибу в зависимости от заданного режима работы:

если режим РР ВТ (весьма тяжелый), то $K_F = 1,4$;

если режим РР Т (тяжелый), то $K_F = 1,3$;

если режим РР – С (средний), то $K_F = 1,2$;

если режим РР – Л (легкий), то $K_F = 1,15$.

Выбираем коэффициенты эквивалентности режима при расчетах на контактную прочность $K_{\Sigma H}$ и на прочность по изгибу $K_{\Sigma F}$ по таблице 15.

Таблица 15

Коэффициенты эквивалентности

Режим работы	ВТ	Т	С	Л
$K_{\Sigma H}$	1,0	0,7	0,5	0,2
$K_{\Sigma F}$	1,0	0,5	0,3	0,15

Назначаем материал для изготовления шестерни и колеса (таблица 4.16).

Назначаем твердость по Бринеллю для материала шестерни – HB_1 , для колеса – HB_2 (таблица 16). Рекомендуется принимать HB_1 больше HB_2 на 30...50 единиц.

Таблица 16

Механические характеристики сталей

Марка стали	$D_{пред}$, мм	$S_{пред}$, мм	Термо обработка	Твердость заготовки		σ_B	σ_T	σ_{-1}
				Поверхности	Сердцевины			
35	Любой	Любая	Н	163...192 HB		550	400	235
40	120	60	У	192...228 HB		700	320	300
45	любой	любая	Н	179...207 HB		600	540	260
45	125	80	У	235...262 HB		780	650	335
45	80	50	У	269...302 HB		890	640	380
40Х	200	125	У	235...262 HB		790	750	375
40Х	125	80	У	269...302 HB		900	750	410
40ХН	315	200	У+ТВЧ	48...53 HRC	269...302 HB	900	630	410
40ХН	200	125	У	235...262 HB		800	750	380
40ХН	200	125	У+ТВЧ	269...302 HB		920	750	420
35ХМ	315	200	У			800	790	
35ХМ	200	125	У			920	790	
35ХМ	200	125	У+ТВЧ			920	270	
35Л	любой	любая	Н	48...53 HRC	269...302HB	550	295	420
40Л	>>	>>	Н			520	440	
45Л	315	200	У			680	600	
40ГЛ	315	200	У			850		

Определяем коэффициенты твердости на контактную $K_{\sigma H}$ и изгибную $K_{\sigma F}$ выносливость:

если $HB \leq 350$, то $K_{\sigma H} = 2$; $K_{\sigma F} = 0,8 \dots 1$;

если $HB > 350$, то $K_{\sigma H} = 1,6$; $K_{\sigma F} = 0,6 \dots 0,8$.

Принимаем базовое число циклов *контактных* испытаний для стали: $N_{HLim} = 2 \cdot 10^7$; базовое число циклов испытаний *на изгиб* $N_{FLim} = 4 \cdot 10^6$.

Определяем допускаемое напряжение *контактной* выносливости с учетом срока службы и режима работы:

$$[\sigma_{H1(2)}] = K_{\sigma H} HB_{1(2)} \sqrt[6]{\frac{N_{HLim}}{60 n_{1(2)} L_h K_{\Sigma H}}} \geq K_{\sigma H} HB_{1(2)}. \quad (30)$$

При расчете допускаемого напряжения для шестерни $[\sigma_{H1}]$ в формулу подставляют параметры с индексом 1, для колеса $[\sigma_{H2}]$ – с индексом 2.

Частота вращения вала шестерни – $n_1 = n_2 \cdot u_{цвл}$.

Выражение под корнем носит название «коэффициент долговечности» – K_{HL} , принимать его следует в пределах $1 \leq K_{HL} \leq 2,4$.

Если рассчитывают передачу с косым зубом, за расчетное значение допускаемых напряжений принимают $[\sigma_H] = 0,5([\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}])$, а если с прямым зубом, то меньшее из рассчитанных – $[\sigma_{H1}]$ или $[\sigma_{H2}]$.

Определяем допускаемые напряжения выносливости на *изгиб* с учетом срока службы и режима работы.

$$[\sigma_{F1(2)}] = K_{\sigma F} \cdot HB_{1(2)} \sqrt[6]{\frac{N_{FLim}}{60 \cdot n_{1(2)} \cdot L_h \cdot K_{\Sigma F}}} \geq K_{\sigma F} \cdot HB_{1(2)}. \quad (31)$$

При расчете допускаемого напряжения для шестерни $[\sigma_{F1}]$ в формулу подставляют параметры с индексом 1, для колеса – $[\sigma_{F2}]$ – с индексом 2.

Рассчитываем межосевое расстояние цилиндрической передачи, мм:

$$a_w \geq (u \pm 1) \cdot \cos^2 \beta \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot P_2 \cdot 10^9}{\psi_{ba} \cdot n_2 \cdot u^2 \cdot [\sigma_H]^2}}, \quad (32)$$

где β – угол наклона зуба (если передача с косым зубом, предварительно назначаем $\beta = 12^\circ \dots 14^\circ$).

Коэффициент ширины венца зубчатого колеса относительно межосевого расстояния рассчитывают по формуле

$$0,125 \leq \psi_{ba} \leq \frac{2,5}{u+1} \text{ и затем выбирают из следующего ряда: } 0,125;$$

0,16; 0,2; 0,315; 0,4; 0,5. В формуле (32) знак минус – для внутреннего зацепления.

Полученное значение a_w (в учебных целях) принимаем кратным 5.

Определяем ширину венца зубчатого колеса, мм:

$$b_2 \leq (\psi_{ba} \cdot a_w + 0,5) \text{ (принимать целое число)}. \quad (33)$$

Определяем модуль зацепления, мм:

$$m = \frac{2a_w \cdot \cos \beta}{20(u \pm 1)}, \text{ согласуя его со стандартным значением}. \quad (34)$$

Для силовых передач значение модуля менее 1,5 мм применять не рекомендуется.

Значения *модулей из стандартного ряда*, мм:

1; 1,25; (1,375); 1,5; (1,75); 2,0 (2,25); 2,5 (2,75); 3,0 (3,5); 4,0 (4,5); 5,0; (5,5); 6, 0; 7, 0; 8,0; 9,0; 10,0; 11,0; 12,0.

Назначаем числа зубьев колес, округляя их до целого числа (в меньшую сторону).

Число зубьев шестерни:

$$z_1 \leq \frac{2a_w \cos \beta}{m/(u \pm 1)}, \text{ принимаем целое число}. \quad (35)$$

Число зубьев колеса:

$$z_2 \leq z_1 u_{\text{цпл}}, \text{ принимаем целое число.}$$

Суммарное число зубьев $Z_{\Sigma} = Z_1 + Z_2$.

Уточняем значение угла наклона зубьев (для колес с косым зубом), град:

$$\beta = \arccos \frac{m \cdot z_{\Sigma}}{2a_w} \quad (36)$$

(значение угла β должно быть для косозубых передач $8...18^\circ$, для прямозубых $\beta = 0$).

Определяем геометрические размеры зубчатых колес.

Уточняем межосевое расстояние, мм:

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta}. \quad (37)$$

Делительные диаметры зубчатых колес, мм:

$$d_{1(2)} = \frac{m \cdot z_{1(2)}}{\cos \beta}. \quad (38)$$

Внешние диаметры зубчатых колес:

$$d_{a1(2)} = \frac{m \cdot z_{1(2)}}{\cos \beta} + 2m \cdot (1 + x_{1(2)} - \Delta Y). \quad (39)$$

Для зубчатых передач, нарезанных без смещения режущего инструмента, коэффициент смещения $x_1 = x_2 = 0$, коэффициент уравнительного смещения $\Delta Y = 0$.

Внутренние диаметры зубчатых колес, мм:

$$d_{f1(2)} = d_{a1(2)} - 4,5m. \quad (40)$$

Определяем окружную скорость, м/с:

$$V = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000}. \quad (41)$$

Рассчитываем усилия в зацеплении зубчатой передачи:

$$\text{окружная сила } F_{t1} = F_{t2} = 2T_2/d_2; \quad (42)$$

$$\text{радиальная сила } F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta; \quad \alpha = 20^\circ, \operatorname{tg} 20^\circ = 0,364; \quad (43)$$

$$\text{осевая сила } F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \operatorname{tg} \beta. \quad (44)$$

У прямозубой передачи $\beta = 0$, то есть осевая сила $F_a = 0$.

Выполняем проверочный расчет передачи на контактную выносливость, определяем расчетные контактные напряжения, МПа:

$$\sigma_H = \frac{\cos^2 \beta}{a_w u} \sqrt{\frac{P_2 10^9 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{HA} (u \pm 1)}{b_2 n_2}}. \quad (45)$$

где значения составляющих коэффициента нагрузки $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} K_{HA}$ выбираем в зависимости от режима работы, окружной скорости, относительной ширины венца и степени точности изготовления передачи по таблицам 18...21.

Таблица 18

Рекомендации по выбору степени точности зубчатых передач

Степень точности	Вид передачи	v_{\max} , м/с, до	Область применения
6	Цилиндрическая	20/40	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчетные и т. д.
	Коническая	14/25	
7	Цилиндрическая	20/30	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или наоборот
	Коническая	10/16	
8	Цилиндрическая	8/12	Передачи в общем машиностроении, не требующие особой точности
	Коническая	5/8	
9	Цилиндрическая	3/6	Тихоходные передачи машин низкой точности
	Коническая	2/4	

Примечание. В числителях указаны скорости прямозубых колес, в знаменателях – непрямозубых.

Проверяем передачу на выносливость по изгибу, определяем расчетные напряжения изгиба для шестерни σ_{F1} и колеса σ_{F2} , МПа:

$$\sigma_{F1(2)} = Y_{F1(2)} \cos^2 \beta \frac{F_t K_{Fa} K_{Fa} K_{F\beta} K_{F\nu}}{b_{1(2)} m} \leq [\sigma_{F1(2)}]. \quad (46)$$

При расчете напряжения для шестерни σ_{F1} в формулу подставляют параметры с индексом 1, для колеса σ_{F2} – с индексом 2.

Значение составляющих коэффициента нагрузки $K = K_{Fa} K_{FA} K_{F\beta} K_{Fv}$ принимают по таблицам 18...23.

Ширину шестерни принимают, мм:

$$b_1 = b_2 + 5.$$

Коэффициент формы зуба Y_F определяют по таблице 23, он зависит от приведенного числа зубьев

$$z_{v1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\cos^3 \beta}. \quad (47)$$

Таблица 19

Значения коэффициентов внешней динамической нагрузки $K_{Ha(Fa)}$

Режим работы	ВТ	Т	С, Л()
$K_{Ha(Fa)}$	1,2 (1,25)	1,10 (1,2)	1,0 (1,0)

Таблица 20

Значения коэффициентов неравномерности нагрузки по зубьям $K_{H\alpha(F\alpha)}$

Степень точности	6	7	8	9
$K_{H\alpha(F\alpha)}$	0,9 (0,8)	1,0 (0,9)	1,1 (1,0)	1,15 (1,1)

Таблица 21

Значения коэффициентов внутренней динамичности $K_{Hv(Fv)}$

Степень точности	Коэффициент.	$v \leq 2$ м/с	$v \leq 5$ м/с	$v \leq 15$ м/с
6	$K_{Hv(Fv)}$	1,06 (1,08)	1,08 (1,1)	1,1 (1,15)
7	$K_{Hv(Fv)}$	1,08 (1,1)	1,1 (1,15)	1,15 (1,2)
8	$K_{Hv(Fv)}$	1,1 (1,15)	1,15 (1,2)	1,2 (1,3)
9	$K_{Hv(Fv)}$	1,15 (1,2)	1,2 (1,3)	1,3 (1,4)

Таблица 22

Значения коэффициентов неравномерности нагрузки по длине зуба $K_{H\beta (FB)}$

$\Psi_{bid} = b_v/d_1$	$v \leq 0,5$	$v \leq 1$	$v \leq 1,5$
Колеса сдвинуты к одной из опор			
HB < 350, $K_{H\beta (FB)}$	1,08 (1,1)	1,1 (1,15)	1,15 (1,2)
HB \geq 350, $K_{H\beta (FB)}$	1,1 (1,15)	1,15 (1,2)	1,2 (1,3)
Консольное расположение одного из колес			
HB < 350, $K_{H\beta (FB)}$	1,15 (1,2)	1,2 (1,3)	1,3 (1,4)
HB \geq 350, $K_{H\beta (FB)}$	1,2 (1,3)	1,3 (1,4)	1,4 (1,5)

Таблица 23

Значения коэффициента формы зуба Y_F

Z_V	Коэффициент смещения		
	-0,5	0	+0,5
12	–	4,8	3,46
14	–	4,5	3,42
17	–	4,27	3,4
20	–	4,07	3,39
30	4,6	3,8	3,4
40	4,12	3,7	3,42
50	3,97	3,65	3,44
60	3,85	3,63	3,46
80	3,73	3,61	3,5

Пример 5. Проектирование цилиндрической зубчатой передачи

Из раздела «Кинематический и энергетический расчет привода» выбираем значения параметров:

$P_2 = 1740$ Вт – мощность на колесе цилиндрической передачи (в ваттах);

$n_2 = 356 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения колеса;

$u_{\text{цпл}} = 4$ – передаточное число цилиндрической передачи;
 $\beta = 0$ – угол наклона зубьев (согласно заданию);
 $L_h = 2000$ ч – срок службы передачи (согласно заданию);
РР – С (средний) режим работы передачи (согласно заданию).

Назначаем в зависимости от режима работы передачи коэффициенты:

$K_H = 1,2$ – коэффициент нагрузки при контактных расчетах;

$K_F = 1,3$ – коэффициент нагрузки при расчетах на изгиб.

Выбираем по таблице 15 коэффициенты эквивалентности режима работы при расчетах на контактную прочность $K_{\Sigma H} = 0,5$ и на прочность по изгибу $K_{\Sigma F} = 0,3$.

Для изготовления зубчатых цилиндрических колес по таблице 4.16 назначаем материал – сталь 40Х.

Назначаем твердость рабочих поверхностей зубьев:

для шестерни – $HB_1 = 300$ МПа (твердость по Брюнеллю) с термообработкой улучшение;

для колеса – $HB_2 = 250$ МПа – твердость по Брюнеллю материала колеса после термообработки улучшение.

Определяем коэффициент влияния твердости на контактную и изгибную выносливость: $K_{\sigma H} = 2$, $K_{\sigma F} = 1$, так как твердость $HB \leq 350$.

Принимаем базовое число циклов контактных испытаний --
 $N_{H \text{ lim}} = 2 \cdot 10^7$.

Принимаем базовое число циклов испытаний на изгиб --
 $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$.

По таблице 16 выбираем механические характеристики материала: пределы текучести $\sigma_{T(2)} = 650$ (640) МПа, пределы прочности $\sigma_{B1} = 900$ МПа – для материала шестерни и $\sigma_{B2} = 800$ МПа – для материала колеса.

Рассчитываем коэффициент ширины по межосевому расстоянию в оптимальном диапазоне:

$$0,1 \leq \psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} \leq \frac{2,5}{u_{\text{цпл}} + 1} = \frac{2,5}{4 + 1} = 0,1 \dots 0,5.$$

Принимаем коэффициент ширины $\psi_{ba} = 0,2$.

Определяем допустимое напряжение контактной выносливости с учетом срока службы и режима работы по формуле 4.30, МПа:

$$[\sigma_{H1(2)}] = K_{\sigma H} \cdot HB_{1(2)} \sqrt[6]{\frac{N_{HLim}}{60 \cdot n_{1(2)} L_h \cdot K_{\Sigma H}}} \geq K_{\sigma H} \cdot HB_{1(2)}.$$

$$\text{Для шестерни } [\sigma_{H1}] = 2 \cdot 300 \cdot \sqrt[6]{\frac{2 \cdot 10^7}{60 \cdot 1424 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 0,5}} = 558 \text{ МПа.}$$

$$\text{Для колеса } [\sigma_{H2}] = 2 \cdot 250 \cdot \sqrt[6]{\frac{2 \cdot 10^7}{60 \cdot 356 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 0,5}} = 478 \text{ МПа.}$$

Рассчитываем передачу с прямым зубом, за расчетное значение допускаемых напряжений принимаем меньшее значение $\sigma_{H2} = 478$ МПа.

Определяем допускаемое напряжение выносливости на изгиб с учетом срока службы и режима работы по формуле (31), МПа:

$$[\sigma_{F1(2)}] = K_{\sigma F} \cdot HB_{1(2)} \sqrt[6]{\frac{N_{FLim}}{60 \cdot n_{1(2)} \cdot L_h \cdot K_{\Sigma F}}} \geq K_{\sigma F} \cdot HB_{1(2)}.$$

$$\text{Для шестерни } [\sigma_{F1}] = 300 \cdot \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{60 \cdot 1424 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 0,3}} = 300 \text{ МПа.}$$

$$\text{Для колеса } [\sigma_{F2}] = 250 \cdot \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{60 \cdot 356 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 0,3}} = 250 \text{ МПа.}$$

Определяем межосевое расстояние передачи, удовлетворяющее контактной выносливости по формуле (32):

$$\begin{aligned} a_w &\geq (u \pm 1) \cdot \cos^2 \beta \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot P_2 \cdot 10^9}{\Psi_{ba} \cdot n_2 \cdot u_{шл}^2 \cdot [\sigma_H]^2}} = \\ &= (4+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,2 \cdot 1,7402 \cdot 10^9}{0,2 \cdot 356 \cdot 4^2 \cdot 478^2}} = 138,5 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Принимаем межосевое расстояние передачи $a_w = 140$ мм.
 Определяем ширину поля зацепления

$$b_w = (\psi_{ba} \cdot a_w + 0,5) = 0,2 \cdot 140 + 0,5 = 29,5 \text{ мм.}$$

Принимаем: $b_w = 30$ мм.

Назначаем модуль зацепления, согласуя его со стандартным, мм:

$$m = \frac{2a_w \cdot \cos(\beta + \Delta\beta)}{20(u \pm 1)} \leq \frac{2 \cdot 140 \cdot 1}{3 \cdot 5} = 19,6 = \frac{2 \cdot 140 \cdot 1}{20 \cdot 5} = 2,8.$$

Принимаем стандартное значение модуля $m = 3$ мм.

Назначаем число зубьев колес, округляя их до целого числа в меньшую сторону.

Число зубьев шестерни:

$$z_1 \leq \frac{2a_w \cdot \cos\beta}{m \cdot (u_{\text{шпл}} \pm 1)} \leq \frac{2 \cdot 140 \cdot 1}{3 \cdot 5} = 19,6. \text{ Принимаем } z_1 = 19.$$

Число зубьев колеса $z_2 \geq z_1 \cdot u_{\text{шпл}} = 19 \cdot 4 = 76$ – целое число.

Определяем геометрические размеры зубчатых колес:
 межосевое расстояние делительное по формуле (37):

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2 \cos\beta} = \frac{2(19 + 76)}{2} = 95 \text{ мм.}$$

Делительные диаметры зубчатых колес, мм, по формуле (38):

$$d_{i(2)} = \frac{m \cdot z_{i(2)}}{\cos\beta};$$

$$\text{шестерни} - d_1 = \frac{3 \cdot 19}{1} = 57 \text{ мм;}$$

$$\text{колеса} - d_2 = \frac{3 \cdot 76}{1} = 228 \text{ мм.}$$

Начальные диаметры зубчатых колес по формуле (39):

$$\text{шестерни } d_{w1} = \frac{2a_w}{z_2/z_1 + 1} = \frac{2 \cdot 140}{(76/19) + 1} = 57 \text{ мм;}$$

$$\text{колеса } d_{w2} = \frac{2a_w \cdot u_{\text{шпл}}}{z_2/z_1 + 1} = \frac{2 \cdot 140 \cdot 4}{(76 \div 19) + 1} = 228 \text{ мм.}$$

Внешние диаметры зубчатых колес, мм, по формуле (39):

$$d_{a1(2)} = \frac{m \cdot z_{1(2)}}{\cos \beta} + 2m \cdot (1 + x_{1(2)} - \Delta Y).$$

Так как рассчитываем зубчатые колеса, нарезанные без смещения режущего инструмента, коэффициенты смещения $x_1 = x_2 = 0$ и коэффициент уравнительного смещения $\Delta Y = 0$;

Внешний диаметр шестерни:

$$d_{a1} = \frac{3 \cdot 19}{1} + 3 \cdot 2 = 63 \text{ мм.}$$

Внешний диаметр колеса:

$$d_{a2} = \frac{3 \cdot 76}{1} + 3 \cdot 2 = 234 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин, мм, по формуле (40):

$$d_{f1(2)} = d_{a1(2)} - 4,5 \cdot m;$$

$$d_{f1} = 63 - 4,5 \cdot 3 = 54 \text{ мм}; \quad d_{f2} = 234 - 4,5 \cdot 3 = 220,5 \text{ мм.}$$

Определяем окружную скорость и силовые компоненты в зацеплении по формуле (41):

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w2} \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 224 \cdot 356,25}{60 \cdot 1000} = 4,17 \text{ м/с.}$$

Окружная сила по формуле (42):

$$F_t = \frac{P_2}{v} = \frac{1740,2}{4,17} = 417,3 \text{ Н};$$

радиальная сила по формуле (43):

$$F_r = \frac{0,364 \cdot F_t}{\cos \beta} = \frac{0,364 \cdot 417,3}{1} = 151,9 \text{ Н};$$

осевая сила, Н, по формуле (44):

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta; F_a = 0, \text{ так как угол наклона зуба } \beta = 0.$$

Выполняем проверочные расчеты контактной и изгибной выносливости.

Расчетные контактные напряжения по формуле (45):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 450 \cdot \cos^2 \beta \times \sqrt{\frac{F_t \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} (u_{\min} \pm 1)}{b_w \cdot d_{w2}}} = \\ &= 450 \cdot 1 \cdot \sqrt{\frac{417,5 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,1 \cdot (4 + 1)}{19 \cdot 228}} = 472,5 \text{ МПа} \leq [\sigma_H] = 478 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Расчетные напряжения изгиба, МПа, по формуле (46):

$$\sigma_{F1(2)} = \cos \Delta \beta \cdot Y_{FS1(2)} \cos^2 \beta \frac{F_t \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\gamma}}{b_w \cdot m} \leq [\sigma]_{F1(2)},$$

где коэффициент формы зуба Y_F определяют по таблице 23. Он зависит от приведенного числа зубьев (47):

$$\text{для шестерни } z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{19}{\cos^3 0^\circ} = 19; Y_{F1} = 4,07;$$

$$\text{для колеса } z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{76}{\cos^3 0^\circ} = 76; Y_{F2} = 3,61.$$

Расчетные напряжения изгиба для шестерни:

$$\sigma_{F1} = 1 \cdot 4,07 \cdot 1 \cdot \frac{417,5 \cdot 1,1 \cdot 2 \cdot 1,15}{29 \cdot 3} = 10,32 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 300 \text{ МПа}.$$

Расчетные напряжения изгиба для колеса:

$$\sigma_{F2} = 1 \cdot 3,61 \cdot 1 \cdot \frac{417,5 \cdot 1,1 \cdot 2 \cdot 1,15}{29 \cdot 3} = 9,15 \text{ МПа} = < [\sigma_{F2}] = 250 \text{ МПа}.$$

Проектирование конической зубчатой передачи с прямым зубом

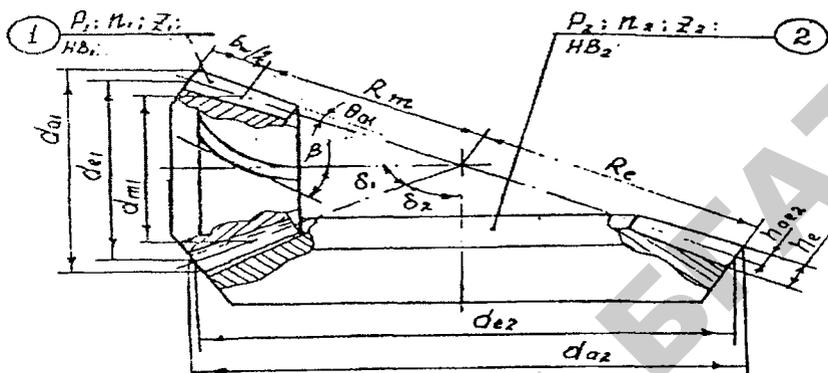


Рис. 12. Коническая передача

Из кинематического и энергетического расчетов привода выбираем значения следующих параметров (параметрам конической шестерни присваиваем индекс 1, параметрам колеса – 2):

P_2 – мощность на колесе конической передачи (колесо располагается на выходном валу редуктора), Вт;

n_2 – частота вращения вала колеса (выходного вала редуктора);

$u_{\text{кон}}$ – передаточное число конической передачи;

β – угол наклона зубьев;

L_h – срок службы передачи, ч;

РР – режим работы передачи (ВТ – весьма тяжелый, Т – тяжелый, С – средний, Л – легкий).

Решение.

Принимаем коэффициент нагрузки $K_H = K_{Ha} K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma} K_{Ha}$ при расчетах на контактную прочность в зависимости от заданного режима работы:

если режим ВТ (весьма тяжелый), то $K_H = 1,3$;

если режим Т (тяжелый), то $K_H = 1,25$;

если режим С (средний), то $K_H = 1,2$;

если режим Л (легкий), то $K_H = 1,1$.

Принимаем коэффициент нагрузки $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} \cdot K_{FV} K_{FA}$ при расчетах на выносливость по изгибу в зависимости от заданного режима работы:

если режим ВТ (весьма тяжелый), то $K_F = 1,4$;

если режим Т (тяжелый), то $K_F = 1,3$;

если режим С (средний), то $K_F = 1,2$;

если режим Л (легкий), то $K_F = 1,15$.

Выбираем коэффициенты эквивалентности режима при расчетах на контактную прочность $K_{\Sigma H}$ и на прочность по изгибу $K_{\Sigma F}$ по таблице 23.

Таблица 23

Коэффициенты эквивалентности

Режим работы	ВТ	Т	С	Л
$K_{\Sigma H}$	1,0	0,7	0,5	0,2
$K_{\Sigma F}$	1,0	0,5	0,3	0,15

Назначаем материал для изготовления шестерни и колеса (таблица 16).

Назначаем твердость по Бринеллю для материала шестерни – HB_1 , для колеса – HB_2 . Рекомендуется принимать HB_1 больше HB_2 на 30...50 единиц.

Определяем коэффициенты твердости на контактную $K_{\sigma H}$ и изгибную $K_{\sigma F}$ выносливость:

если $HB \leq 350$, то $K_{\sigma H} = 2$; $K_{\sigma F} = 0,8...1$;

если $HB > 350$ то $K_{\sigma H} = 1,6$; $K_{\sigma F} = 0,6...0,8$.

Принимаем базовое число циклов *контактных* испытаний $N_{FLim} = 2 \cdot 10^7$;

базовое число циклов испытаний на *изгиб* $N_{FLim} = 4 \cdot 10^6$.

Определяем допускаемое напряжение *контактной* выносливости с учетом срока службы и режима работы, МПа, по формуле (30):

$$[\sigma_{H1(2)}] = K_{\sigma H} HB_{1(2)} \sqrt[6]{\frac{N_{HLim}}{60n_{1(2)}L_h K_{\Sigma H}}} \geq K_{\sigma H} HB_{1(2)}.$$

При расчете допускаемого напряжения для шестерни $[\sigma_{H1}]$ в формулу подставляют параметры с индексом 1, для колеса $[\sigma_{H2}]$ – с индексом 2.

Частота вращения вала шестерни – $n_1 = n_2 \cdot u_{кон}$.

Выражение под корнем носит название «коэффициент долговечности», принимать его следует в пределах $1 \leq K_{HL} \leq 2,4$.

Определяем допускаемые напряжения выносливости *на изгиб* с учетом срока службы и режима работы, МПа, по формуле (31):

$$[\sigma_{F1(2)}] = K_{\sigma F} HB_{1(2)} \sqrt[6]{\frac{N_{FLim}}{60n_{1(2)}L_h K_{\Sigma F}}} \geq K_{\sigma F} HB_{1(2)}.$$

При расчете допускаемого напряжения для шестерни $[\sigma_{F1}]$ в формулу подставляют параметры с индексом 1, для колеса $[\sigma_{F2}]$ – с индексом 2.

Определяем геометрические размеры конической передачи из условия на контактную прочность.

Внешний делительный диаметр колеса, мм:

$$d_{e2} \geq 3,5 \cos \beta_3 \sqrt{\frac{K_H \cdot P_2 \cdot 10^9 \cdot u}{n^2 \cdot [\sigma_H]^2}}. \quad (48)$$

Рассчитанное значение диаметра колеса согласовываем со стандартным по таблице 23.

Основные параметры конических зубчатых передач (по ГОСТ 12289-76)

Внешний делительный диаметр колеса d_{e2} , мм	Ширина венцов зубчатых колес b_2 , мм, для номинальных передаточных чисел										
	1,6	(1,8)	2,0	(2,24)	2,5	(2,8)	3,15	(3,55)	4,0	(4,5)	5,0
63	10,5	10	10								
(71)	12	11,5	11,5								
80	13	13	13	12	12						
(90)	15	15	14	14	14						
100	17	16	16	16	15	15	15	—	—	—	—
(112)	19	18	18	17	17	17	17	—	—	—	—
125	21	20	20	19	19	19	19	19	18	—	—
(140)	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	20
160	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24
(180)	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26
200	34	32	32	32	30	30	30	30	30	30	30
(225)	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32
250	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36
(280)	48	45	45	45	42	42	42	42	42	40	40
315	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45
355	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52
400	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60
450	75	75	70	70	70	70	65	65	65	65	65

Примечание. Значения d_{e2} , указанные без скобок, предпочтительнее значений, указанных в скобках.

Определяем числа зубьев колес. Назначаем числа зубьев:

для шестерни $z_1 = 17 \dots 20$ – принимаем целое число;
 число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u$, принимаем целое число.

Определяем половину углов делительных конусов:

колеса $\delta_2 = \text{arctg } u$, град;

шестерни $\delta_1 = 90 - \delta_2$, град.

Внешнее конусное расстояние:

$$Re = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2}. \quad (49)$$

Ширина венца конического колеса, мм:

$b_w \leq (0,285Re + 0,5)$, принимаем целое число.

Внешний делительный диаметр шестерни, мм:

$$d_{e1} = \frac{de_2}{u}. \quad (50)$$

Внешний торцовый модуль (точность вычисления модуля – до третьего знака после запятой), мм:

$$m_{te} = \frac{de_2}{z_2}. \quad (51)$$

Внешняя высота зуба, мм:

$$h_e = 2m_{te} (\cos \beta + 0,1). \quad (52)$$

Внешняя высота головок зуба, мм:

$$h_{ae1} = m_{te} \cdot \cos \beta (1 + x); \quad (\beta = 0; x = 0); \quad (53)$$

$$h_{ae2} = (2m_{te} \cdot \cos \beta - h_{ae1}). \quad (54)$$

Параметры конической передачи в среднем сечении:

среднее конусное расстояние, мм:

$$R_m = (Re - 0,5b_w); \quad (55)$$

модуль в среднем сечении, мм:

$$m_m = 0,857 \cdot m_{te} \cdot \cos \beta; \quad (56)$$

диаметры делительных окружностей в среднем сечении, мм:

$$\text{шестерни } dm_1 = 0,857 \cdot de_1; \quad (57)$$

$$\text{колеса } dm_2 = 0,857 \cdot de_2. \quad (58)$$

Внешние диаметры вершин зубьев шестерни и колеса, мм

$$\text{шестерни } d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cos \delta_1; \quad (59)$$

$$\text{колеса } d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cos \delta_2. \quad (60)$$

Окружная скорость, м/с:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{m2} \cdot n_2}{60 \cdot 1000}. \quad (61)$$

Определяем силы, действующие в зацеплении конических зубчатых колес с прямым зубом.

В зацеплении конической зубчатой передачи с *прямым* зубом действуют:

окружная сила на среднем диаметре, Н:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{P_2}{g},$$

или

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T}{d_m}; \quad (62)$$

осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе, Н:

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1; \quad (63)$$

радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе, Н:

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1; \quad (64)$$

Назначают степень точности передачи (см. таблицу 18).

Выполняем проверочный расчет передачи на контактную выносливость, определяем расчетные контактные напряжения, МПа:

$$\sigma_H = 655 \sqrt{\frac{P_2 \cdot 10^9 \cdot u \cdot \cos^3 \beta \cdot K_{HA} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d^3 e_2 \cdot n_2}} \leq [\sigma_H] \quad (65)$$

Значения составляющих коэффициента нагрузки $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} \cdot K_{HV} K_{HA}$ – таблицы 24...27.

Перегрузка, недогрузка должны быть в пределах $\pm 6\%$.

Выполняем проверочный расчет передачи на прочность по изгибу, определяем расчетные напряжения изгиба для зубьев шестерни и колеса, МПа.

$$\sigma_{F1(2)} = Y_{F1(2)} \cdot \cos^2 \beta \frac{F_t \cdot K_{FA} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{b_2 \cdot m_m} \leq [\sigma]_{F1(2)} \quad (66)$$

Значения составляющих коэффициента нагрузки

$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \cdot K_{FA}$ – таблицы 24...27.

Коэффициент формы зуба $Y_{F1(2)}$ зависит от биеквивалентного числа зубьев

$$Z_{V1(2)} = \frac{Z_{1(2)}}{\cos \delta_{1(2)} \cdot \cos^3 \beta} \quad (67)$$

и определяется по таблице 28.

Таблица 24

Значения составляющих коэффициента нагрузки $K_{H\beta(F\beta)}$

Режим работы	ВТ	Т	С; Л
$K_{H\beta(F\beta)}$	1,2 (1,25)	1,10 (1,2)	1,0 (1,0)

Таблица 25

Значения коэффициента $K_{H\alpha(F\alpha)}$

Режим работы	6	7	8	9
$K_{H\alpha(F\alpha)}$	0,9	1,0 (0,9)	1,1 (1,0)	1,15 (1,1)

Таблица 26

Значения коэффициента неравномерности нагрузки по длине зуба $K_{Ha}(F_a)$

$\Psi_{bd} = B_w / dm_1$	$\leq 0,5$	≤ 1	$\leq 1,5$
Колеса сдвинуты к одной из опор			
$HB < 350 K_{HB(FB)}$	1,05 (1,1)	1,1 (1,15)	1,15 (1,2)
$HB \leq 350 K_{HB(FB)}$	1,1 (1,15)	1,15 (1,2)	1,2 (1,3)
Консольное расположение одного из колес			
$HB < 350 K_{HB(FB)}$	1,15 (1,2)	1,2 (1,3)	1,3 (1,4)
$HB \leq 350$	1,2 (1,3)	1,3 (1,4)	1,4 (1,5)

Таблица 27

Значения коэффициента внутренней динамичности $K_{H\psi(F\psi)}$

Ст. точности	Коэффициенты.	$V \leq 2$ м/с	$V \leq 5$ м/с	$V \leq 15$ м/с
6	$K_{H\psi(F\psi)}$	1,06 (1,08)	1,08 (1,1)	1,1 (1,15)
7	$K_{H\psi(F\psi)}$	1,08 (1,1)	1,1 (1,15)	1,15 (1,2)
8	$K_{H\psi(F\psi)}$	1,1 (1,15)	1,15 (1,2)	1,2 (1,3)
9	$K_{H\psi(F\psi)}$	1,15 (1,2)	1,2 (1,3)	1,3 (1,4)

Таблица 28

Значения коэффициента формы зуба $Y_{F1(2)}$

Z_v	Коэффициент смещения x		
	-0.5	0	+0.5
12	-	4,8	3,46
14	-	4,5	3,42
17	-	4,27	3,4
20	-	4,07	3,39
30	4,6	3,8	3,4
40	4,12	3,7	3,42
50	3,97	3,65	3,44
60	3,85	3,63	3,46
80	3,73	3,61	3,5
100	3,86	3,6	3,52

Пример 6. Проектирование конической зубчатой передачи

Дано: из кинематического и энергетического расчетов привода выбираем значения, для параметров шестерни присваиваем индекс 1, колеса – 2:

$P_2 = 1,8 \text{ кВт} = 1800 \text{ Вт}$ – мощность на валу конического колеса;

$n_2 = n_{\text{вых}} = 90 \text{ мин}^{-1}$ – частота вращения вала конического колеса;

$\beta = 0$ – угол наклона зуба;

режим работы – С (средний);

$u_{\text{кон}} = 2,6$ – передаточное число конической передачи;

$L_H = 2 \cdot 10^3$ – срок службы передачи, ч.

Решение.

Назначаем в зависимости от режима работы передачи коэффициенты:

$K_H = 1,2$ – коэффициент нагрузки при контактных расчетах;

$K_F = 1,3$ – коэффициент нагрузки при расчетах на изгиб.

Выбираем по таблице 23 коэффициенты эквивалентности режима при расчетах на контактную прочность $K_{\Sigma H} = 0,5$ и на прочность по изгибу $K_{\Sigma F} = 0,3$.

Для изготовления зубчатых цилиндрических колес по таблице 16 назначаем материал – сталь 40Х.

Назначаем твердость рабочих поверхностей зубьев:

для шестерни $HB_1 = 300 \text{ МПа}$ (твердость по Брюнеллю) с термообработкой улучшение;

для колеса $HB_2 = 250 \text{ МПа}$ – твердость по Брюнеллю материала колеса после термообработки улучшение.

Определяем коэффициент влияния твердости на контактную и изгибную выносливость: $K_{\sigma H} = 2$, $K_{\sigma F} = 1$, так как твердость $HB \leq 350$.

Принимаем базовое число циклов контактных испытаний – $N_{HLim} = 2 \cdot 10^7$.

Принимаем базовое число циклов испытаний на изгиб – $N_{FLim} = 4 \cdot 10^6$.

По таблице 16 выбираем механические характеристики материала:

пределы текучести – $\sigma_{T1(2)} = 650$ (640) МПа, пределы прочности – $\sigma_{\sigma 1} = 900$ МПа для материала шестерни и $\sigma_{\sigma 2} = 800$ МПа для материала колеса.

Определяем допускаемое напряжение контактной выносливости, МПа, с учетом срока службы и режима работы по формуле (30):

$$[\sigma_{H1(2)}] = K_{\sigma H} \cdot HB_{1(2)} \sqrt[6]{\frac{N_{HLim}}{60 \cdot n_{1(2)} \cdot L_h \cdot K_{\Sigma H}}} \geq K_{\sigma H} \cdot HB_{1(2)}.$$

Для шестерни

$$[\sigma_{H1}] = 2 \cdot 300 \cdot \sqrt[6]{\frac{2 \cdot 10^7}{60 \cdot 234 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 0,5}} = 538 \text{ МПа.}$$

Для колеса $[\sigma_{H2}] = 2 \cdot 250 \sqrt[6]{\frac{2 \cdot 10^7}{60 \cdot 90 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 0,5}} = 478 \text{ МПа.}$

Рассчитываем коническую передачу с прямым зубом, за расчетное значение допускаемых напряжений принимаем меньшее значение $\sigma_{H2} = 478$ МПа.

Определяем допускаемое напряжение изгибной выносливости, МПа, с учетом срока службы и режима работы по формуле (31):

$$[\sigma_{F1(2)}] = K_{\sigma F} \cdot HB_{1(2)} \sqrt[6]{\frac{N_{FLim}}{60 \cdot n_{1(2)} \cdot L_h \cdot K_{\Sigma F}}} \geq K_{\sigma F} \cdot HB_{1(2)}.$$

Для шестерни $[\sigma_{F1}] = 300 \cdot \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{60 \cdot 234 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 0,3}} = 300 \text{ МПа.}$

Для колеса $[\sigma_{F2}] = 250 \cdot \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{60 \cdot 90 \cdot 2 \cdot 10^3 \cdot 0,3}} = 250 \text{ МПа.}$

Определяем по формуле (48) внешний делительный диаметр колеса и согласовываем его с ГОСТ.

$$d_{e2} \geq 3,5 \cdot \cos \beta \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot P_2 \cdot 10^9 \cdot u}{n_2 \cdot [\sigma_H]^2}} = 3,5 \cdot 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 1800 \cdot 10^9 \cdot 2,6}{90 \cdot 478^2}} = 217 \text{ мм.}$$

Принимаем по таблице 23 диаметр $d_{e2} = 225$ мм.

Определяем числа зубьев колес и уточненное значение передаточного числа.

Принимаем число зубьев шестерни $z_1 = 20$;

число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u = 20 \cdot 2,6 = 52$;

передаточное число $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{52}{20} = 2,6$.

Определяем геометрические размеры конической передачи.

Половины углов делительных конусов:

колеса $\delta_2 = \arctg u = \arctg 2,6 = 68,96^\circ$;

шестерни $\delta_1 = 90 - \delta_2 = 21,04^\circ$.

Внешнее конусное расстояние по формуле (49) и ширина венца :

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \cdot \sin \delta_2} = \frac{225}{2 \sin 68,96^\circ} = 120,53 \text{ мм};$$

$b_w \leq (0,285 \cdot R_e + 0,5) = (0,285 \cdot 120,53 + 0,5) = 34,85 \approx 35$ мм.

Внешний делительный диаметр шестерни по формуле (50):

$$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u} = \frac{225}{2,6} = 86,53 \text{ мм.}$$

Внешний торцевой модуль по формуле (51):

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{225}{52} = 4,326 \text{ мм.}$$

Внешняя высота зуба по формуле (52):

$$h_e = 2 \cdot m_{te} \cdot (\cos \beta + 0,1) = 2 \cdot 4,326 \cdot 1,1 = 9,51 \text{ мм.}$$

Внешняя высота головок зуба по формулам (54) и (53):

$$h_{ae1} = m_{te} \cdot \cos\beta(1 + x) = 4,326 \text{ мм}; (\beta = 0; x = 0);$$

$$h_{ae2} = (2m_{te} \cdot \cos\beta - h_{ae1}) = 4,326 \text{ мм.}$$

Параметры конической передачи в среднем значении по формулам (55), (56) и (57).

$$m_m = 0,857 \cdot m_{te} \cdot \cos\beta = 0,857 \cdot 4,326 \cdot 1 = 3,707 \text{ мм};$$

$$d_{m1} = 0,857 \cdot d_{e1} = 0,857 \cdot 86,53 = 74,15 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = 0,857 \cdot d_{e2} = 0,857 \cdot 225 = 192,82 \text{ мм};$$

$$R_m = (R_e - 0,5b_w) = 120,53 - 0,5 \cdot 34,85 = 103,101 \text{ мм.}$$

Определяем окружную скорость и силовые компоненты в зацеплении.

Окружная скорость по формуле (61):

$$g = \frac{\pi \cdot d_{m2} \cdot n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 192,82 \cdot 90}{60 \cdot 1000} = 0,90 \text{ м/с.}$$

Окружная сила по формуле (62):

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{P_2}{g} = \frac{1800}{0,90} = 2000 \text{ Н.}$$

Осевая сила на шестерне, равная радиальной силе на колесе по формуле (63):

$$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}\alpha \cdot \sin\delta_1 = 2000 \cdot 0,364 \cdot \sin 21,03^\circ = 261 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на шестерне, равная осевой силе на колесе по формуле (64):

$$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg}\alpha \cdot \cos\delta_1 = 2000 \cdot 0,364 \cdot \cos 21,03^\circ = 678 \text{ Н.}$$

Выполняем проверочные расчеты контактной и изгибной выносливости передачи.

Расчетные контактные напряжения по формуле (65):

$$\sigma_H = 655 \cdot \sqrt{\frac{P_2 \cdot 10^5 \cdot u \cdot \cos^3 \beta \cdot K_{HA} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}}{d_{e2}^3 \cdot n_2}} =$$

$$= 655 \cdot \sqrt{\frac{1800 \cdot 10^5 \cdot 2,6 \cdot 1,1, 2,0, 9,1, 1,1, 1,06}{217^3 \cdot 90}} = 466 \text{ МПа} < [\sigma]_H =$$

$$= 478 \text{ МПа.}$$

Расчетные напряжения изгиба для шестерни по формуле (66):

$$\sigma_{F1(2)} = Y_{FS1(2)} \cdot \cos^2 \beta \cdot \frac{F_t \cdot K_{FA} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}}{b_w \cdot m_m} =$$

$$= 4,07 \cdot \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 0,9 \cdot 1,1 \cdot 1,06}{35 \cdot 3,7} = 79 \text{ МПа} < [\sigma_{F1}] = 300 \text{ МПа.}$$

Расчетные напряжения изгиба для колеса:

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 0,9 \cdot 1,1 \cdot 1,06}{35 \cdot 3,7} = 69,8 \text{ МПа} < [\sigma_{F2}] = 250 \text{ МПа,}$$

где коэффициенты формы зуба $Y_{FS1} = 4,07$ и $Y_{FS2} = 3,6$ выбираем по таблице 28 в зависимости от значений биэквивалентного числа зубьев, рассчитанных по формуле (67):

$$z_{v1} = \frac{20}{1,933 \cdot 1} = 21; \quad z_{v2} = \frac{52}{0,359 \cdot 1} = 145.$$

Тема «Проектирование червячной передачи»

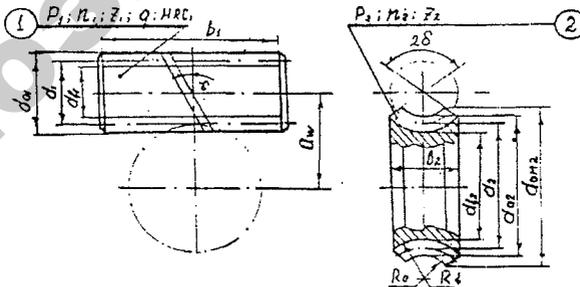


Рис. 13. Расчетная схема червячной передачи

Из кинематического и энергетического расчета привода выбираем значения (параметрам червяка присваиваем индекс 1, параметрам червячного колеса – 2):

P_2 – мощность на червячном колесе, Вт;

n_2 – частота вращения вала червячного колеса (выходного вала редуктора), мин⁻¹;

n_1 – частота вращения червяка (входного вала редуктора), мин⁻¹;

L_n – срок службы передачи, ч;

u – передаточное число червячной передачи;

PP – режим работы (ВТ – весьма тяжелый; Т – тяжелый; С – средний, Л – легкий).

Назначаем число заходов червяка – 1; 2; (3) или 4:

при $u \leq 14$ $Z_1 = 4$;

при $u \leq 26$ $Z_1 = 2$; если $u \geq 26$, то $Z_1 = 1$ или 2.

Определяем коэффициент диаметра червяка:

$q \geq 0,24Z_2$, это значение следует согласовать с ГОСТом.

Стандартные значения q : 6,3 (7,1); 8 (9); 10 (11,2); 12,5 (14); 16; 18.

Назначаем коэффициент нагрузки $K_n = K_{кш} \cdot K_d$ в зависимости от режима работы передачи:

если режим работы ВТ (весьма тяжелый), то $K_n = K_{кш} \cdot K_d = 1,3$;

если Т (тяжелый) – $K_n = 1,25$; если С (средний) – $K_n = 1,2$; если Л (легкий) – $K_n = 1,1$.

Определяем коэффициент эквивалентности режима работы при контактных расчетах и расчетах на изгиб.

Таблица 29

Коэффициент эквивалентности

Режим работы	ВТ	Т	С	Л
$K_{\Sigma H}$	1,0	0,7	0,5	0,2
$K_{\Sigma F}$	1,0	0,5	0,3	0,15

Назначаем материал для изготовления колеса – по таблице 30 в зависимости от скорости скольжения, м/с:

$$V_{ск} \approx \pi \cdot n_1 \cdot 10^{-3}. \quad (68)$$

Материалы для изготовления червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	σ_B	$\sigma_{\text{в}}$	Скорость скольжения $V_{\text{ск}}$
			Н/мм ²		
I	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	>5
	БрО10Ф1	К	275	200	
		З	230	140	
	БрО5Ц5С5	К	200	90	
З		145	80		
II	БрА104Н4	Ц	700	460	2...5
		К	650	430	
	БрА10ЖЗМц1,5	К	550	360	
		З	450	300	
	БрА9ЖЗЛ	Ц	530	245	2...5
		К	500	230	
		З	425	195	
	ЛЦ23А6ЖЗМц2	Ц	500	330	
К		450	295		
З		425	260		
III	СЧ18	З	355	---	<2
	СЧ15	З	315	---	<2

Примечания:

1. Принятые обозначения: Ц – центробежный, К – в кокиль, З – в землю.

2. Червяки изготавливают из тех же сталей, что и зубчатые колеса, термообработанные до твердости ≥ 45 HRC.

Для назначенного материала принимаем по таблице 30:

предел текучести – σ_T , МПа; предел прочности – σ_B , МПа.

Назначаем материал для изготовления червяка. Червяки изготавливают из тех же сталей, что и зубчатые колеса (смотри таблицу 16), термообработанных до твердости 45 HRC.

Определяем допускаемые напряжения контактной выносливости $[\sigma_H]$ и выносливости на изгиб $[\sigma_F]$, МПа, с учетом срока службы и режима работы.

Для материалов 1-ой группы:

$$[\sigma_H] = 0,8\sigma_a \sqrt[3]{\frac{10^7}{60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot K_{\Sigma H}}}; \quad (69)$$

$$[\sigma_F] = 0,3\sigma_T \sqrt[3]{\frac{10^6}{60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot K_{\Sigma F}}} \leq 0,5\sigma_T. \quad (70)$$

Для материалов 2-ой группы:

$$[\sigma_H] = 300 - 0,1n_1; \quad (71)$$

$$[\sigma_F] = 0,2\sigma_T \sqrt[3]{\frac{10^6}{60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot K_{\Sigma F}}} \leq 0,3\sigma_T.$$

Для материалов 3-ей группы:

$$[\sigma_H] = 200 - 0,15n_1; \quad (72)$$

$$[\sigma_F] = 0,15\sigma_T \sqrt[3]{\frac{10^6}{60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot K_{\Sigma F}}} \leq 0,2\sigma_T. \quad (73)$$

Определяем ориентировочное значение межосевого расстояния, мм:

$$[\sigma_w] \geq 131 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2 \cdot 10^3 \cdot K_H}{n_2 \cdot [\sigma_H]^2}}. \quad (74)$$

Рассчитываем модуль зацепления, мм, и коэффициент диаметра червяка, согласуя их со стандартом по таблице 31:

$$m = \frac{2[a_w]}{z_2 + q}. \quad (75)$$

Коэффициент диаметра червяка, мм:

$$q = \frac{2[a_w]}{m} - z_2. \quad (76)$$

Сочетание модулей m и коэффициента диаметра червяка q

m , мм	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10	12,5
q	8;10 12,5; 16 20	8;10 12,5; 16 20	8;10 12,5; 16 20	8;10 12,5; 16 20	8;10 12,5; 16 20	8;10 12,5; 14 16; 20	8;10 12,5; 16 20	8;10 12,5; 16 20	8;10 12,5; 6 20

Определяем делительное межосевое расстояние передачи, мм:

$$a = 0,5 \cdot m \cdot (z_2 + q). \quad (77)$$

Назначаем межосевое расстояние, близкое к допустимому, в пределах $\pm m$, оканчивающееся на 0 или 5, или стандартное.

Стандартные значения межосевого расстояния a_w , мм: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 250, 280, 400, 500.

Определяем геометрические размеры червячной передачи.

Делительные диаметры, мм:

$$\text{червяка } d_1 = mq; \quad (78)$$

$$\text{колеса } d_2 = mz_2; \quad (79)$$

диаметры вершин, мм:

$$\text{червяка } d_{a1} = m(q + 2); \quad (80)$$

$$\text{колеса } d_{a2} = mz_2 + 2m. \quad (81)$$

Наибольший диаметр колеса, мм:

$$d_{am2} \leq d_{a2} + 6m / (z_1 + 2). \quad (82)$$

Диаметры впадин, мм:

$$\text{червяка } d_{f1} = m(q - 2,4); \quad (83)$$

$$\text{колеса } d_{f2} = mz_2 - 2,4m. \quad (84)$$

Длина нарезной части червяка, мм:

$$B_1 = (12 + 0,1Z_2)m. \quad (85)$$

Ширина червячного колеса, мм:

$$B_2 = 0,355 a_w.$$

Радиусы скруглений (рис. 13), мм:

$$R_a = (0,5d_1 - m); \quad (86)$$

$$R_f = (0,5d_1 - 1,2m). \quad (87)$$

Угол обхвата, град:

$$\delta = \arcsin\left(\frac{B_2}{d_{a1} - 0,5m}\right). \quad (88)$$

Угол подъема винтовой линии:

$$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}. \quad (89)$$

Определяем КПД червячной пары:

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}, \quad (90)$$

где $\rho' \approx (2 \dots 4)$ град при $V_{\text{ск}} \approx (8 \dots 1)$ м/с.

Уточняем скорость скольжения, м/с:

$$v_{\text{ск}} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4 \cos \gamma}. \quad (91)$$

Определяем силовые компоненты в зацеплении.

Окружная сила на червяке, равная осевой силе на колесе, Н:

$$F_{r1} = F_{a2} = \frac{6 \cdot P_2 \cdot 10^4}{\eta \cdot \pi \cdot d_1 \cdot n_1}. \quad (92)$$

Окружная сила на колесе, равная осевой силе на червяке, Н:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{6 \cdot P_2 \cdot 10^4}{\pi \cdot d_2 \cdot n_2}. \quad (93)$$

Радиальная сила на червяке равна радиальной силе на червячном колесе:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,364 \cdot F_{t2}, \quad (94)$$

где угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Выполняем проверочный расчет на контактную прочность, определяем расчетные контактные напряжения, МПа:

$$\sigma_H = 53 \cdot \frac{q}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q}{a_w \cdot q} \right]^3 \cdot \frac{P_2 \cdot 10^5 \cdot K_{kt} \cdot K_d}{n_2}} \leq [\sigma_H]. \quad (95)$$

Проверяем передачу по напряжениям изгиба, определяем расчетные напряжения изгиба:

$$\sigma_F = \frac{0,7 \cdot F_{t2} \cdot Y_F \cdot K_{kt} \cdot K_d}{b_2 \cdot m \cdot \cos \gamma} \leq [\sigma_F]. \quad (96)$$

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{kt} = 1 + 0,001Z_2$.

Значения коэффициента динамичности K_d выбирают в зависимости от скорости скольжения и степени точности изготовления передачи.

Таблица 32

Значения коэффициента динамичности K_d

Степень точности	Скорость скольжения $V_{ск}$, м/с			
	$\leq 1,5$	1,5...3	3...7,5	7,5...12
6	-	-	1,0	1,1
7	1,0	1,0	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-
9	1,25	-	-	-

Значение коэффициента формы зуба зависит от эквивалентного числа зубьев колеса $Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma}$. (97)

Его определяют по таблице 33.

Таблица 33

Значение коэффициента формы зуба Y_F

Z_v	28	30	35	40	45	50	65	80	100
Y_F	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,08

Пример 7. Проектирование червячной передачи

Из кинематического и энергетического расчетов привода выбираем значения (для параметров червяка присваиваем индекс 1, червячного колеса – 2):

$P_2 = 3463$, Вт – мощность на валу червячного колеса;

$n_2 = 180$ мин⁻¹ – частота вращения вала червячного колеса (это выходной вал редуктора);

$n_1 = 2880$ мин⁻¹ – частота вращения вала червяка (входной вал редуктора);

$L_h = 8 \cdot 10^3$ ч – срок службы передачи;

$u_{\text{чер}} = 16$ – передаточное число червячной передачи;

PP – режим работы Т (тяжелый).

Решение.

В зависимости от значения передаточного числа $u \leq 26$ назначаем число заходов червяка $Z_1 = 2$. Число зубьев червячного колеса:

$$z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 16 = 32.$$

Выполняется условие $Z_2 > 26$).

Определяем коэффициент диаметра червяка:

$$q \geq 0,24z_2 = 0,24 \cdot 32 = 7,68.$$

Принимаем стандартное значение коэффициента диаметра: $q = 8$ по таблице 4.31.

Назначаем коэффициент нагрузки в зависимости от режима работы (тяжелый) $K_H = K_{\text{кц}} \cdot K_d = 1,3$.

Выбираем коэффициенты эквивалентности режима при расчетах на контактную прочность $K_{\Sigma H} = 0,7$ и на прочность по изгибу $K_{\Sigma F} = 0,5$ по таблице 29.

Назначаем материалы для изготовления червяка и червячного колеса. Для этого определяем скорость скольжения:

$$v_{\text{ск}} = \pi \cdot n_1 \cdot 10^{-3} = 3,14 \cdot 2880 \cdot 10^{-3} = 9,05 \text{ м/с.}$$

По таблице 16 для изготовления червяка принимаем сталь 40Х с твердостью рабочих поверхностей $HRC_1 = 50$.

Для изготовления червячного колеса по таблице 30, используя значение скорости скольжения $v_{ск} < 5$ м/с, принимаем бронзу БрО10Ф.

Материал БрО10Ф1 имеет следующие характеристики (таблица 30):

предел прочности – $\sigma_B = 275$ МПа;

предел текучести – $\sigma_T = 200$ МПа.

Определим допускаемое напряжение контактной выносливости с учетом срока работы:

$$[\sigma_H] = 0,8 \cdot \sigma_B \sqrt[8]{\frac{10^7}{60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot K_{\Sigma H}}} =$$

$$= 0,8 \cdot 275 \cdot \sqrt[8]{\frac{10^7}{60 \cdot 180 \cdot 8000 \cdot 0,7}} = 229 \text{ МПа} < \sigma_B = 275 \text{ МПа.}$$

Определим допускаемое напряжение изгибной выносливости с учетом срока службы:

$$[\sigma_F] = 0,3 \cdot \sigma_T \sqrt[9]{\frac{10^6}{60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot K_{\Sigma F}}} = 0,3 \cdot 200 \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{60 \cdot 180 \cdot 8000 \cdot 0,5}} =$$

$$= 53 \text{ МПа} < 0,8 \sigma_T = 0,5 \cdot 200 = 100 \text{ МПа.}$$

Определяем ориентировочное допускаемое межосевое расстояние передачи из условия контактной выносливости:

$$[\sigma_w] = 131 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_2 \cdot 10^3 \cdot K_H}{n_2 \cdot [\sigma_H]^2}} = 131 \cdot \sqrt[3]{\frac{3463 \cdot 10^7 \cdot 1,2}{180 \cdot 229^2}} = 99,6 \text{ мм.}$$

Принимаем межосевое расстояние передачи $[a_w] = 100$ мм.

Рассчитываем модуль зацепления и уточняем коэффициент диаметра червяка, согласуя их со стандартом, по таблице 31.

$$m = \frac{2[a_w]}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 100}{32 + 8} = 5 \text{ мм.}$$

Уточняем коэффициент диаметра червяка:

$$q = \frac{2[a_w]}{m} - z_2 = \frac{2 \cdot 100}{5} - 32 = 8 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартное значение модуля $m = 5$ мм и стандартное значение коэффициента диаметра червяка $q = 8$ мм.

Уточняем делительное межосевое расстояние передачи:

$$a = 0,5 \cdot m \cdot (z_2 + q) = 0,5 \cdot 5 \cdot (32 + 8) = 100 \text{ мм.}$$

Назначенное межосевое расстояние совпало со стандартным значением.

Определяем геометрические размеры червячной передачи.

Делительные диаметры по формулам (78) и (79):

$$d_1 = mq = 5 \cdot 8 = 40 \text{ мм;}$$

$$d_2 = mz_2 = 5 \cdot 32 = 160 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин по формулам (80) и (81) – червяка:

$$d_{a1} = m(q + 2) = 5(8 + 2) = 50 \text{ мм;}$$

червячного колеса:

$$d_{a2} = mz_2 + 2m(1 + x) = 5 \cdot 32 + 2 \cdot 5 \cdot (1 + 0) = 170 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр колеса по формуле (82):

$$d_{aw2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{Z_1 + 2} = 170 + \frac{6 \cdot 5}{2 + 2} = 177,5 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин по формулам (83) и (84):

$$d_{f1} = m(q - 2,4) = 5(8 - 2,4) = 28 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = m(z_2 - 2,4) = 5(32 - 2,4) = 148 \text{ мм.}$$

Длина нарезной части червяка по формуле (85):

$$B_1 = m(12 + 0,1z_2) = 5 \cdot (12 + 0,1 \cdot 32) = 76 \text{ мм.}$$

Ширина колеса:

$$B_2 = 0,355a_w = 0,355 \cdot 100 = 35,5 \text{ мм.}$$

Радиусы скругления по формулам (86) и (87):

$$R_a = 0,5d_1 - m = 0,5 \cdot 40,0 - 5 = 15 \text{ мм;}$$

$$R_f = 0,5d_1 + 1,2m = 0,5 \cdot 40,0 + 1,2 \cdot 5 = 26 \text{ мм.}$$

Угол обхвата по формуле (88):

$$\delta = \arcsin\left(\frac{B_2}{d_{a1} - 0,5m}\right) = \arcsin\left(\frac{35,5}{50,0 - 0,5 \cdot 5}\right) = 48,4^\circ.$$

Определяем угол подъема винтовой линии по формуле (89):

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{2}{8}\right) = 14,1^\circ.$$

КПД червячной пары по формуле (90):

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + 3^\circ)} = \frac{\operatorname{tg}(14,1^\circ)}{\operatorname{tg}(14,1 + 3^\circ)} = 0,813.$$

Уточняем скорость скольжения по формуле (91):

$$v_{\text{ск}} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4 \cos \gamma} = \frac{3,14 \cdot 40 \cdot 2880}{6 \cdot 10^4 \cdot \cos(14,1^\circ)} = 6,22 \text{ м/с.}$$

Силовые компоненты в зацеплении.

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе по формуле (92):

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{6 \cdot P_2 \cdot 10^4}{\eta \cdot \pi \cdot d_1 \cdot n_1} = \frac{6 \cdot 3463 \cdot 10^4}{0,813 \cdot 3,14 \cdot 6,22 \cdot 40,0 \cdot 2880} = 706,4 \text{ Н.}$$

Окружная сила на колесе равна осевой силе на червяке по формуле (93):

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{6 \cdot P_2 \cdot 10^4}{\pi \cdot d_2 \cdot n_2} = \frac{6 \cdot 3463 \cdot 10^4}{3,14 \cdot 6,22 \cdot 160,0 \cdot 180} = 2296,5 \text{ Н.}$$

Радиальная сила червяка равна радиальной силе червячного колеса (94):

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 0,364 \cdot 2296,5 = 835,9 \text{ Н,}$$

где угол зацепления $\alpha = 20^\circ$.

Выполняем проверочные расчеты контактной и изгибной выносливости.

Расчетные контактные напряжения по формуле (95):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 53 \cdot \frac{q}{z_2} \sqrt{\left[\frac{z_2 + q}{a_w \cdot q} \right]^3 \cdot \frac{P_2 \cdot 10^5 \cdot K_{\text{кц}} \cdot K_d}{n_2}} = \\ &= 53 \cdot \frac{8}{32} \sqrt{\left[\frac{32 + 8}{100 \cdot 8} \right]^3 \cdot \frac{3463 \cdot 10^5 \cdot 1,032 \cdot 1,4}{180}} = 226,98 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Значения составляющих коэффициента нагрузки $K_{\text{кц}}$ и K_d выбираем в зависимости от назначенной 8 степени точности изготовления передачи и скорости скольжения по таблице 32.

$K_d = 1,4$ – коэффициент динамичности при 8-ой степени точности и скорости скольжения $v_{\text{ск}} = 6,22$ м/с. Коэффициент концентрации

$$K_{\text{кц}} = 1 + 0,001 \cdot z_2 = 1 + 0,001 \cdot 32 = 1,032.$$

Расчетные напряжения изгиба по формуле (96):

$$\sigma_F = \frac{0,7 \cdot F_{t2} \cdot Y_F \cdot K_{\text{кц}} \cdot K_d}{B_2 \cdot m \cdot \cos \gamma} = \frac{0,7 \cdot 2296,5 \cdot 2,32 \cdot 1,032 \cdot 1,4}{35,5 \cdot 5 \cdot \cos(14,1^\circ)} = 31 \text{ МПа,}$$

где коэффициент формы зуба Y_F зависит от приведенного числа зубьев (97).

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{32}{\cos^3 14,1^\circ} = 34,5.$$

По таблице 33 коэффициент формы зуба $Y_F = 2,32$.

Задания к управляемой самостоятельной работе студентов по теме «Проектирование передач редуктора»

Задача 3. По данным из кинематического и энергетического расчетов заданной приводной станции рассчитать передачу редуктора – цилиндрического, конического или червячного.

Сконструировать и представить рабочий чертеж *колеса* (цилиндрического, конического или червячного) для рассчитанной передачи редуктора.

Сведения по выполнению рабочих чертежей деталей излагаются в [13; 15; 16] и в приложениях 1–4.

МАТЕРИАЛЫ К ЛАБОРАТОРНЫМ ЗАНЯТИЯМ

Лабораторная работа № 4

Определение параметров цилиндрического зубчатого редуктора

Цель работы – изучить конструкции, порядок разборки и сборки редукторов.

Теоретическое обоснование

Редуктором называется механизм, служащий для снижения угловой скорости и повышения вращающего момента на ведомом валу. Он состоит из зубчатых либо червячных передач, устанавливаемых в одном корпусе.

На рисунке 4.1 показаны схемы наиболее распространенных редукторов. На кинематических схемах буквой Б обозначен быстроходный (ведущий) вал редуктора, буквой П – промежуточный вал, буквой Т – тихоходный (ведомый) вал.

Редукторы классифицируют по следующим признакам:

- 1) по числу ступеней – одноступенчатые, двухступенчатые и т. д.;
- 2) по типу передачи – зубчатые, червячные или зубчато-червячные;
- 3) по типу зубчатых колес – цилиндрические, конические;

4) по относительному расположению валов редуктора в пространстве – горизонтальные, вертикальные и т. д.;

5) по особенностям кинематической схемы – развернутая, соосная, с раздвоенной ступенью и т. д.

Редукторы бывают планетарными. Использование планетарных передач дает возможность получить большие передаточные числа при малых габаритах редуктора. На рисунке 4.1, а показаны схемы одноступенчатых редукторов с цилиндрическими колесами.

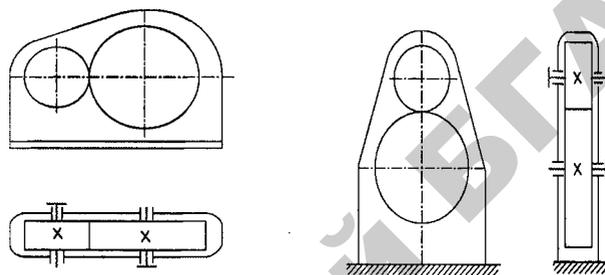


Рис. 4.1. Зубчатые одноступенчатые цилиндрические редукторы

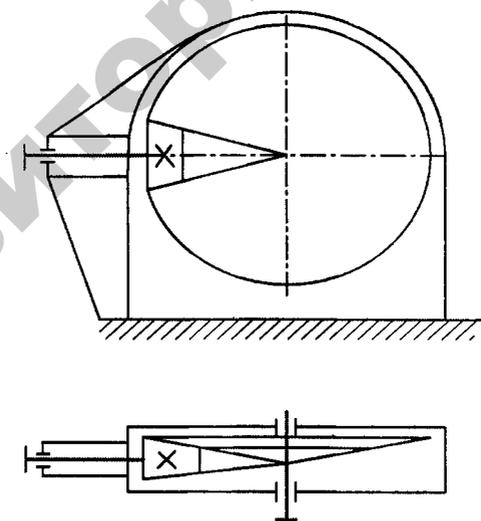


Рис. 4.2. Зубчатый одноступенчатый конический редуктор

T

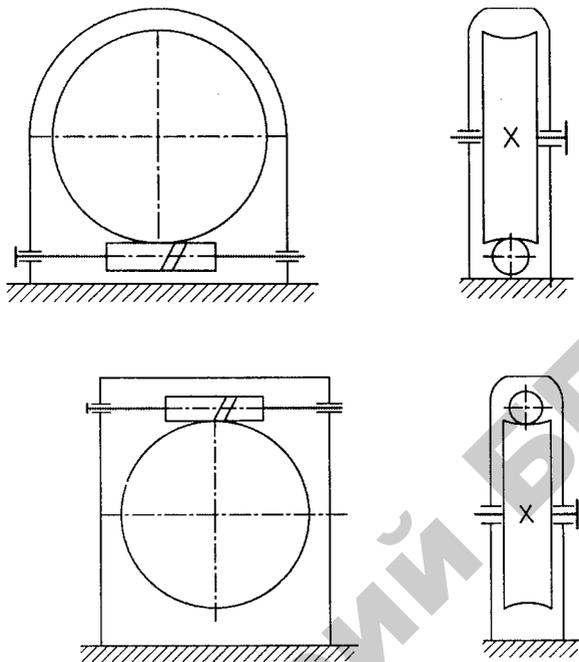


Рис. 4.3. Червячные одноступенчатые редукторы

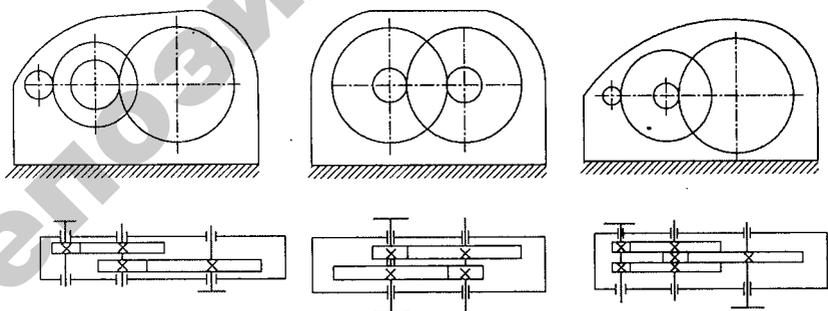


Рис. 4.4. Цилиндрические двухступенчатые горизонтальные редукторы

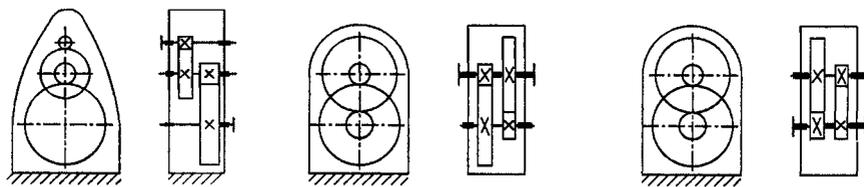


Рис. 4.5. Цилиндрические двухступенчатые вертикальные редукторы

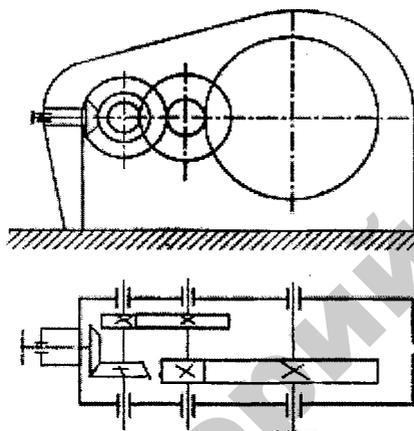


Рис. 4.6. Схема трехступенчатого коническо-цилиндрического редуктора

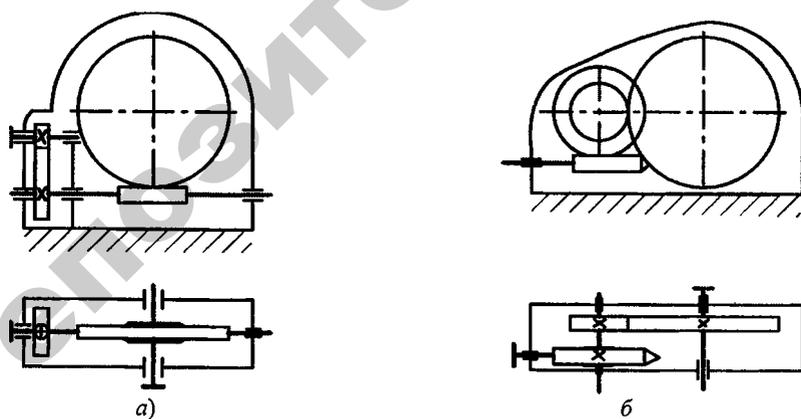


Рис. 4.7. Схемы: а – зубчато-червячного редуктора; б – червячно-зубчатого

Передаточное число у редукторов такого типа с прямыми зубьями $u \leq 5$; при косых либо шевронных зубьях – $u \leq 6,3$. В одноступенчатых конических редукторах с прямыми зубьями (рис. 4.2) передаточное число $u = 3 \dots 4$; с косыми либо криволинейными зубьями – $u = 5 \dots 6$.

Одноступенчатые червячные редукторы показаны на рисунке 4.3. Редукторы этого типа могут быть с нижним, верхним и боковым расположением вала червяка. Передаточные числа червячных редукторов находятся в пределах $u = 10 \dots 70$.

Двухступенчатый горизонтальный цилиндрический редуктор, выполненный по развернутой схеме, показан на рисунке 4.3, *з*; соосный редуктор – на рисунке 4.4, *д*; горизонтальный редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью – на рисунке 4.1, *е*; вертикальные двухступенчатые редукторы – на рисунке 4.1, *ж* (развернутый) и 4.1, *э* (соосный). Применение соосной схемы позволяет получить меньшие габаритные размеры редуктора по длине.

Двухступенчатые цилиндрические редукторы применяют для передаточных чисел $u = 8 \dots 50$.

Трехступенчатый коническо-цилиндрический редуктор показан на схеме 4.5.

Схема зубчато-червячного редуктора показана на рисунке 4.5, *а*, червячно-зубчатого – на рисунке 4.5, *б*. Передаточные числа редукторов этих типов $u = 30 \dots 150$.

Описание конструкции

двухступенчатого цилиндрического редуктора

Объектом лабораторных исследований является двухступенчатый редуктор с цилиндрическими косозубыми колесами (рис. 4.8).

Редуктор состоит из основания корпуса 7, крышки корпуса 39, ведущего (быстроходного) вала-шестерни 1, промежуточного вала-шестерни 2, выходного (тихоходного) вала 31, зубчатых колес 8 и 24, роликовых конических радиально-упорных 5, 13, 17, 28 и шариковых радиальных подшипников 21, 27; упорных шайб подшипников 4, 9, 16, которые применяются для регулирования радиального зазора в радиально-упорных подшипниках и осевого положения ведущего вала-шестерни 1, и упорных шайб 10, 29 для регулирования осевого положения вала 31 с помощью регулировочных винтов 11, 14, 26, которые прижимают упорные шайбы к наружному кольцу подшипников; сквозных крышек подшипников 3 и 19, глухих крышек подшипников 10, 15,

25 и 30; распорной втулки 12 – для предотвращения осевого перемещения колеса 8; установочных штифтов 6 и 22 – для строгого центрирования крышки корпуса 39 относительно основания корпуса 7; винтов 36 с шайбами – для крепления крышки корпуса к его основанию; отдушины 33, таблички технических характеристик редуктора 35, которая крепится винтами 23; резьбовой пробки 34 проверки уровня масла и резьбовой пробки 32 – для слива-масла; фиксирующей планки 37 с усиком для стопорения регулировочных винтов 11, 14, 26. Винт 38 прижимает фиксирующую планку к крышке подшипника. Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в крышках 3 и 19 установлены манжеты 40 и 41. На всех валах редуктора для передачи крутящего момента установлены призматические шпонки 42. Крепление деталей, насаживаемых на входной 1 и выходной 31 концы валов, осуществляется с помощью гаек 43.

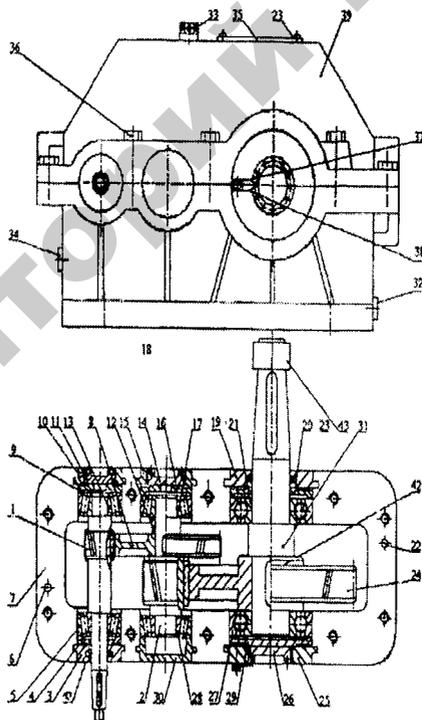


Рис. 4.8. Редуктор цилиндрический двухступенчатый

Важным параметром редуктора являются его размеры, которые подразделяются на габаритные и присоединительные.

Габаритными называются наибольшие размеры редуктора по длине, ширине и высоте. Присоединительными являются те размеры, которые позволяют выполнить сопряжение редуктора с другими деталями и размеры, необходимые для установки редуктора на раме или фундаменте.

Разборка редуктора производится в следующей последовательности:

- 1) вывертывают маслоуказатель. При наличии в редукторе масла сливают его, вывернув сливную пробку;
- 2) открывают крышки смотрового люка;
- 3) снимают привертные крышки подшипников;
- 4) отворачивают гайки, крепящие крышку к основанию редуктора, и снимают крышку;
- 5) из корпуса редуктора вынимают валы с находящимися на них деталями.

Сборка редуктора осуществляется по следующей примерной схеме.

1. Валы вместе с находящимися на них изделиями (подшипниками, зубчатыми либо червячными колесами, втулками, закладными крышками и т. д.) устанавливают в корпус, также устанавливают в пазы корпуса глухие закладные крышки.

2. Монтируют крышку на основании и заворачивают гайки на болтах, соединяющих корпус редуктора.

3. Регулируют подшипники при помощи прокладок, подкладываемых под привертные крышки следующим образом:

– одну из крышек подшипника устанавливают на корпус и крепят ее болтами (винтами) до отказа;

– вторую крышку подшипника (без прокладок) предварительно ставят на место и, не затягивая винты до отказа, добиваются такого положения вала, чтобы он проворачивался с небольшим усилием, т. е. в паре качения создается небольшой натяг. После этого крышку без прокладок снимают, устанавливают на нее подобранный набор прокладок и снова ставят ее на место, зажимая болты до отказа.

При необходимости регулировки осевого положения вала набор прокладок распределяют, в соответствии с положением вала, между крышками. Толщина набора при этом не должна меняться. Винты крепления крышек подшипников должны быть затянуты.

Если вал вращается туго, то необходимо добавить тонкую прокладку, после чего нужно проверить плавность вращения вала, а при необходимости измерить индикатором или щупом величину люфта и сравнить его с допускаемой.

Рассматривая геометрию косозубых цилиндрических передач, различают нормальный m_n и окружной m_t модули, которые связаны зависимостью:

$$m_n = m_t \cdot \cos \beta, \quad (4.1)$$

где β – угол наклона линии зуба на делительном цилиндре.

Нормальный модуль обозначают и без индекса – m , он регламентируется по ГОСТ9563–60. Извлечения из этого стандарта приведены в таблице 4.1.

Таблица 4.1

Значение стандартных модулей

Ряды	Модуль m , мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,175; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; 14; 18; 23

Зная значение стандартного модуля, можно определить межосевое расстояние:

$$a_w = m \left(\frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} + x_\Sigma - \Delta y \right), \quad (4.2)$$

где z_1, z_2 – соответственно числа зубьев шестерни и колеса;

x_Σ – суммарный коэффициент смещения;

Δy – коэффициент уравнивающего смещения.

Для передач с передаточным числом $u \geq 3,5$, что наблюдается у основной массы двухступенчатых редукторов, рекомендуется шестерню выполнять с положительным смещением, а колесо – с таким же отрицательным. В этом случае суммарный коэффициент смещения $x_\Sigma = 0$, следовательно, $\Delta y = 0$, так как делительные диаметры колес совпадают с начальными, а из зависимости 4.5 следует:

$$m_t = \frac{2a_w}{z_1 + z_2}. \quad (4.3)$$

При отсутствии специальных приборов для измерения угла наклона зубьев значение этого угла определяют расчетом.

Предварительно устанавливают значение окружного модуля по известному значению межосевого расстояния a_w по формуле (4.3).

Учитывая, что обычно $\beta = 8...20^\circ$, а $\cos\beta = 0,99... 0,94$, выбирают значение нормального модуля m как ближайшее меньшее к m_t согласно таблице 4.1.

Зная стандартный модуль m и рассчитанный окружной m_t , можно определить угол наклона зуба:

$$\beta = \arccos \frac{m}{m_t}. \quad (4.4)$$

Диаметр окружности выступов зубчатого колеса определяется по зависимости:

$$d_{a1(2)} = d + 2m(h_a + x - \Delta y), \quad (4.5)$$

где $d_{1(2)} = m_t z_{1(2)}$ – делительный диаметр зубчатого колеса;
диаметр окружности впадин:

$$d_{f(2)} = d - 2m(h_a + c - x). \quad (4.6)$$

Работа выполняется на цилиндрических двухступенчатых редукторах, которые назначаются преподавателем. Определяются параметры одной ступени редуктора по указанию преподавателя.

Подготовка к проведению работы

1. Проработать данные методические указания.
2. Подготовить необходимые рисунки, таблицы для записи результатов измерений и выполнения расчетов.

Порядок выполнения работы

1. Разобрать в соответствии с описанной последовательностью редуктор.

2. Подсчитать числа зубьев Z_1 шестерни и Z_2 колеса, измерить диаметры вершин d_{a1} шестерни и d_{a2} колеса, ширину венца b_w колеса, межосевое расстояние a_w . Результаты измерений и подсчетов занести в таблицу 4.2.

3. Собрать редуктор в соответствии с последовательностью, изложенной в методических указаниях.

4. Выполнить кинематическую схему редуктора, на которой указать тип и марку редуктора, передаваемую мощность, частоту вращения и передаточное число, представленные в заводском формуляре, расположенном на корпусе редуктора.

5. Замерить габаритные, присоединительные и монтажные размеры и указать их на схеме редуктора.

Обработка данных результатов измерений

1. Рассчитать по известному (замеренному) значению межосевого расстояния a_w значение окружного модуля (с точностью до трех цифр после запятой):

$$m_t = \frac{2a_w}{z_1 + z_2}.$$

По таблице 4.1 выбрать значение нормального модуля m как ближайшее меньшее к рассчитанному значению m_t .

2. Определить угол наклона зуба:

$$\beta = \arccos \frac{m}{m_t},$$

где m – стандартное значение модуля, m_t – расчетное значение.

3. Рассчитать параметры зацепления и заполнить таблицу 4.2.

Таблица 4.2

Параметры зацепления

Наименование	Обозначения	Расчетная зависимость	Шестерня	Колесо
			расчетное или измеренное значения	расчетное или измеренное значения
Угол профиля зуба рейки	α	—	20°	
Коэффициент высоты головки	h_a	—	1	
Коэффициент радиального зазора	c	—	0,25	
Коэффициент смещения	x	—		
Степень точности	—	—	8	
Рабочая ширина зубчатого венца, мм	b_w	—		
Число зубьев	$Z_{1(2)}$	—		
Передаточное число	u	z_2/z_1		
Межосевое расстояние, мм	a_w	—		
Модуль торцовый, мм	m_t	$2a_w/(z_1 + z_2)$		
Модуль нормальный, мм	m	—		
Угол наклона зуба, градус	β	$\beta = \arccos \frac{m}{m_t}$		
Направление зуба (правое, левое)	—	—		
Делительный угол профиля в торцевом сечении	α_t	$\arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} \right)$		
Основной угол наклона, град	β_b	$\arcsin(\sin \beta \cos \alpha)$		
Диаметры окружностей: делительной, мм	$d_{1(2)}$	$m_t z_{1(2)}$		
вершин, мм	$d_{a1(2)}$	$d + 2m(h_a + x - \Delta y)$		
впадин, мм	$d_{f1(2)}$	$d - 2m(h_a + c - x)$		
Коэффициент ширины	ψ_{bd}	b_w/d_1		
	ψ_{ba}	b_w/a_w		

Примечание. Для передач без смещения и при $x_1 = x_2$ или при $x_2 = 0$ коэффициент уравнивающего смещения $\Delta Y = 0$.

Исследование работы и расчет сварных соединений

Цель работы – изучить виды сварных соединений и сварных швов, условия их работы при различных видах нагружения; произвести расчет сварных соединений.

Теоретическое обоснование

Сварка – процесс неразъемного соединения деталей, основанный на использовании сил межмолекулярного взаимодействия. Сварка может происходить при местном нагреве до расплавления соединяемых деталей – *сварка плавлением*, или при совместном пластическом деформировании предварительно разогретых (или холодных) стыков деталей – *сварка давлением*. Известно более 60 видов сварки, но на практике чаще всего используют электрические способы: ручную дуговую сварку плавящимся электродом, автоматическую дуговую сварку под слоем флюса, полуавтоматическую сварку под флюсом или в среде защитных газов, стыковую контактную сварку.

В зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей различают следующие виды *сварных соединений*:

стыковые (рис. 5.1: *а* – без разделки кромок, *б* – *V*-образная разделка, *в* – *X*-образная разделка, *г* – *U*-образная разделка);

нахлесточные (рис. 5.2: *а* – с нормальной формой сечения шва, *б* – с выпуклой формой, *в* – с вогнутой формой, *г* – со специальной формой сечения шва);

угловые (рис. 5.3: *а* и *б* – без скоса кромок, *в* – со скосом кромок);

тавровые (рис. 5.4: *а* – без скоса кромок, *б* и *в* – со скосом одной кромки, *г* – со скосом двух кромок).

В области сварного шва в основном металле возникает *зона термического влияния*, в которой появляются остаточные напряжения и возможно коробление. Одним из способов снижения концентрации напряжений является выбор формы сечения шва. Выпуклые швы (рис. 5.5) повышают концентрацию напряжений; выпуклость рекомендуется удалять механической обработкой; вогнутость (рис. 5.2, *в*) обеспечивает плавный переход к основному металлу и снижает напряжения, но требует механической обработки; специальные швы (рис. 5.2, *г*) с профилем неравнобедренного треугольника значительно снижают концентрацию напряжений и, как и вогнутые, применяются при переменных нагрузках.

По виду напряженного состояния сварные соединения делятся на два типа *сварных швов*:

стыковые швы (рис. 5.7) – сварные швы стыковых соединений, их расчет ведется по нормальным напряжениям;

угловые швы (рис. 5.2, 5.3, 5.4) – сварные швы нахлесточных, угловых и тавровых соединений. Их расчет ведут по касательным напряжениям.

Расчет стыковых швов проводится по условию прочностной надежности:

$$\sigma' \leq [\sigma'], \quad (5.1)$$

где σ' – действующее в шве нормальное напряжение при растяжении (сжатии); $[\sigma']$ – допускаемое напряжение сварного шва при растяжении (сжатии).

Расчетные уравнения для различных случаев нагружения (рис. 5.5) имеют следующий вид:

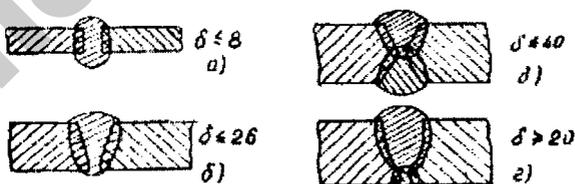
при воздействии на стыковой сварной шов только растягивающей (сжимающей) силы F

$$\sigma' = \frac{F}{\delta l} \leq [\sigma'], \quad (5.2)$$

где δ – толщина самой тонкой из свариваемых деталей; l – длина шва; при воздействии на шов только изгибающего момента M

$$\sigma' = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma'], \quad (5.3)$$

где W_x – осевой момент сопротивления сечения шва (для прямоугольного сечения $W_x = \delta l / 6$);



δ – толщина соединяемых деталей

Рис. 5.1. Виды стыковых сварных соединений

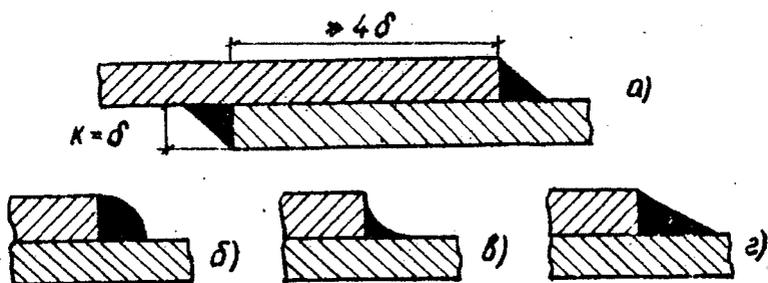


Рис. 5.2. Виды нахлесточных сварных соединений

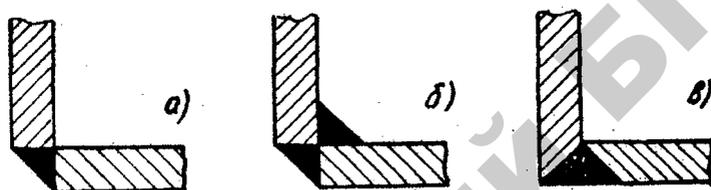


Рис. 5.3. Виды угловых сварных соединений

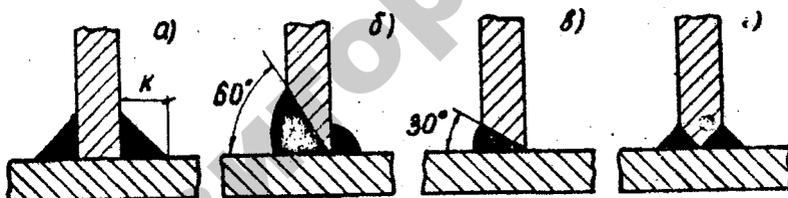


Рис. 5.4. Виды тавровых сварных соединений

при воздействии на шов силы F и момента M

$$\sigma' = \frac{F}{\delta l} + \frac{M}{W_x} \leq [\sigma']; \quad (5.4)$$

при действии на шов только поперечной силы F' в нем возникают напряжения среза:

$$\tau' = \frac{F'}{\delta l}; \quad (5.5)$$

напряжения изгиба:

$$\sigma'_u = \frac{M_u}{W_x} = \frac{6F'h}{\delta l^2}, \quad (5.6)$$

где h – плечо силы F' .

Эквивалентные напряжения определяют по энергетической теории прочности

$$\sigma'_{\text{экр}} = \sqrt{\sigma_u'^2 + 3\tau'^2} \leq [\sigma]. \quad (5.7)$$

При комбинированном действии на шов продольной и поперечной сил F и F' эквивалентное напряжение от растяжения, изгиба и сдвига

$$\sigma'_{\text{экр}} = \sqrt{(\sigma' + \sigma'_u + 3\tau'^2) \leq [\sigma]}. \quad (5.8)$$

Если для стыкового шва заданы его геометрические размеры, известен способ сварки, материалы соединяемых деталей и сварного электрода, то можно определить значение допускаемой растягивающей или сжимающей силы:

$$[F] = [\sigma]\delta l. \quad (5.9)$$

В проектном расчете из условий прочности определяют требуемую длину шва l .

Расчет угловых швов проводится по условию прочностной надежности

$$\tau' \leq [\tau], \quad (5.10)$$

где τ' – действующие касательные напряжения;

$[\tau]$ – допускаемые касательные напряжения.

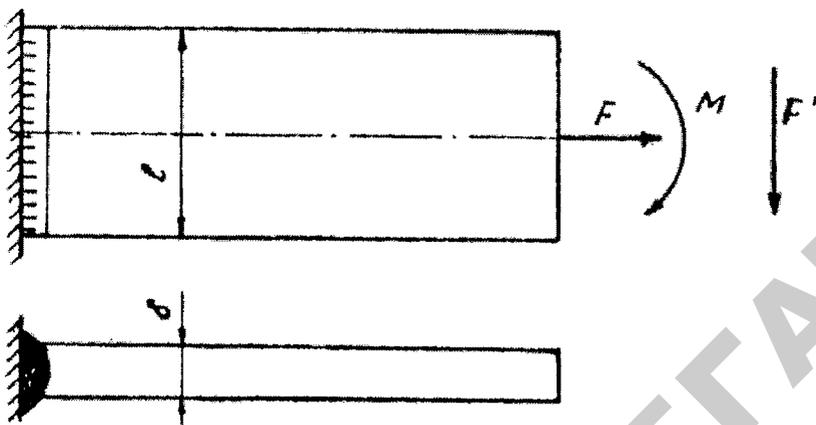


Рис. 5.5. Различные случаи нагружения стыковых швов

По отношению к действующей нагрузке угловые швы бывают *лобовыми* (рис. 5.6, а), *фланговыми* (рис. 5.6, б) и *комбинированными* (когда детали соединены и лобовым, и фланговым швами). Угловые швы рассчитывают по сечению, проходящему через биссекторную плоскость поперечного сечения шва, площадь которого (см. рис. 5.6, а)

$$A = 0,7 kl, \quad (5.11)$$

где k – катет шва, который часто принимают равным меньшей толщине соединяемых деталей δ .

Для различных случаев нагружения угловых швов (рис. 5.7) расчетные уравнения имеют вид:

при действии на угловой лобовой шов только силы F

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau'], \quad (5.12)$$

где под длиной шва l понимается суммарная длина шва (например, для рисунка 5.6, а $l_{\Sigma} = 2l$);

при действии на угловой шов только изгибающего момента M

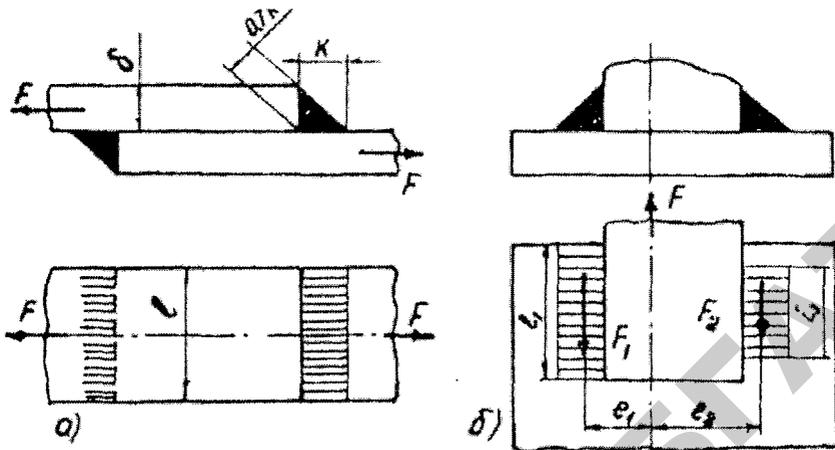


Рис. 5.6. Лобовые (а) и фланговые (б) угловые швы

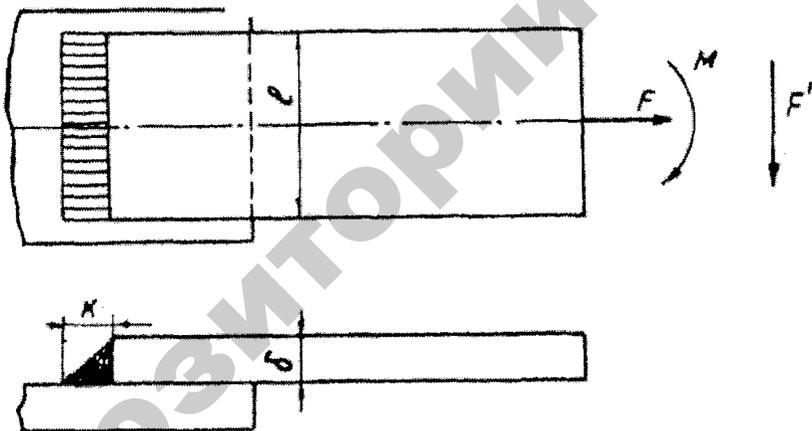


Рис. 5.7. Различные случаи нагружения угловых швов

$$\tau' = \frac{M}{W_x} = \frac{6M}{0,7kl^2} \leq [\tau']; \quad (5.13)$$

при действии на шов силы F и момента M

$$\tau' = \frac{F}{0,7kl} = \frac{6M}{0,7kl^2} \leq [\tau']; \quad (5.14)$$

при действии на угловой шов только поперечной силы F'

$$\tau' = \sqrt{\left(\frac{F'}{0,7kl}\right)^2 + \left(\frac{6F'h}{0,7kl}\right)^2} \leq [\tau]; \quad (5.15)$$

при воздействии на угловой фланговый шов продольной и поперечной сил F и F'

$$\tau' = \sqrt{\left(\frac{F'}{0,7kl} + \frac{6F'h}{0,7kl^2}\right)^2 + \left(\frac{F'}{0,7kl}\right)^2} \leq [\tau]. \quad (5.16)$$

Для угловых фланговых швов при несимметричном приложении нагрузки (или соединении несимметричных деталей) каждый из швов рассчитывают по своей нагрузке (рис. 5.6, б).

Здесь $F = F_1 + F_2$ и $F_1 e_1 = F_2 e_2$, откуда:

$$F_1 = \frac{e_2}{e_1 + e_2} F \quad \text{и} \quad F_2 = \frac{e_1}{e_1 + e_2} F, \quad (5.17)$$

где e_1 и e_2 – расстояния от центра тяжести сечения соединяемых деталей до центра тяжести сечения швов.

Как видно, длины швов пропорциональны действующим на них нагрузкам:

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{F_1}{F_2}.$$

Комбинированные угловые швы рассчитывают с учетом суммарных длин лобовых l_1 и фланговых l_2 швов. При действии продольной силы F на такой шов:

$$\tau' = \frac{F}{0,7k(l_1 + l_2)} \leq [\tau]. \quad (5.18)$$

Для угловых швов из условий прочности могут быть определены допустимая нагрузка или требуемая длина сварных швов.

Все расчетные формулы получены в результате анализа распределения напряжений, действующих в сварных швах. При этом на основании инженерной практики вводится ряд упрощений. Например, в угловом лобовом шве, показанном на рисунке 5.8, в биссек-

торной плоскости $m-m$ действуют одновременно касательные напряжения τ в плоскости стыка деталей и нормальные напряжения σ в перпендикулярной плоскости. Но расчет ведут только по касательному напряжению, используя формулу (5.2). Практика подтверждает разрушение швов по сечению $m-m$.

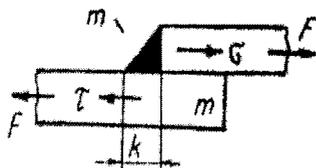


Рис. 5.8. Угловой лобовой шов, нагруженный силой F

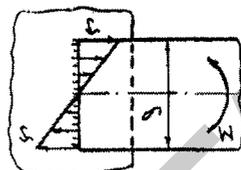


Рис. 5.9. Угловой, лобовой шов, нагруженный моментом M

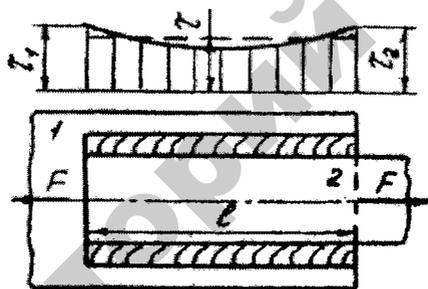


Рис. 5.10. Угловой фланговый шов, нагруженный силой F

Если угловой лобовой шов нагружен только моментом M (рис. 5.5), то условный расчет по формуле (5.13) обусловлен распределением касательных напряжений, показанных на рисунке 5.9.

Для углового флангового шва основными являются также касательные напряжения τ . По длине шва напряжения τ распределены неравномерно (рис. 5.10). Это обусловлено различной жесткостью деталей 1 и 2, соответственно напряжения τ_1 и τ_2 . При одинаковой жесткости деталей эпюра напряжений τ равномерна и расчет можно вести по формуле (5.12).

Для комбинированных соединений лобовыми и фланговыми швами при совместном действии продольной силы и момента рас-

пределение напряжений для лобового шва будет неравномерным (в соответствии с рис. 5.9), а для фланговых – равномерным (согласно рис. 5.10).

Тавровые соединения выполняют стыковым швом с разделкой кромок (рис. 5.4, б, в, г) или угловым швом без разделки кромок (рисунок 5.4, а). Расчет стыкового шва при совместном действии силы F и момента M ведут по формуле (5.3), углового шва – по формуле (5.14).

Распределение напряжений для таврового углового шва показано на рисунке 5.11. Напряжения от момента τ_M распределяются по длине шва аналогично напряжениям σ_M в поперечном сечении. Расчетным сечением по-прежнему является биссекторное.

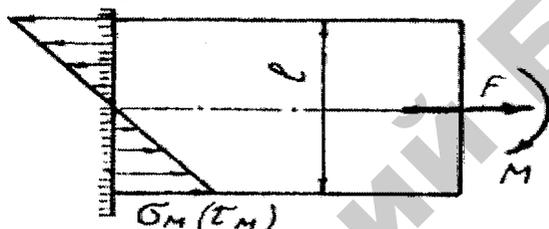


Рис. 5.11. Угловой тавровый шов, нагруженный силой F и моментом M

Необходимые данные для выполнения работы приведены в таблицах 5.1, 5.2 и 5.3.

Описание установки

Сварные соединения, выполненные стыковыми и угловыми швами, изготовленные из различных сталей. На соединениях указаны действующие силовые факторы, характер нагрузений (постоянная или переменная нагрузка), коэффициент асимметрии циклов нагружения, варианты материалов и способов сварки, коэффициенты запаса прочности.

Подготовка к проведению работы

1. Проработать методические указания к лабораторной работе.
2. Подготовить таблицы для записи результатов, расчетные формулы.
3. Ответить на контрольные вопросы.

Порядок проведения работы

1. Выполнить аксонометрический эскиз сварных соединений (см. рис. 5.12), произвести измерения необходимых размеров и результаты внести таблицу 5.4. Значения σ_T взять из таблицы 5.1.

2. Определить условия нагружения и напряженные состояния сварных швов, используя рисунки 5.5–5.7, подготовить необходимые расчетные формулы.

3. По указанию преподавателя выбрать значения действующих усилий F и F' из таблицы 5.5, приняв $F' = 0,6F$.

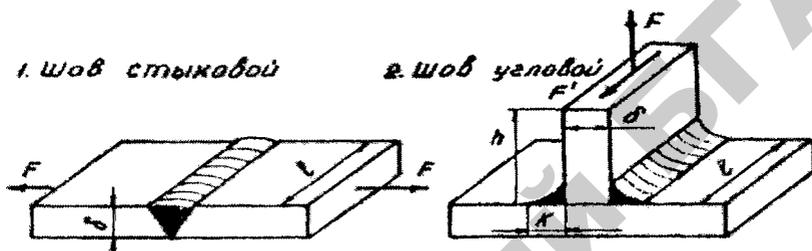


Рис. 5.12. Эскиз сварных соединений

Обработка опытных данных

1. Определить допустимые напряжения для свариваемых материалов при растяжении и внести в таблицу 5.4:

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{S}. \quad (5.19)$$

2. Используя данные таблицы 5.2, определить допустимые напряжения в сварных швах при постоянной нагрузке, результаты внести в таблицу 5.4.

3. По выбранным формулам (в зависимости от вида напряженного состояния) вычислить действующие напряжения в сварных швах, сравнив их с допустимыми напряжениями по условиям прочности, сделать вывод о работоспособности сварного соединения в условиях постоянной нагрузки.

4. Вычислить коэффициент влияния переменности нагрузки на величину допускаемых напряжений по формуле:

$$\gamma = \frac{1}{(0,6K_{\sigma} \pm 0,2) - (0,6K_{\sigma} \pm 0,2)R} \leq 1, \quad (5.20)$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений (см. таблицу 5.3); R – коэффициент асимметрии циклов напряжений.

В формуле (5.20) верхние знаки знаменателя принимают при большем по абсолютной величине растягивающем напряжении, нижние – при сжимающем, в лабораторной работе следует принимать верхние знаки. При $\gamma > 1$ его следует принимать равным единице.

5. Определить допустимое напряжение при переменном нагружении по формулам:

$$[\sigma]_{\text{пер}} = [\sigma]_{\text{пост}} \cdot \gamma \text{ или } [\tau]_{\text{пер}} = [\tau]_{\text{пост}} \cdot \gamma. \quad (5.21)$$

Таблица 5.1

Значения пределов текучести для стали

Марка стали	Предел текучести σ_T , МПа	Марка стали	Предел текучести σ_T , МПа
Сталь Ст3	220	Сталь 25Л	250
Сталь 20	240	Сталь 35Л	280
Сталь 25	260	Сталь 15ХА	500
Сталь 30	290	Сталь 15Г	250
Сталь 35	310	Сталь 20Г	280

Таблица 5.2

Допускаемые напряжения в сварных швах при постоянной нагрузке

Технология сварки	Допускаемые напряжения в швах		
	Растяжение $[\sigma]_p$	Сжатие $[\sigma]_p$	Срез $[\tau]$
Автоматическая	$[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,65[\sigma]_p$
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая	$0,9[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	$0,6[\sigma]_p$
Контактная точечная и роликовая			$0,6[\sigma]_p$

Таблица 5.3

Значения коэффициента концентраций напряжений

Характеристика шва	Коэффициент K_G для стали	
	Углеродистой	Низколегированной
Стыковой при сварке:		
автоматической	1	1
ручной	1,2	1,4
Угловой лобовой при сварке:		
автоматической	1,7	2,4
ручной	2,3	3,2
Угловой фланговой	3,5	4,5

Результат внести в таблицу 5.4, сравнив его с действующим напряжением. Сделать вывод о работоспособности сварного соединения в условиях переменного нагружения.

Таблица 5.4

Результаты расчетов сварных соединений

Номер шва	1	2
Материал свариваемых деталей		
Марка электрода		
Толщина свариваемых деталей δ , мм		
Катет шва K , мм		
Общая длина швов l , мм		
Плечо h силы F' , мм		
Характер нагрузки		
Предел текучести σ_T , МПа		
Коэффициент запаса прочности S		
Допускаемое напряжение для материала деталей $[\sigma]_p$, МПа		
Коэффициент асимметрии цикла R		
Эффективный коэффициент концентрации напряжений K_G		
Коэффициент влияния переменности нагрузки γ		
Допускаемые напряжения для шва при постоянной нагрузке, МПа		
Допускаемое напряжение для шва при переменной нагрузке, МПа		

Таблица 5.5

Действующие усилия в сварных швах

Номер варианта	1	2	3	4	5	6	7	8
F , кН	120	75	48	55	50	67	49	26
Номер варианта	9	10	11	12	13	14	15	16
F , кН	93	88	2	104	101	31	87	26
Номер варианта	17	18	19	20	21	22	23	24
F , кН	170	65	42	110	98	54	71	82

Контрольные вопросы

1. Охарактеризуйте процесс сварки и его разновидности.
2. Перечислите и схематично изобразите виды сварных соединений.
3. Как влияет толщина соединяемых деталей на их подготовку к сварке?
4. Объясните понятие зоны термического влияния и ее воздействие на работоспособность сварных соединений.
5. Приведите классификацию сварных швов и действующих в них напряжений.
6. Как зависят условия прочности от вида нагружения?
7. Перечислите и схематично изобразите виды угловых швов в зависимости от действующей нагрузки.
8. Как учитывают при расчете фланговых швов несимметричность приложения нагрузки?
9. Объясните влияние технологии сварки на допускаемые напряжения.
10. Приведите формулы определения допускаемых напряжений в сварных швах при переменной нагрузке.

Темы для УИРС

1. Определение видов напряженных состояний и составление расчетных формул для реальных сварных соединений.
2. Определение критических значений силовых факторов для реальных сварных изделий.

**ПРИМЕРЫ ЗАДАНИЙ
ДЛЯ КОНТРОЛЯ РЕЗУЛЬТАТОВ ИЗУЧЕНИЯ
СОДЕРЖАНИЯ МОДУЛЯ 4 И МОДУЛЯ-РЕЗЮМЕ.**

1. Какой параметр определяют по формуле Герца?
2. Расшифруйте формулу:

$$a_w \geq (u \pm 1) \cdot \cos^2 \beta \cdot \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot P_2 \cdot 10^9}{\Psi_{ba} \cdot n_2 \cdot u^2 \cdot [\sigma_H]^2}}$$

3. При выполнении расчета клиноременной передачи в формуле $[P]=[p_0] \cdot C_a C_v C_\sigma C_{pp}$, что означает « $[p_0]$ »?
4. Рассчитывая какую передачу, определяют скорость скольжения?
5. Перечислите критерии работоспособности и расчета цепных передач.
6. Расшифруйте номер подшипника 36209.
7. Для какой передачи справедливо утверждение:

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1/d_1?$$

8. За счет каких сил обеспечивается передача крутящего момента в ременной передаче?
9. Перечислите критерии работоспособности ременных передач.
10. Из условия на какую прочность рассчитывают геометрические параметры закрытой конической зубчатой передачи?
11. При проектировании цепной передачи какой параметр обязательно подлежит согласованию с ГОСТом? Как его обозначают?
12. Запишите условие прочности для представленных соединений. Где проходит условная плоскость разрушения?



13. Какой параметр рассчитывают по формуле:

$$de_2 \geq 3,5 \cos \beta_3 \sqrt{\frac{K_H \cdot P_2 \cdot 10^9 \cdot u}{n^2 \cdot [\sigma_H]^2}} ?$$

14. Изобразите сварное соединение деталей, выполненное встык. Напишите условие прочности для этого соединения.
15. Назовите параметр, от которого зависят размеры шпонки b и h .

ПРИЛОЖЕНИЯ

РЕПОЗИТОРИЙ БГАТУ

1. Образец титульного листа расчетно-графической работы

БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ
ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

факультет _____
Кафедра «Механика материалов и детали машин»

Расчетно-графическая работа № _____

по механике

Тема: « _____
_____ »

Вариант № _____

Схема № _____

Выполнил студент

Группа

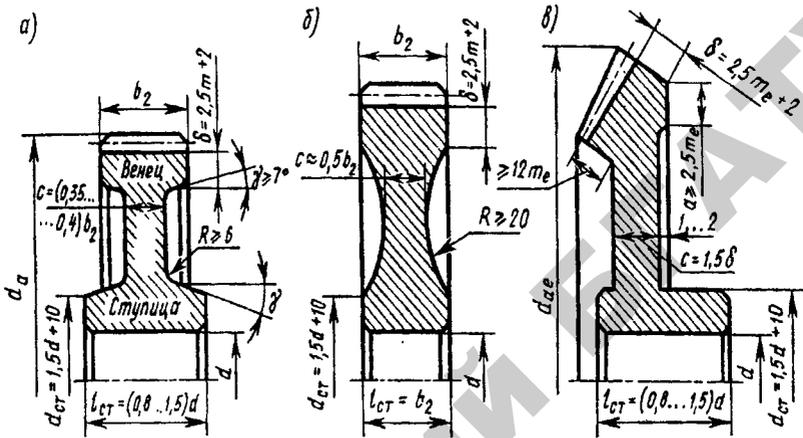
Преподаватель

Минск, 2011

2. Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии А4

Номинальная мощность P_n , Вт	Синхронная частота вращения, мин ⁻¹											
	3000			1500			1000			750		
	Тип двигателя, 4А	n_s (d) _s		Тип двигателя, 4А	n_s (d) _s		Тип двигателя, 4А	n_s (d) _s		Тип двигателя, 4А	n_s (d) _s	
$0,25 \times 10^3$	AM56B2Y3	2760(11)		AM63A4Y3	1370(14)		AM63B6Y3	890(14)		M71B8Y3	680(19)	
$0,37 \times 10^3$	AM63A2Y3	2740(14)		AM63B4Y3	1365(14)		M71A6Y3	910(19)		M80A8Y3	675(22)	
$0,55 \times 10^3$	AM63B2Y3	2710(14)		M471A4Y3	1390(19)		M71B6Y3	900(19)		M80B8Y3	700(22)	
$0,75 \times 10^3$	M71A2Y3	2840(19)		M71B4Y3	1390(19)		M80A6Y3	915(22)		M90L8Y3	700(24)	
$1,10 \times 10^3$	M71B2Y3	2810(19)		M80A4Y3	1420(19)		M80B6Y3	920(22)		M90LB8Y3	700(24)	
$1,50 \times 10^3$	M80A2Y3	2850(22)		M80B4Y3	1415(22)		M90L6Y3	935(24)		M100L8Y3	700(28)	
$2,2 \times 10^3$	M80B2Y3	2850(22)		M90L4Y3	1425(22)		M100L6Y3	950(28)		M112MA8Y3	700(32)	
$3,0 \times 10^3$	M90L2Y3	2840(24)		M100S4Y3	1435(24)		M112MA6Y3	955(32)		M112MB8Y3	700(32)	
$4,0 \times 10^3$	M100S2Y3	2880(28)		M100L4Y3	1430(28)		M112MB6Y3	950(32)		M132S8Y3	720(36)	
$5,5 \times 10^3$	M100L2Y3	2880(28)		M112M4Y3	1445(28)		M132S6Y3	965(36)		M132M8Y3	720(36)	
$7,5 \times 10^3$	M112M2Y3	2900(32)		M132S4Y3	1455(32)		M132M6Y3	970(36)		M160S8Y3	730(42)	
$11,0 \times 10^3$	M132M2Y3	2930(36)		M11M2M4Y3	1450(36)		M160S6Y3	970(42)		M160M8Y3	730(42)	
$15,0 \times 10^3$	M160S2Y3	2930(42)		M160S4Y3	1460(42)		M160M6Y3	970(42)		M180M8Y3	730(42)	

3. Конструкции зубчатых колес



Примечание. Схемы «а» и «б» – колеса цилиндрические; схема «в» – коническое колесо. Размеры колес – m (модуль), b_2 (ширина колеса), d (диаметр вала под колесом) следует принять из решения задачи 3.

ЛИТЕРАТУРА

1. Прикладная механика: учеб. пособие / А. Т. Скойбеда [и др.]; под общ. ред. А. Т. Скойбеда. – Минск : Вышэйшая школа, 1997. – 521 с.
2. *Иосилевич, Г. Б.* Прикладная механика : учеб. пособие для вузов / Г. Б. Иосилевич, Г. Б. Строганов, Г. С. Маслов. – Москва: Высшая школа, 1989. – 575 с.
6. *Артоболевский, И. И.* Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Машиностроение, 1975. – 639 с.
7. *Артоболевский, И. И.* Сборник задач по теории механизмов и машин. / И. И. Артоболевский, Б. В. Эдельштейн. – М. : Машиностроение, 1975. – 256 с.
8. *Николаенко, В. Л.* Механика. В 2 ч. : учеб. пособие / В. Л. Николаенко. – Минск : БНТУ, 2007. – 435 с.
9. *Соколовская, В. П.* Механика. Практикум по решению задач : учеб. пособие / В. П. Соколовская. – Минск : Вышэйшая школа, 2006. – 315 с.
10. Прикладная механика. Сборник задач для специальности С 03 02 00 Электрификация и автоматизация сельского хозяйства. В 2 ч. Ч. 1 / сост. : А. Н. Шинкевич, А. Н. Орда, С. С. Томило. – Минск : 2001. – 113 с.
11. Задания по расчетно-графическим работам курса «Прикладная механика» / М. Д. Подскребко [и др.]. – Минск : 1995. – 42 с.
12. Детали машин : учебник / Н. Г. Куклин [и др.]. – Москва : Высшая школа, 2005. – 389 с.
13. Детали машин и основы проектирования / под ред. М. Н. Ерохина. – М. : КолосС, 2004. – 462 с.
14. Расчеты деталей машин: справ. пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцев. – 3-е изд, перераб. и доп. – Мн. : Вышэйшая школа, 1986. – 400 с.
15. *Чернилевский, Д. В.* Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования / Д. В. Чернилевский. – М., 2002. – 518 с.
16. *Дунаев, П. Ф.* Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М. : Высшая школа, 2002. – 326 с.
17. Расчет редукторных передач: методическое пособие / С. С. Томило [и др.]. – Минск : БГАТУ, 2000. – 61 с.

Для заметок

РЕПОЗИТОРИЙ БГАТУ

Учебное издание

МЕХАНИКА

Учебно-методический комплекс

В двух частях

Часть 2

Составители:

Жаркова Лилия Сергеевна,
Основин Виктор Николаевич,
Жаркова Наталья Николаевна,

Примаков Николай Станиславович

Ответственный за выпуск *В. Н. Основин*

Редактор *Н. А. Антипович*

Компьютерная верстка *А. И. Стебули*

Подписано в печать 11.05.2011 г. Формат 60×84¹/₁₆.

Бумага офсетная. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 15,58. Уч.-изд. л. 12,18. Тираж 250 экз. Заказ 454.

Издатель и полиграфическое исполнение: учреждение образования
«Белорусский государственный аграрный технический университет».

ЛИ № 02330/0552984 от 14.04.2010.

ЛП № 02330/0552743 от 02.02.2010.

Пр. Независимости, 99–2, 220023, Минск.