МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Методические рекомендации к лабораторным работам
для студентов специальностей
1-27 01 01 «Экономика и организация производства (по направлениям)»
и 1-27 02 01 «Транспортная логистика (по направлениям)»
очной и заочной форм обучения

Могилев 2023

УДК 531
ББК 30.12
Т38

Рекомендовано к изданию
учебно-методическим отделом
Белорусско-Российского университета

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

Составитель ст. преподаватель Е. С. Лустенкова

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

Методические рекомендации к лабораторным работам предназначены для студентов специальностей 1-27 01 01 «Экономика и организация производства (по направлениям)» и 1-27 02 01 «Транспортная логистика (по направлениям)» очной и заочной форм обучения.

Учебно-методическое издание

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Ответственный за выпуск А. П. Прудников

Корректор И. В. Голубцова

Компьютерная верстка Е. В. Ковалевская

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

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

© Белорусско-Российский
университет, 2023

Содержание

Введение..... 4
1 Лабораторная работа № 1. Структурный анализ рычажных механизмов..... 5
2 Лабораторная работа № 2. Построение эвольвентных колес методом обкатки..... 8
3 Лабораторная работа № 3. Кинематический анализ зубчатых механизмов..... 13
4 Лабораторная работа № 4. Кинематический анализ кулачковых механизмов..... 18
5 Лабораторная работа № 5. Изучение резьбовых соединений..... 22
6 Лабораторная работа № 6. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора..... 25
7 Лабораторная работа № 7. Изучение конструкции и определение параметров передач червячного редуктора..... 29
8 Лабораторная работа № 8. Исследование упругих свойств муфты..... 33
Список литературы..... 36

Введение

Техническая механика является курсом, дающим представление о конструкции, принципах действия и основах инженерных расчетов элементов машин и механизмов. Дисциплина «Техническая механика» изучается студентами экономических специальностей и включает в себя разделы: основы теоретической механики, основы теории механизмов и машин, основы сопротивления материалов, основы материаловедения и детали и узлы общемашиностроительного применения.

Целью данных методических рекомендаций является формирование у студентов навыков изучения конструкций, принципа работы, основных геометрических параметров объектов, изучаемых дисциплиной «Техническая механика», а также порядок их анализа.

Методические рекомендации включают в себя теоретические сведения, порядок выполнения лабораторных работ, требования к отчету и контрольные вопросы для подготовки к защите лабораторных работ.

Каждая лабораторная работа должна быть защищена каждым студентом индивидуально. Защита лабораторных работ проводится путем ответа на вопросы, заданные преподавателем по теме лабораторной работы. В основном вопросы касаются теоретических сведений, порядка выполнения работы, анализа полученных результатов.

Меры безопасности для обучающихся

При проведении лабораторных работ обучающиеся работают с лабораторным оборудованием, элементы которого имеют сравнительно большую массу; при работе с оборудованием необходимо располагать его на столе в устойчивом положении во избежание падения.

Сборку и разборку механизмов проводить только в присутствии преподавателя в порядке, описанном в разделе *Порядок выполнения работы*, и только с помощью специализированного инструмента.

Затягивать болты резьбовых соединения следует плавно, без рывков; при затяжке гайки не допускать перемещения по столу приспособления с испытуемым соединением. При установке индикаторов часового типа крепежные винты сильно не зажимать.

В лабораториях имеется электропитание от сети 220 и 380 В; запрещается самовольно включать лабораторное оборудование, установленное в лаборатории, переключать тумблеры на этом оборудовании.

1 Лабораторная работа № 1. Структурный анализ рычажных механизмов

Цель работы: освоение методики и овладение практическими навыками проведения структурного анализа плоских механизмов.

1.1 Теоретические сведения

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

Механизм состоит из звеньев, которые соединяются между собой подвижно. Жесткое соединение деталей образует одно звено. В каждом механизме одно звено неподвижно. Оно называется *стойкой*.

В механизмах различают *входные*, *выходные* и *промежуточные* звенья.

Входным звеном называется звено, которому задается движение. *Выходным* звеном называется звено, совершающее движение, для выполнения которого предназначен механизм. Остальные подвижные звенья называются соединительными или *промежуточными*.

Соединение двух соприкасающихся звеньев, допускающее их относительное движение, называется *кинематической парой*.

По форме элементов кинематические пары делятся на *низшие* и *высшие*. В *низших* парах звенья соприкасаются по поверхностям, а в *высших* – по линиям или в точках.

По числу степеней свободы (числу допускаемых относительных движений) все кинематические пары делятся на *одно*-, *двух*-, *трех*-, *четырех*- и *пятиподвижные*. Одноподвижной парой называется кинематическая пара с одной степенью подвижности в относительном движении ее звеньев, двухподвижной – с двумя степенями подвижности и т. д. Условные обозначения некоторых кинематических пар и их классификация приведены в таблице 1.1.

Система звеньев, образующих между собой кинематические пары, называется *кинематической цепью*.

Механизм, подвижные звенья которого совершают плоское движение, параллельное одной и той же неподвижной плоскости, называется *плоским*. В плоском механизме могут быть пары только одно- и двухподвижные.

Механизм, звенья которого образуют только вращательные и поступательные пары, называется *рычажным*.

Рычажные механизмы состоят из следующих звеньев:

– *кривошип* – звено, которое может совершать полный оборот вокруг неподвижной оси;

– *коромысло* – звено, совершающее неполный оборот вокруг неподвижной оси;

– *шатун* – звено, образующее кинематические пары только с подвижными звеньями и совершающее плоскопараллельное движение;

– *ползун* – звено, совершающее поступательное движение;

– *кулиса* – звено, вращающееся вокруг неподвижной оси и образующее

с другим звеном *кулисным камнем* (совершающем составное движение) поступательную пару.

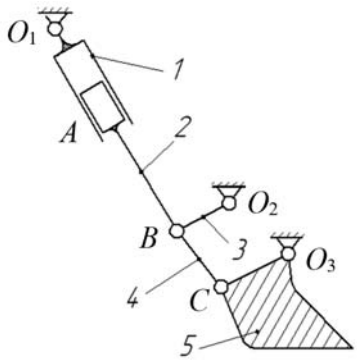
Таблица 1.1 – Классификация кинематических пар

Вид пары	Контакт звеньев	Подвижность пары	Наименование пары	Изображение	
Низшая	По поверхности	Одно-подвижная	Вращательная (шарнир)		
			Поступательная (ползун)		
		Двух-подвижная	Цилиндрическая		
		Трех-подвижная	Сферическая		
			Плоскостная		
Высшая	В линии	Четырех-подвижная	Цилиндр на плоскости		
	В точке	Пяти-подвижная	Шар на плоскости		

Анализ механизма начинается с составления его структурной схемы с применением условных обозначений звеньев и кинематических пар по ГОСТ 2.770–68 (см. таблицу 1.1). В качестве примера на рисунке 1.1 показаны механизм поворота ковша экскаватора и соответствующая ему структурная схема. На схеме все звенья нумеруются цифрами, а кинематические пары обозначаются буквами латинского алфавита.

а)

б)



а – механизм поворота; *б* – структурная схема; *1–5* – звенья; O_1, O_2, O_3, *A*, *B*, *C* – кинематические пары

Рисунок 1.1 – Механизм поворота ковша экскаватора

Структурный анализ механизма состоит из решения следующих задач:

– выяснение характера движения звеньев и видов кинематических пар;

– определение степени подвижности механизма;

– разложение механизма на структурные группы;

– определение класса механизма и составление формулы его строения.

Степенью подвижности механизма называется число обобщенных координат (каждой из независимых между собой координат, определяющих положение всех звеньев механизма относительно стойки).

Для плоских механизмов степень подвижности механизма определяется по формуле П. Л. Чебышева как

$$W = 3 \cdot k - 2 \cdot p_1 - p_2, \tag{1.1}$$

где k – число подвижных звеньев механизма;

p_1 – число одноподвижных пар;

p_2 – число двухподвижных пар.

1.2 Порядок выполнения работы

1 Ознакомиться с механизмом, выданным преподавателем, и установить его назначение (по преобразованию движения). Медленно вращая входное звено, выяснить характер движения звеньев, установить, какими кинематическими парами они соединены.

2 Составить структурную схему механизма, пользуясь условными обозначениями по ГОСТ 2.770–68, выбрав положение механизма, при котором хорошо видно относительное расположение звеньев.

3 Пронумеровать на схеме звенья цифрами (стойку обозначить цифрой 0), кинематические пары обозначить заглавными буквами латинского алфавита. Заполнить таблицы звеньев и кинематических пар (формы таблиц см. в п. 1.3).

4 Подсчитать число подвижных звеньев и кинематических пар. Определить степень подвижности механизма по формуле Чебышева.

1.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Структурная схема механизма (пример см. на рисунке 1.2).

2 Таблица звеньев (пример см. таблицу 1.2).

3 Таблица кинематических пар (пример см. таблицу 1.3).

4 Определение степени подвижности механизма.

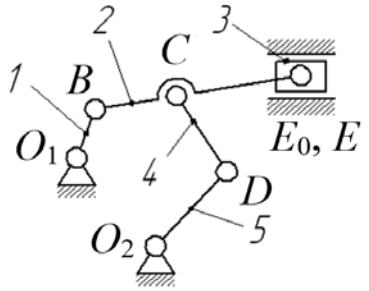


Рисунок 1.2 – Пример оформления структурной схемы механизма

Таблица 1.2 – Пример таблицы подвижных звеньев

Номер звена	1	2	3	4	5
Наименование звена	Кривошип	Шатун	Ползун	Шатун	Коромысло
Характер движения	Вращательное	Плоскопараллельное	Поступательное	Вращательное	Вращательное

Таблица 1.3 – Пример таблицы кинематических пар

Обозначение	O_1	B	O_2	C	E_0	E	D
Наименование пары	Вращательная	Вращательная	Вращательная	Вращательная	Поступательная	Вращательная	Вращательная
Звенья, образующие пару	0–1	1–2	0–5	2–4	3–0	2–3	4–5

Контрольные вопросы

1 Что называется звеном, механизмом, кинематической парой, структурной схемой механизма, кинематической цепью?

2 Какие пары относятся к низшим и какие к высшим?

3 Как подразделяются кинематические пары по числу степеней свободы (по числу относительных движений звеньев)?

4 Какие механизмы называются рычажными?

5 Какое звено механизма называется входным и какое – выходным?

6 Какие задачи решаются в ходе структурного анализа механизмов?

2 Лабораторная работа № 2. Построение эвольвентных колес методом обкатки

Цель работы: изучение геометрии эвольвентных колес, нарезаемых без смещения и с положительным смещением зубчатой рейки.

2.1 Теоретические сведения

Зубчатые колеса, применяемые в машиностроении, имеют эвольвентный профиль зуба.

Эвольвента (развертка) окружности есть кривая, центры кривизны которой лежат на окружности. Эвольвента окружности полностью определяет геометрию зуба.

Основные параметры эвольвентного колеса следующие (рисунок 2.1): число зубьев z; диаметр впадин зубьев d_f; диаметр вершин зубьев d_a; диаметр основной окружности d_b; диаметр делительной окружности (делит зуб на головку и ножку) d; высота головки зуба h_a; высота ножки зуба h_f ; высота зуба h, $h = h_a + h_f$; толщина зуба S; делительный шаг зубьев p; модуль зубьев m.

$$m = \frac{p}{\pi}. \qquad (2.1)$$

Модуль измеряется в миллиметрах и регламентирован ГОСТ 9563–80.

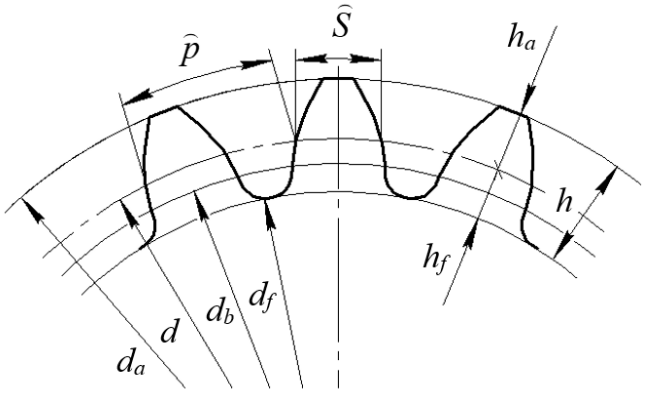


Рисунок 2.1 – Геометрические параметры эвольвентного зубчатого колеса

Предельной формой зубчатого колеса при числе зубьев $z = \infty$ является зубчатая рейка. Исходный контур рейки и его параметры по ГОСТ 13755–68 изображены на рисунке 2.2. Для рейки все окружности переходят в параллельные прямые, а эвольвентный профиль зуба – в прямую с углом наклона $\alpha = 20°$. Прямая *CC* называется *средней линией рейки*.

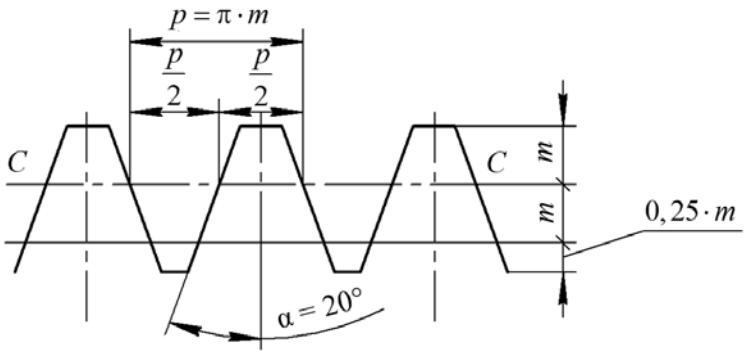


Рисунок 2.2 – Основные параметры профиля зуба зубчатой рейки

Различают два способа изготовления зубчатых колес: *копирование* и *обкатка*.

При *способе копирования* режущий инструмент, который копирует форму впадины, врезается в заготовку и фрезерует одну впадину, затем заготовка поворачивается на соответствующий угол и выполняется следующая впадина и т. д. Данный способ применяют редко из-за высокой погрешности шага зубьев и необходимости наличия большого сортамента фрез.

При *способе обкатки* инструментом служит червячная фреза, имеющая в продольном сечении форму зубчатой рейки. Способ обкатки состоит в том, что при обработке инструмент и заготовка получают относительное движение такое же, как при зацеплении рейки (шестерни) с колесом. Способ обкатки позволяет изготовить одним и тем же инструментом колеса с любым числом зубьев, поэтому наиболее распространен.

Для получения зубчатых передач меньших габаритов колеса должны иметь малые числа зубьев. Вместе с тем в процессе изготовления колес с числами

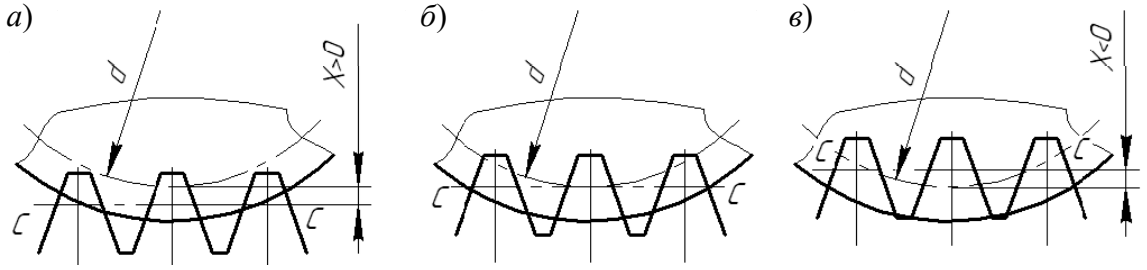
зубьев $z < 17$ часть зуба у основания срезается режущей кромкой инструмента. В результате получается колесо с подрезанным зубом. Подрез зуба ослабляет его ножку и уменьшает эвольвентную часть профиля. Поэтому для устранения подрезания зубьев выполняют корригирование (смещение).

Смещением X (рисунок 2.3) называется расстояние между средней линией рейки СС и делительной окружностью:

$$X = x \cdot m, \tag{2.2}$$

где x – коэффициент смещения.

При нарезании колес средняя линия рейки *СС* может занимать три различные позиции по отношению к заготовке: средняя линия *СС* катится без скольжения по делительной окружности $x = 0$ (см. рисунок 2.3, *б*); средняя линия *СС* смещена от центра колеса $x > 0$ (см. рисунок 2.3, *а*); средняя линия *СС* смещена к центру колеса $x < 0$ (см. рисунок 2.3, *в*).



а – положительное смещение; *б* – нулевое колесо; *в* – отрицательное смещение

Рисунок 2.3 – Схемы колес со смещением

Различают три вида колес: нулевые, положительные, отрицательные.

Смещение инструмента влияет на толщину зуба *S* и на соотношение высоты ножки и головки зуба. Поэтому этот прием применяется для усиления отдельных элементов колеса. В частности, при $x > 0$ ножка зуба становится короче и толще, а значит, прочнее.

Зубчатые колеса с $z < 17$ проектируют только положительными. Минимальный коэффициент смещения инструмента рассчитывают из условия отсутствия подрезания по формуле

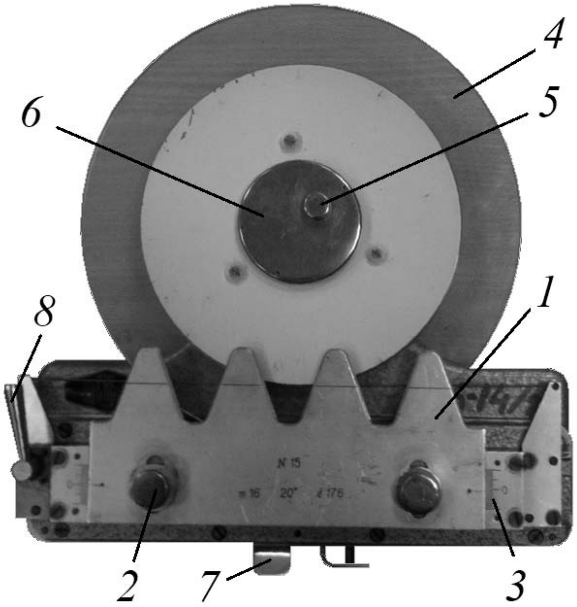
$$x = \frac{17 - z}{17}. \tag{2.3}$$

Максимальное смещение инструмента ограничено условием получения $S_a \geq 0{,}3 \cdot m$. В противном случае зуб может оказаться заостренным.

2.2 Порядок выполнения работы

Работа выполняется с использованием прибора ТММ-42 для вычерчивания профилей зубьев (рисунок 2.4), который имитирует процесс нарезания эвольвентных профилей смещенных и несмещенных колес по методу обкатки.

На рейке *1* указаны ее модуль *m*, угол зацепления α = 20º и делительный диаметр нарезаемого колеса *d*. Рейка с помощью винтов *2* устанавливается по шкале *3* в нулевое положение. При этом средняя линия *CC* рейки касается делительной окружности, при нарезании получают нулевое колесо. Освободив винты *2*, рейке можно дать нужный сдвиг относительно отметки «0» шкалы *3* и вычертить зубья смещенного колеса. Заготовка нарезаемого колеса – бумажный круг крепится на диск *4* винтом *5* прижимного фланца *6*. Совместное движение рейки и диска осуществляется при помощи храповика, приводимого в движение от рычага *7*. При нажатии рычага *7* рейка подается влево на 4...5 мм, одновременно происходит поворот диска *4*.



1 – рейка; *2* – винты; *3* – шкала; *4* – диск; *5* – винт; *6* – фланец прижимной; *7* – рычаг; *8* – рукоятка

Рисунок 2.4 – Прибор ТММ-42

Работа выполняется в следующем порядке.

1 Вычислить размеры колес по формулам прилагаемой формы отчета (таблица 2.1).

2 Закрепить бумажный круг на диске *4* прибора.

3 Установить рейку в нулевое положение – риска на рейке должна совпадать с нулевой отметкой шкалы. Перевести рейку в исходное крайнее правое положение, освободив рычаг *8*.

4 Очертить зубья рейки остро заточенным карандашом.

5 Нажимом на рычаг *7* передвинуть рейку влево на один шаг и вновь очертить зубья рейки. Повторять операции до тех пор, пока рейка не дойдет влево до упора. На половине заготовки получится 2–3 хорошо очерченных зуба нулевого колеса.

6 Перевести рейку в исходное положение.

7 Освободив винты *2*, отодвинуть рейку от оси заготовки на величину рассчитанного смещения (по шкалам) и вновь закрепить.

Таблица 2.1 – Расчет размеров колеса

Наименование	Нулевое колесо	Смещенное колесо
	Расчетная формула, исходные значения и результат в миллиметрах	Расчетная формула, исходные значения и результат в миллиметрах
1 Число зубьев	$z = d / m =$	
2 Коэффициент смещения		$x = (17 - z)/17 =$
3 Смещение рейки		$X = x \cdot m =$
4 Диаметр основной	$d_b = d \cdot \cos(\alpha) =$	
5 Диаметр вершин	$d_a = m \cdot (z + 2) =$	$d_a^x = m \cdot (z + 2) + 2 \cdot X =$
6 Диаметр впадин	$d_f = m \cdot (z - 2{,}5) =$	$d_f^x = m \cdot (z - 2{,}5) + 2 \cdot X =$
7 Шаг делительный	$p = \pi \cdot m =$	
8 Шаг основной	$p = \pi \cdot m \cdot \cos(\alpha) =$	
9 Делительная окружная толщина зуба	$S = \pi \cdot m / 2 =$	$S^x = \pi \cdot m / 2 + 2 \cdot X \cdot \mathrm{tg}(\alpha) =$
10 Толщина S измеренная	$S =$	$S^x =$
11 Основная окружная толщина зуба	$S_b = d_b \cdot (S / d + \mathrm{inv}(\alpha)) =$	$S_b^x = d_b \cdot (S^x / d + \mathrm{inv}(\alpha)) =$
12 Толщина $S_в$ измеренная	$S_b =$	$S_b^x =$
13 Толщина зуба по окружности вершин		$S_a^x \geq 0{,}3 \cdot m =$
14 Толщина S_a измеренная		$S_a^x =$

8 Вращением рукоятки *8* влево до отказа освободить диск с бумажным кругом и повернуть его чистым полем к рейке. Рукоятку *8* вернуть в правое положение.

9 Выполнить действия, указанные в пп. 4–5. В результате будет получен контур трех зубьев смещенного колеса.

10 Сняв бумажный круг, прочертить циркулем делительную и основную окружности и измерить по ним окружные толщины зубьев для обоих колес. Сравнить полученные величины с расчетными.

11 Провести на чертеже окружности вершин и впадин. Для нулевого и смещенного колес их размеры различны.

12 Проверить зуб колеса со смещением на заострение, замерив S_a^x.

13 Оформить отчет и приложить к нему бумажный круг с вычерченными профилями зубьев (рисунок 2.5).

2.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Исходные параметры: модуль рейки m = _____ мм; угол профиля рейки α = 20°; диаметр делительный d = _____ мм.

2 Расчет размеров колес (см. таблицу 2.1).

3 Бумажный круг с вычерченными профилями зубьев (см. рисунок 2.5).

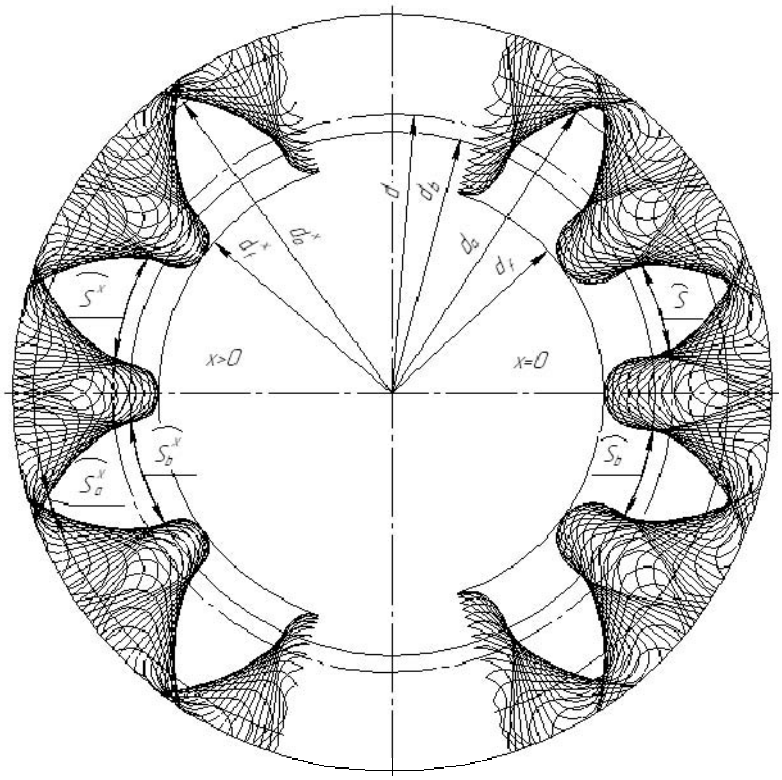


Рисунок 2.5 – Бумажный круг с вычерченными профилями зубьев

Контрольные вопросы

1 Назовите основные параметры эвольвентного колеса.
2 Что такое модуль?
3 Что такое средняя линия рейки?
4 Какие методы изготовления зубчатых колес применяют?
5 Почему метод обкатки наиболее распространен?
6 Что такое смещение?
7 Какое колесо называют нулевым, положительным, отрицательным?
8 Как рассчитать минимальную величину смещения?

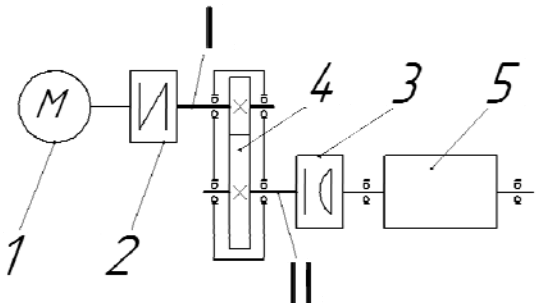
3 Лабораторная работа № 3. Кинематический анализ зубчатых механизмов

Цель работы: определение передаточного отношения по заданной схеме и известным числам зубьев колес.

3.1 Теоретические сведения

Среди существующего множества механизмов наибольшую сферу применения в технике нашли зубчатые механизмы, состоящие из зубчатых колес. Эти механизмы используются в приводах для передачи вращения от двигателя к рабочему органу с понижением, реже повышением частоты вращения (рисунок 3.1).

Зубчатый механизм, уменьшающий частоту вращения, называется *редуктором*, а увеличивающий частоту вращения – *мультипликатором*.



1 – двигатель; *2*, *3* – муфты; *4* – зубчатая передача (механизм); *5* – рабочий орган; I – входной (ведущий) вал; II – выходной (ведомый) вал

Рисунок 3.1 – Кинематическая схема привода

Важнейшим параметром зубчатого механизма является передаточное отношение. *Передаточным отношением* называется отношение угловых скоростей (частот вращения) звеньев входного I к выходному II (см. рисунок 3.1) валу:

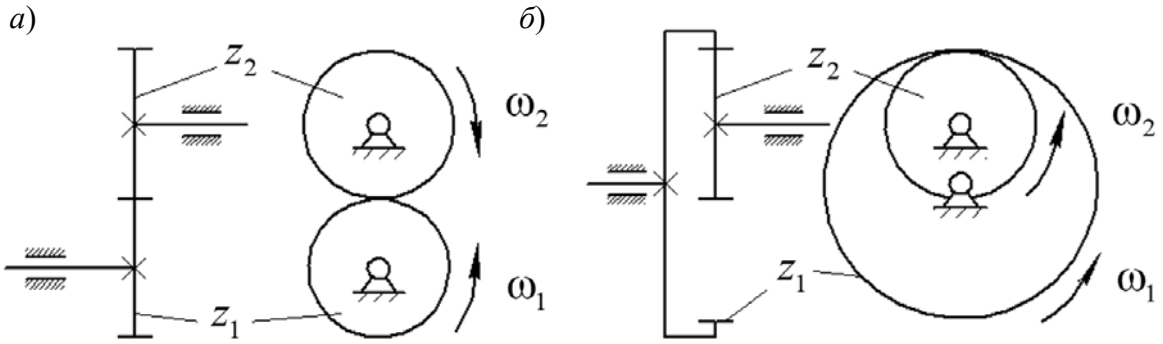
$$i = \frac{\omega_{\mathrm{I}}}{\omega_{\mathrm{II}}} = \frac{n_{\mathrm{I}}}{n_{\mathrm{II}}}. \qquad (3.1)$$

Для мультипликатора $i < 1$, а для редуктора $i > 1$.

На практике численные значения i реализуют посредством различных видов зубчатых механизмов. Среди них выделяют два вида: с неподвижными осями колес – *зубчатые ряды*; содержащие колеса с подвижными осями – *планетарные механизмы.*

Зубчатый ряд, состоящий из двух колес и стойки, есть рядовая передача.

Основные схемы рядовых передач представлены на рисунке 3.2.



а – передача с внешним зацеплением; *б* – передача с внутренним зацеплением

Рисунок 3.2 – Схемы рядовых передач

Значение передаточного отношения рядовой передачи обратно пропорционально числу зубьев колес:

$$i = \pm \frac{z_2}{z_1}. \qquad (3.2)$$

Знак перед дробью позволяет учесть направление вращения колес. Для внешнего зацепления принят знак «–», учитывающий противоположность вращения колес (см. рисунок 3.2, *а*), для внутреннего зацепления (см. рисунок 3.2, *б*) принят знак «+».

Передаточное отношение любого зубчатого ряда равно произведению передаточных отношений всех передач, входящих в него:

$$i_{общ} = i_1 \cdot i_2 \cdot \ldots \cdot i_n . \qquad (3.3)$$

Например, для кинематической схемы, показанной на рисунке 3.3, передаточное отношение определится по выражению

$$i_{1n} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right) \cdot \left(\frac{z_4}{z_3}\right) \cdot \left(-\frac{z_6}{z_5}\right) \cdot \left(-\frac{z_7}{z_6}\right) = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \frac{z_7}{z_5} . \qquad (3.4)$$

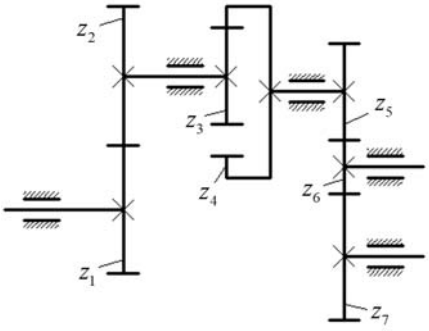


Рисунок 3.3 – Кинематическая схема зубчатого ряда

В планетарном механизме обязательно имеются колеса с подвижной осью. Эти колеса g_1 и g_2 (рисунок 3.4) называются сателлитами. Подвижное звено, в котором помещена ось сателлита, называется водилом *h*. Кроме того, в планетарной передаче есть два центральных колеса: подвижное центральное *a* называется солнечным, а неподвижное *b* – опорным. Геометрическая ось центральных колес и водила общая. Типовые схемы планетарных передач представлены на рисунке 3.4.

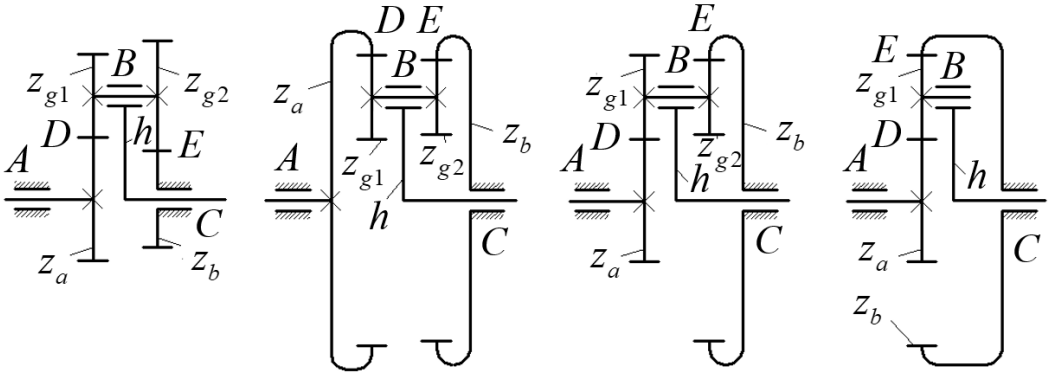


Рисунок 3.4 – Типовые схемы планетарных передач

Степень подвижности рассчитываемых передач равна 1. Докажем это, используя формулу Чебышева:

$$W = 3k - 2p_1 - p_2 = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 3 - 2 = 1, \qquad (3.5)$$

где k – число подвижных звеньев (a, h, g), $k = 3$;

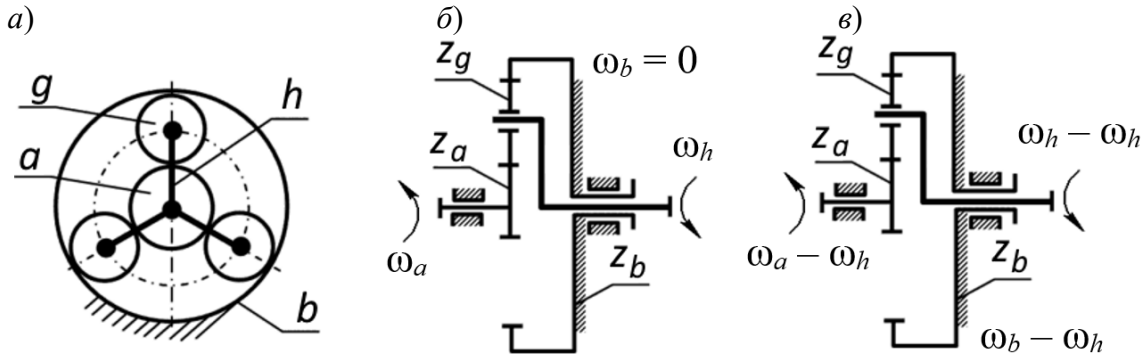
p_1 – число одноподвижных пар (A, B, C), $p_1 = 3$;

p_2 – число двухподвижных пар (D, E), $p_2 = 2$.

Для планетарных механизмов в обозначении передаточного отношения указывается, от какого звена к какому звену передается движение, например, обозначение передаточного отношения i_{ah}^{b} означает, что в планетарном механизме движение передается от ведущего звена (солнечного колеса a) к ведомому звену (водилу h) при неподвижном опорном колесе b (рисунок 3.5, *а*).

Задача кинематического анализа планетарных передач состоит в определении передаточного отношения i_{ah}^{b} либо i_{ha}^{b} при заданных числах зубьев.

Эта задача решается путем приведения планетарного механизма к рядовому методом обращенного движения (методом Виллиса), который заключается в следующем: условно всем звеньям механизма (рисунок 3.5, *б*) сообщается дополнительное вращение с угловой скоростью $-\omega_h$, равной, но противоположной по направлению угловой скорости водила h. При этом водило как бы остановится, и планетарная передача превратится в зубчатый ряд (рисунок 3.5, *в*), передаточное отношение которого может быть выражено отношением чисел зубьев колес.



а, *б* – планетарный механизм; *в* – обращенный механизм

Рисунок 3.5 – Кинематический анализ планетарного механизма

Проиллюстрируем метод обращенного движения для механизма, представленного на рисунке 3.5, *а*.

Передаточное отношение данного механизма может быть определено через угловые скорости ведущего звена (солнечного колеса a) и ведомого звена (водила h) по выражению

$$i_{ah}^{b} = \frac{\omega_a}{\omega_h}. \qquad (3.6)$$

Сообщаем всем звеньям механизма угловую скорость, равную по величине и обратную по направлению угловой скорости водила $-\omega_h$. При этом водило останавливается, а опорное колесо начинает вращаться и движение будет передаваться от солнечного колеса *a* (имеющего угловую скорость $\omega_a - \omega_h$) к опорному колесу *b* (имеющему угловую скорость $\omega_b - \omega_h$) (см. рисунок 3.5, *б*).

Передаточное отношение обращенного механизма можно посчитать через угловые скорости ведущего и ведомого звена и через числа зубьев колес:

$$i_{ab}^{h} = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = -\frac{z_b}{z_a}. \qquad (3.7)$$

Возвращаясь к реальному механизму, у которого колесо *b* заторможено, *a* – ведущее и *h* – ведомое, используя формулу (3.7), при $\omega_b = 0$ получаем

$$\frac{\omega_a - \omega_h}{-\omega_h} = -\frac{z_b}{z_a}; \quad -\frac{\omega_a}{\omega_h} + \frac{\omega_h}{\omega_h} = -\frac{z_b}{z_a}; \quad -\frac{\omega_a}{\omega_h} + 1 = -\frac{z_b}{z_a}. \qquad (3.8)$$

Выражая из (3.8) величину $\frac{\omega_a}{\omega_h}$, которая является, согласно (3.6), искомым передаточным отношением рассматриваемого планетарного механизма, получим

$$i_{ah}^{b} = \frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a}. \qquad (3.9)$$

Если в планетарном механизме ведущим звеном является водило *h*, то при использовании метода обращенного движения учитывают выражение

$$i_{ha}^{b} = \frac{1}{i_{ah}^{b}}. \qquad (3.10)$$

3.2 Порядок выполнения работы

1 Для выданного преподавателем механизма составить кинематическую схему (примеры кинематических схем изображены на рисунке 3.4), обозначить звенья и кинематические пары.

2 Проверить степень подвижности механизма по формуле Чебышева (выражение (3.5)).

3 Подсчитать числа зубьев зубчатых колес.

4 Составить кинематическую схему обращенного механизма.

5 Вычислить передаточное отношение, используя метод обращенного движения.

6 Проверить правильность подсчитанного передаточного отношения опытным путем. Для этого определить, сколько полных оборотов ($n_{вх}$) необходимо совершить рукояткой ведущего вала, чтобы ведомый вал сделал

один полный оборот ($n_{вых}$ = 1). Обратить внимание на направления вращения входного и выходного валов.

$$i_{опытн} = \frac{n_{вх}}{n_{вых}}. \qquad (3.11)$$

3.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Кинематические схемы планетарного и обращенного механизмов.

2 Числа зубьев колес.

3 Проверку степени подвижности механизма.

4 Определение передаточного отношения планетарного механизма (расчетные зависимости и расчеты).

5 Определение передаточного отношения опытным путем.

Контрольные вопросы

1 Назначение зубчатых механизмов.

2 Что такое редуктор?

3 Для чего служит мультипликатор?

4 Что такое передаточное отношение?

5 Два вида зубчатых механизмов.

6 Какой механизм называется зубчатым рядом?

7 Как вычислить значение передаточного отношения рядовой передачи, рядового механизма при известных числах зубьев колес?

8 В чем отличие планетарных зубчатых механизмов от рядовых?

9 Назовите все звенья планетарной передачи.

10 Что такое обращенный механизм?

11 Как определить передаточное отношение опытным путем?

4 Лабораторная работа № 4. Кинематический анализ кулачковых механизмов

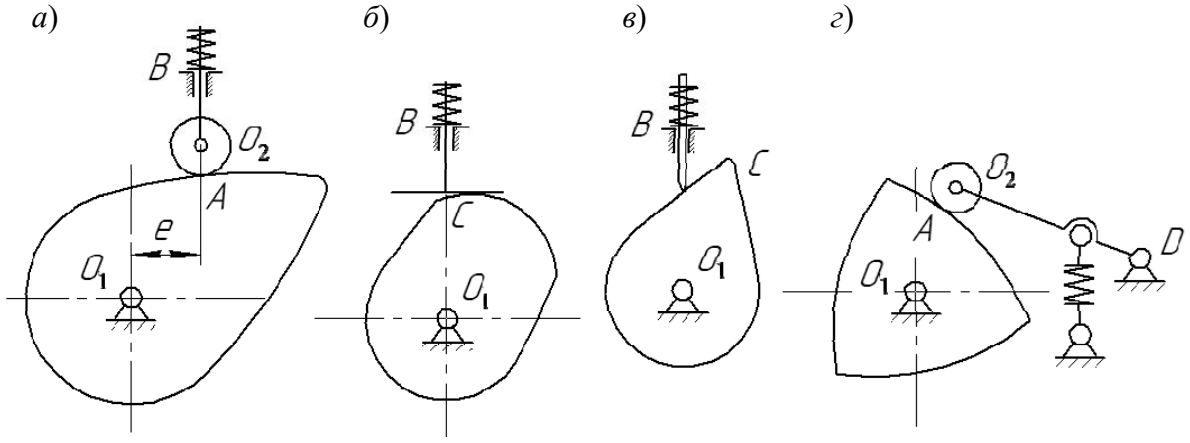
***Цель работы*:** освоение методики и овладение практическими навыками кинематического анализа кулачковых механизмов.

4.1 Теоретические сведения

Кулачковым механизмом называется механизм, в состав которого входит кулачок. *Кулачком* называется звено, имеющее элемент высшей пары, выполненное в виде поверхности переменной кривизны.

Кулачковый механизм может состоять из трех или четырех звеньев: входного звена – кулачка, совершающего вращательное движение, выходного звена – толкателя или колебателя (которые могут включать в свой состав ролик) и стойки (рисунок 4.1). Выходное звено в кулачковом механизме называется *толкателем*

при возвратно-поступательном его движении или *коромыслом* (*колебателем*) при возвратно-колебательном движении. Постоянное соприкосновение звеньев в кулачковой паре обеспечивается силовым замыканием (при помощи пружин) или геометрическим (пазовый кулачок, рамочный толкатель и т. п.).



а – дезаксиальный кулачковый механизм с роликовым толкателем; *б* – центральный кулачковый механизм с плоским толкателем; *в* – центральный кулачковый механизм с игольчатым толкателем; *г* – кулачковый механизм с роликовым колебателем

Рисунок 4.1 – Кинематические схемы кулачковых механизмов

По форме элементов кинематической пары выходные звенья могут быть *игольчатые* (см. рисунок 4.1, *в*), *роликовые* (см. рисунок 4.1, *а*, *г*), *плоские* (см. рисунок 4.1, *б*), *сферические* (грибовидные) и др.

Кулачковый механизм называется *центральным*, если ось толкателя проходит через центр вращения кулачка ($e = 0$) (см. рисунок 4.1, *б*, *в*), и *дезаксиальным*, если ось толкателя смещена относительно центра вращения кулачка на некоторую величину *e*, называемую дезаксиалом (см. рисунок 4.1, *а*).

Достоинством кулачковых механизмов является способность воспроизводить движения выходных звеньев по сложным законам. Наличие высшей пары, обуславливающей значительные удельные давления, вызывающие повышенный износ элементов пары, а также необходимость замыкания пары, относится к недостаткам кулачковых механизмов.

Профилем кулачка называется кривая, полученная в сечении элемента кулачка плоскостью, перпендикулярной к его оси вращения. Профиль кулачка, которого касается ролик, называется *действительным*. Траектория центра ролика при движении его относительно кулачка называется *центровым профилем*. Центровой и действительный профили кулачка являются эквидистантными (равноотстоящими) кривыми (рисунок 4.2).

Минимальный радиус кулачка R_0 – радиус-вектор, соединяющий центр вращения кулачка с ближайшей точкой профиля кулачка (см. рисунок 4.2). Различают минимальный радиус R_0 действительного профиля и минимальный радиус R_0' центрального профиля кулачка. $R_0' = R_0 + r$, где r – радиус ролика.

Максимальный радиус кулачка R_{max} – радиус-вектор, соединяющий центр вращения кулачка с самой удаленной точкой профиля.

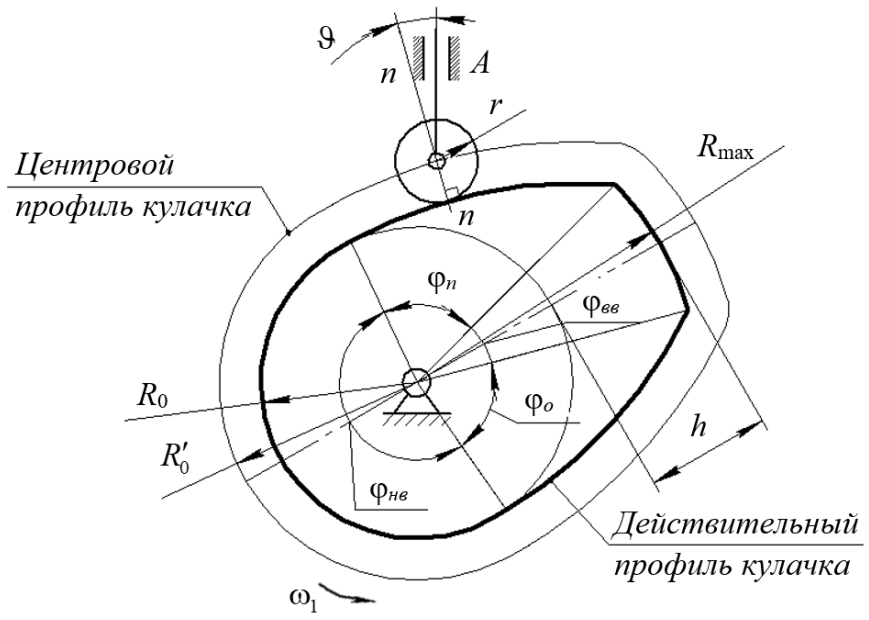


Рисунок 4.2 – Геометрические параметры кулачка

Подъем толкателя h – разность длин максимального R_{max} и минимального R_0 радиусов кулачка.

При вращении кулачка на один оборот различают следующие фазы движения выходного звена и соответствующие им центральные углы поворота кулачка: *подъема* $\varphi_п$, *верхнего выстоя* $\varphi_{вв}$, *опускания* $\varphi_о$, *нижнего выстоя* $\varphi_{нв}$ или холостой ход. При этом $\varphi_п + \varphi_{вв} + \varphi_о + \varphi_{нв} = 360^\circ$.

Сумма углов $\varphi_р = \varphi_п + \varphi_{вв} + \varphi_о$ называется *рабочим углом кулачка*.

Угол ϑ, заключенный между нормалью *n–n* к профилю кулачка в точке касания и направлением движения выходного звена, называется *углом давления*.

Задачей кинематического анализа кулачковых механизмов является определение закона движения выходного звена по заданному закону движения кулачка и кинематической схеме механизма. В основу анализа кулачковых механизмов положен *метод обращенного движения*, который заключается в том, что мысленно всему механизму сообщают вращение вокруг центра вращения кулачка с угловой скоростью $-\omega_1$, равной, но противоположно направленной угловой скорости кулачка. Тогда кулачок становится как бы неподвижным. Относительное вращение звеньев от этого не изменится, а перемещение выходного звена *S* будет таким, как и в истинном движении при неподвижной стойке. Таким образом, по кинематической схеме кулачкового механизма в обращенном движении определяются ряд положений выходного звена и соответствующие им перемещения, а затем стоится диаграмма перемещений $S = f(\varphi)$ или $\psi = f(\varphi)$.

4.2 Порядок выполнения работы

1 Вычерчивается действительный профиль обводкой контура заданной преподавателем модели кулачка, изображаются толкатель и стойка.

2 Для кулачковых механизмов с роликовым толкателем строится центровой профиль кулачка методом обкатки, для чего радиусом ролика r проводят дуги, центры которых лежат на действительном профиле кулачка.

3 Дуга окружности радиусом R_0 (для механизмов с центральным толкателем) или R_0' (при роликовых толкателях) делится на 24 части, принимается начало отсчета (точка на окружности минимальным радиусом R_0 или R_0'), пронумеровываются позиции: 0, 1, 2, 3, …, 24 в обращенном движении.

4 Определяются перемещения толкателя в каждом положении: как расстояние, измеренное по радиус-вектору кулачка от окружности минимальным радиусом центрового профиля кулачка (0–0', 1–1', …, 23–23') при повороте кулачка на соответствующий угол (рисунок 4.3).

5 Строится диаграмма перемещения в прямоугольной системе координат, для чего на оси абсцисс откладывают отрезок, соответствующий повороту кулачка на один оборот φ = 360° (или на рабочий угол φ_p), и делят его на столько равных частей, на сколько разделена окружность радиусом R_0 или R_0' (или φ_p). По оси ординат в точках деления (0, 1, 2, 3, …, 24) откладывают в масштабе соответствующие им перемещения толкателя (1–1', 2–2', …, 24–24'), полученные на профиле кулачка. Соединив концы отрезков плавной кривой, имеем диаграмму перемещения толкателя (рисунок 4.3).

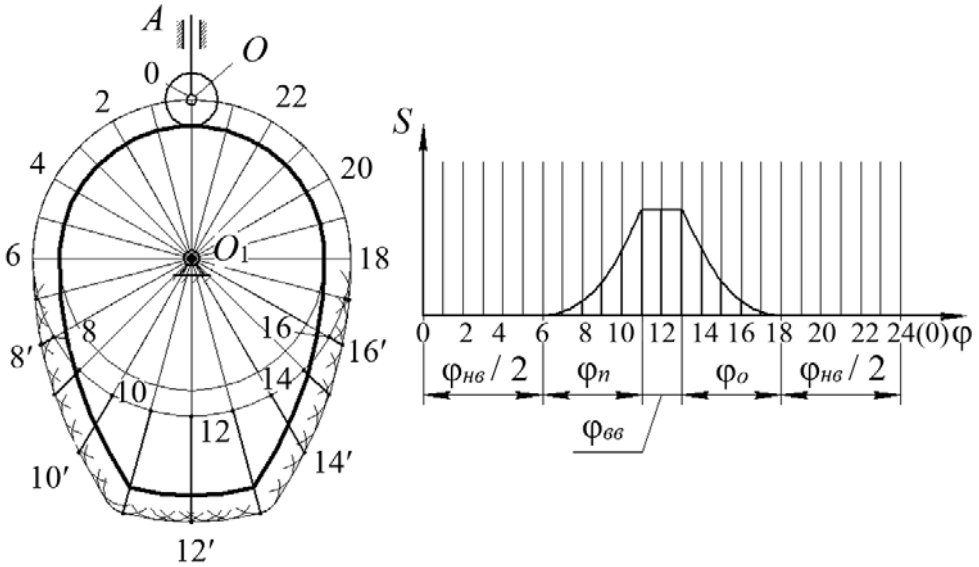


Рисунок 4.3 – Кинематический анализ кулачкового механизма

4.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Геометрические параметры кулачкового механизма (таблица 4.1) для заданной модели кулачка в соответствии с вариантом заданных исходных данных (таблица 4.2).

2 Кинематическую схему кулачкового механизма с определением подъема толкателя в различных положениях (см. рисунок 4.3).

3 Диаграмму перемещения толкателя (см. рисунок 4.3).

Таблица 4.1 – Геометрические параметры кулачкового механизма

Номер варианта	r	R_0	R'_0	R_{max}	h	Угол				
						$\varphi_п$	$\varphi_{вв}$	$\varphi_{нв}$	$\varphi_о$	$\varphi_р$

Таблица 4.2 – Исходные данные

Номер варианта	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Номер кулачков	1	1	1	2	2	2	3	3	3
Диаметр ролика (мм)	14	18	20	14	18	20	14	18	20

Контрольные вопросы

1 Что такое кулачок?
2 Что такое кулачковый механизм?
3 Какие бывают кулачковые механизмы?
4 Какое звено называется толкателем в кулачковом механизме?
5 Какое звено называется коромыслом в кулачковом механизме?
6 Что такое центровой профиль кулачка?
7 Как определяются перемещения толкателя в центральном кулачковом механизме?

5 Лабораторная работа № 5. Изучение резьбовых соединений

Цель работы: ознакомление с основными типами резьбовых соединений: с конструктивными формами болтов, винтов, шпилек, гаек и шайб; с основными способами стопорения резьбовых соединений.

5.1 Теоретические сведения

Резьбовые соединения предназначены для создания разъемного соединения нескольких деталей (соединения, позволяющего производить многократную сборку и разборку без разрушения соединяющих и соединяемых элементов).

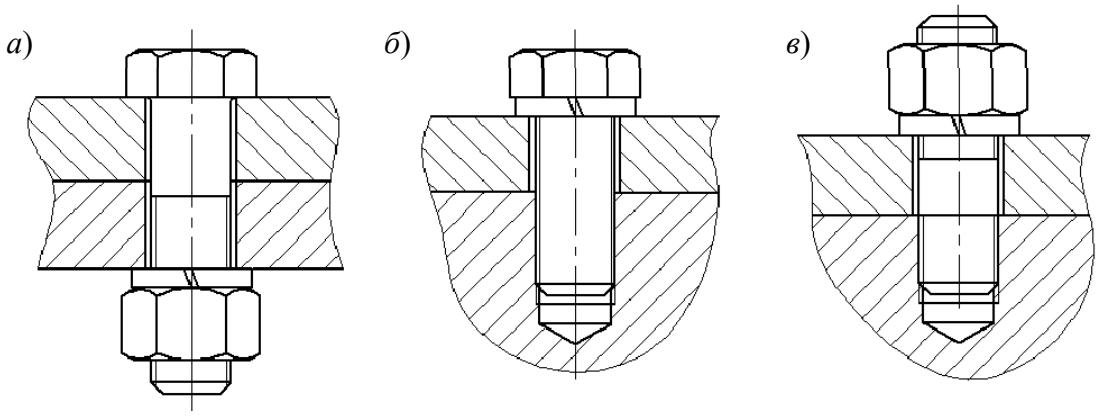
Различают три вида резьбовых соединений:

1) *болтовое соединение* – соединение болтом или винтом с гайкой (рисунок 5.1, *а*);

2) *винтовое соединение* – соединение болтом или винтом, завернутым в резьбовое отверстие (рисунок 5.1, *б*);

3) *соединение шпилькой* (рисунок 5.1, *в*).

При выборе одного из этих трех вариантов учитывают прочность материала соединяемых деталей, частоту сборки и разборки деталей. При многократной сборке и разборке во избежание повреждения резьбы в корпусной детали предпочтительно применять болтовое соединение и соединение шпилькой.



а – болтовое соединение; *б* – винтовое соединение; *в* – соединение шпилькой

Рисунок 5.1 – Типы резьбовых соединений

Для образования резьбовых соединений используют следующие детали: болты, шпильки, гайки, шайбы.

В крепежных резьбах обеспечивается самоторможение резьбы (самоотвинчиванию препятствуют силы сцепления между деталями и опорными поверхностями гайки и головки болта), однако самоторможение надежно реализуется только при статической нагрузке. При действии переменных (вибрационных и ударных) нагрузок, а также в результате температурных воздействий снижается коэффициент трения в резьбе и, следовательно, нарушается условие самоторможения, что приводит к самоотвинчиванию резьбовых соединений, которое может вызвать разрушение соединений.

Стопорение резьбовых соединений – это предотвращение самоотвинчивания элементов резьбового соединения, находящегося под действием внешних нагрузок.

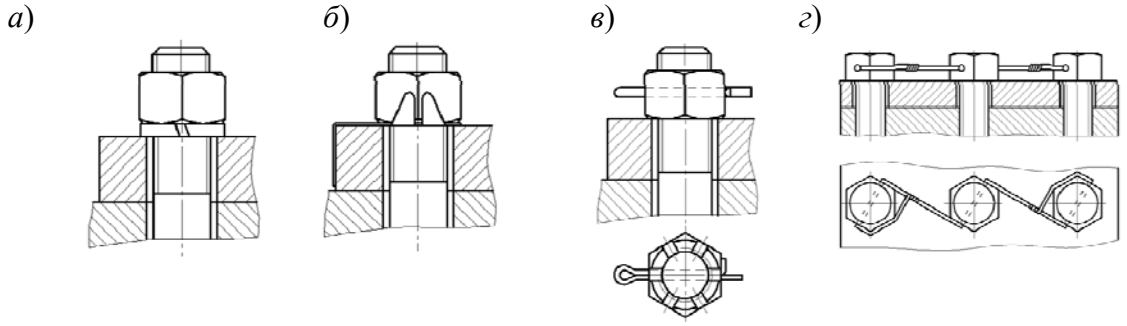
В технике применяют следующие основные способы стопорения резьбовых соединений.

1 Создание дополнительных сил трения на торце гайки или головке болта. Стопорение осуществляется при помощи пружинной шайбы (рисунок 5.2, *а*), которая благодаря упругости и врезанию острых кромок в гайку и корпусную деталь противодействует самоотвинчиванию, а также при помощи контргайки. Преимуществом стопорения дополнительными силами трения является возможность фиксировать детали в любом положении.

2 Стопорение специальными элементами. Такое стопорение обеспечивает жесткое соединение, создает надежность. При этом способе применяют шайбы стопорные с лапкой (рисунок 5.2, *б*).

3 Стопорение за счет соединения тела болта и тела гайки. В этом случае применяют шплинты (рисунок 5.2, *в*) и проволоку (рисунок 5.2, *г*).

4 Стопорение соединений с потайными или утопленными головками часто осуществляется путем нанесения покрытий краской или эмалью, которые должны затекать в зазор.



а – стопорение с помощью пружинной шайбы; *б* – стопорение шайбой с лапкой; *в* – стопорение шплинтом; *г* – стопорение проволокой

Рисунок 5.2 – Способы стопорения резьбовых соединений

Резьбовые детали (болты, винты, шпильки) изготавливаются из углеродистых и легированных сталей. Выбор материала определяется особенностями работы, способом изготовления, требованиями, предъявляемыми к габаритам и массе. Для предохранения от коррозии поверхности деталей резьбовых соединений имеют антикоррозионные покрытия.

Пример условного обозначения болта представлен на рисунке 5.3.

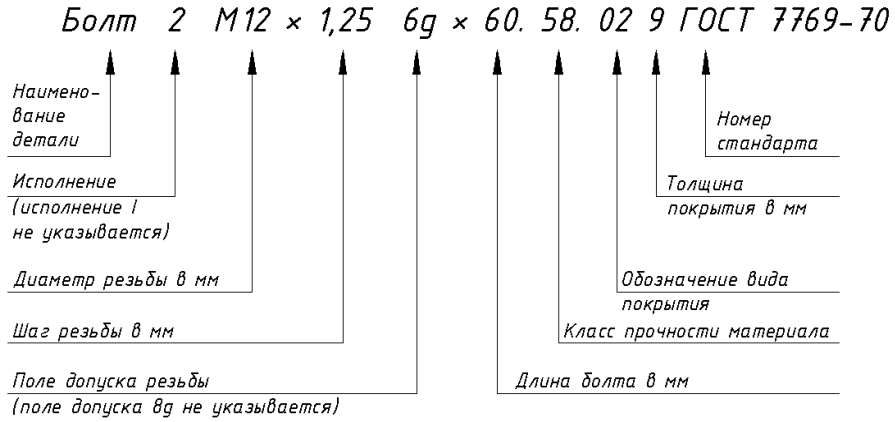


Рисунок 5.3 – Пример условного обозначения болта

5.2 Порядок выполнения работы

1 Изучить теоретические сведения.

2 Выполнить эскизы согласно рисунку 5.1.

3 Выполнить эскиз болта (винта), выданного преподавателем, определить его основные размеры и обозначить их на эскизе.

4 Записать условное обозначение для болта (винта), выданного преподавателем, как показано на рисунке 5.3.

5.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Эскизы резьбовых соединений.

2 Эскиз болта (винта), выданного преподавателем.

3 Условное обозначение для болта (винта), выданного преподавателем.

Контрольные вопросы

1 Назовите виды резьбовых соединений.

2 Назовите основные преимущества и недостатки болтового соединения.

3 Назовите основные преимущества и недостатки болтового соединения.

4 В каких случаях целесообразно применение шпилечного соединения?

5 Что такое стопорение резьбовых соединений? В каких случаях стопорение необходимо обязательно применять?

6 Назовите способы стопорения резьбовых соединений.

7 Расшифруйте условное обозначения болта.

6 Лабораторная работа № 6. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора

Цель работы: ознакомление с конструкцией и назначением основных деталей и узлов зубчатого цилиндрического редуктора; определение параметров зубчатого зацепления.

6.1 Теоретические сведения

Редуктор – это элемент механического привода (механизм), предназначенный для уменьшения угловой скорости (и частоты вращения) и увеличения вращающего момента при передаче движения от ведущего к ведомому валу.

Само слово «редуктор» происходит от латинского *reducio* – уменьшать. Речь идет об уменьшении скорости вращения.

Редуктор – это механизм, созданный на основе одной или нескольких механических передач.

Следует различать понятия «механическая передача» и «редуктор». Передача – понятие более широкое. Это механизм, преобразующий параметры (в некоторых случаях и виды) движения двигателя при его передаче к исполнительным органам машины. Когда ведут речь, например, о зубчатой передаче, то имеют в виду, как правило, совокупность основных элементов: зубчатые колеса, ведущее и ведомое. Редуктор же включает в себя не только зубчатые колеса, но и валы, подшипники, корпус, крышку, систему уплотнений и смазки и т. д. Вид редуктора определяется количеством и видом передач, входящих в его состав. Например, если в состав редуктора входят две цилиндрические зубчатые передачи, то такой редуктор называется цилиндрическим двухступенчатым (рисунок 6.1).

Основным параметром редуктора является *передаточное отношение*, которое показывает, во сколько раз частота вращения выходного вала меньше частоты вращения входного и во сколько раз вращающий момент на выходном валу больше, чем момент на входном (без учета КПД).

а) *б*)

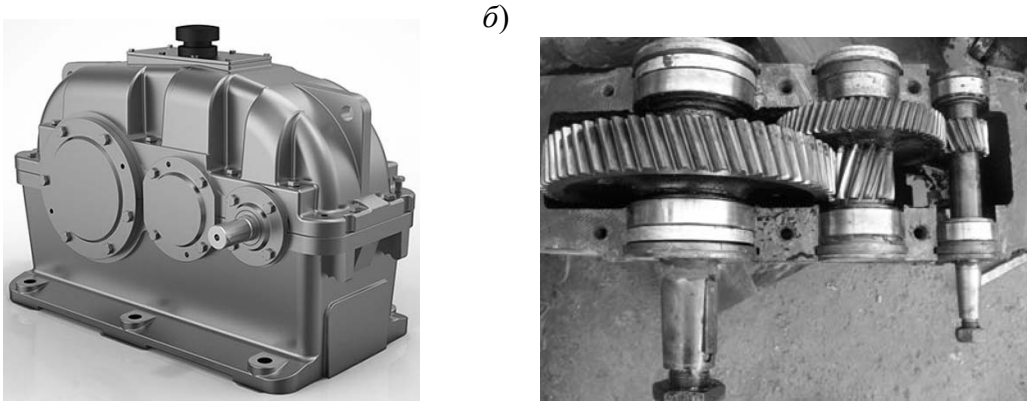


Рисунок 6.1 – Общий вид двухступенчатого цилиндрического редуктора в корпусе (*а*) и со снятой крышкой (*б*)

Передаточное отношение находится как отношение угловой скорости (или частоты) вращения входного вала к угловой скорости (или частоте) вращения выходного: $i = \omega_1/\omega_2$ или $i = n_1/n_2$. Передаточное число – понятие более узкое (оно относится только к зубчатым передачам, а конкретнее – к паре зубчатых колес) и определяется как отношение чисел зубьев большего колеса к числу зубьев меньшего: $u = z_2/z_1$.

Зубчатые передачи являются самым распространенным видом механических передач. Простая зубчатая цилиндрическая передача состоит из двух зацепляющихся зубчатых колес. Меньшее из колес называют шестерней, большее – собственно колесом.

Ответственным узлом редуктора является его корпус. Так как корпус воспринимает реакции зубчатой передачи, возникающие при ее работе, и внешние силовые факторы, действующие на болты, с помощью которых редуктор присоединен к раме или фундаменту, то он должен быть достаточно жестким. Для увеличения жесткости корпуса редуктора в месте расположения подшипниковых опор в конструкции корпуса предусмотрены специальные элементы – ребра жесткости. На корпусах редукторов предусматривают элементы для строповки при транспортировке и во время монтажа, представляющие собой проушины и отливы.

Для снижения потерь на трение, уменьшения износа контактирующих поверхностей и удаления продуктов износа предусмотрена система смазки зубчатых колес и подшипников. Кроме того, с помощью смазки производится охлаждение деталей и предохранение их от коррозии. Для слива масла предусматривают сливное отверстие, закрываемое резьбовой пробкой. Заливка масла производится, как правило, через смотровое окно. Контроль уровня масла чаще всего осуществляют жезловым маслоуказателем (щупом).

Нагревание воздуха в корпусе работающего редуктора сопровождается повышением давления. Чтобы предотвратить при нагревании протечки масла через разъемы корпуса и уплотнения валов, а при остывании – засасывание загрязненного воздуха внутрь, предусматривают вентиляцию корпуса. При смазке зубчатых колес окунанием для вентиляции обычно ставят пробку-отдушину.

6.2 Порядок выполнения работы

1 Подготовить шаблон таблицы с параметрами зубчатых передач редуктора (таблица 6.1).

Таблица 6.1 – Параметры зубчатых колес

Наименование параметра	Обозначение	Численное значение	
		Быстроходная ступень	Тихоходная ступень
Число зубьев: шестерни / колеса	z_1 / z_2		
Модуль	m_n		
Угол наклона зуба	β		
Межосевое расстояние	a_w		
Делительный диаметр: шестерни / колеса	d_1 / d_2		
Диаметр вершин зубьев: шестерни / колеса	d_{a1} / d_{a2}		
Диаметр впадин: шестерни / колеса	d_{f_1} / d_{f_2}		
Ширина: шестерни / колеса	b_1 / b_2		
Передаточное число	u		

2 Определить для указанного преподавателем редуктора расположение шестерен и колес быстроходной и тихоходной ступеней (передач) редуктора.

3 Подсчитать числа зубьев шестерен z_1 и колес z_2 для быстроходной и тихоходной ступеней редуктора.

4 Определить нормальный модуль зубьев для быстроходной и тихоходной ступеней редуктора по следующей методике.

Сначала необходимо определить нормальный основной шаг как разность двух длин общей нормали, измеренных на одном зубчатом колесе:

$$p_n = W_{z_{n+1}} - W_{z_n}. \tag{6.1}$$

Одна длина общей нормали W_{z_n} измеряется штангенциркулем (с точностью до 0,1 мм) согласно рисунку 6.2 при числе зубьев в длине общей нормали z_n, а вторая длина $W_{z_{n+1}}$ измеряется при числе зубьев в длине общей нормали z_{n+1}. Определение p_n лучше производить на ведомом зубчатом колесе, а не на шестерне, т. к. в этом случае погрешность измерений W_{z_n}, возникающих из-за того, что зубья располагаются по окружности, будет меньше. Число зубьев в длине общей нормали выбирают в зависимости от числа зубьев измеряемого зубчатого колеса z_2, пользуясь таблицей 6.2.

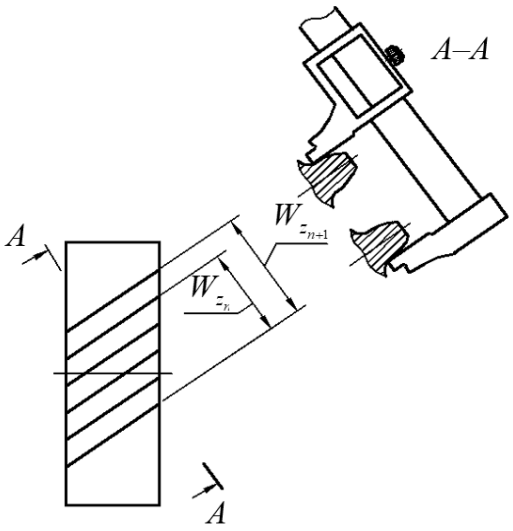


Рисунок 6.2 – Измерение длин общей нормали

Таблица 6.2 – Число зубьев в длине общей нормали в зависимости от числа зубьев измеряемого колеса

Число зубьев колеса z_2	12–18	19–27	28–36	37–45	46–54	55–63	64–72	73–81	82–90
Число зубьев в длине общей нормали z_n	1–3	2–4	3–5	4–6	5–7	6–8	7–9	8–10	9–11

Затем модуль определяют в зависимости от нормального основного шага по таблице 6.3.

Таблица 6.3 – Основной нормальный шаг и нормальный модуль

Основной нормальный шаг p_n, мм	Модуль m_n, мм	Основной нормальный шаг p_n, мм	Модуль m_n, мм
2,952	1,0	9,594	3,25
3,690	1,25	10,332	3,5
4,428	1,5	11,070	3,75
5,166	1,75	11,808	4,0
5,904	2,0	12,546	4,25
6,642	2,25	13,284	4,5
7,380	2,5	14,761	5,0
8,118	2,75	16,237	5,5
8,856	3,0	17,713	6,0

5 Измерить линейкой или штангенциркулем межосевое расстояние быстроходной и тихоходной передач a_w с точностью до 1 мм (измеренные расстояния уточнить у преподавателя).

6 Рассчитать делительные углы наклона линии зуба β для колес быстроходной и тихоходной передач с точностью до 0,01° по формуле

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w}\right). \qquad (6.2)$$

7 Определить делительные диаметры d_i шестерен и колес по формуле

$$d_i = \frac{z_i \cdot m_n}{\cos(\beta)}. \quad (6.3)$$

8 Определить диаметры вершин зубьев d_{ai} шестерен и колес по формуле

$$d_{ai} = d_i + 2 \cdot h_a^* \cdot m_n, \quad (6.4)$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки зуба (по ГОСТ 13755–81 $h_a^* = 1$).

9 Определить диаметры впадин зубьев d_{fi} шестерен и колес по формуле

$$d_{fi} = d_i - 2 \cdot m_n \cdot (h_a^* + c^*), \quad (6.5)$$

где c^* – коэффициент радиального зазора (по ГОСТ 13755–81 $c^* = 0{,}25$).

10 Измерить ширину зубчатых шестерен и колес b_i линейкой или штангенциркулем с точностью до 1 мм.

11 Рассчитать передаточное число быстроходной и тихоходной передач.

6.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Расчеты по п. 6.2.

2 Таблица параметров зубчатых колес (см. таблицу 6.1).

Контрольные вопросы

1 Для чего нужны редукторы?

2 Чем отличаются понятия «редуктор» и «передача»?

3 Что показывает передаточное отношение?

4 Как определяются передаточное отношение и передаточное число? В чем их отличие?

5 Что предусмотрено, чтобы увеличить жесткость корпуса редуктора?

6 Что предусмотрено в редукторе для его строповки?

7 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления?

7 Лабораторная работа № 7. Изучение конструкции и определение параметров передач червячного редуктора

Цель работы: ознакомление с конструкцией, назначением основных деталей червячного редуктора; геометрическими параметрами элементов червячной передачи.

7.1 Теоретические сведения

Червячная передача служит для передачи вращения между валами с перекрещивающимися осями. Она состоит из червяка и колеса (рисунок 7.1).

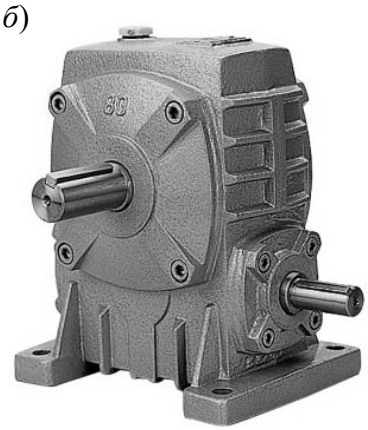
Преимуществами данной передачи являются возможность получения больших значений передаточных отношений (8…60, в редких случаях для кинематических приводов до 300), бесшумность и наличие самоторможения. Недостатки – низкий КПД (около 70 %) из-за скольжения, нагрев передачи и наличие в конструкции дорогостоящих материалов (бронзы).

Передаточное отношение определяется по формуле $i = z_2/z_1$, где z_2 – число зубьев червячного колеса, а z_1 – число заходов червяка. Так как число заходов червяка имеет малые значения (1, 2 или 4), передаточное отношение достигает больших значений.

Для снижения трения и предотвращения заедания для изготовления червяков и червячных колес применяют разные материалы. Червяки изготавливают из стали, а зубья червячного колеса – из антифрикционного материала (бронзы или чугуна). Для экономии дорогостоящих материалов червячное колесо, как правило, делают составным: венец устанавливается на ступицу. Из бронзы изготавливается венец червячного колеса.

а)

б)



а – основные элементы; *б* – червячный редуктор; *1* – червяк; *2* – червячное колесо

Рисунок 7.1 – Червячная передача

Червячные передачи могут быть с верхним, нижним и боковым расположениями червяка. Передачи с нижним расположением применяют при окружной скорости червяка не более 5 м/с.

Корпус редуктора изготавливается из чугуна. Его конструкция должна обеспечивать легкую постановку в него узлов червяка и червячного колеса, а также возможность регулировки зацепления. Корпус одновременно служит и резервуаром для масла. Корпус червячных редукторов (реже крышки подшипников), как правило, изготовляется ребристым. При этом искусственный обдув ребристых корпусов обеспечивает более благоприятный тепловой режим работы редуктора.

Смазка осуществляется жидким маслом. Заливка масла в редуктор производится через верхний смотровой люк, слив масла – через отверстие в нижней части корпуса редуктора, закрываемое резьбовой пробкой. Контроль уровня масла в кратере редуктора производится щупом.

В крышках, через которые выходят концы валов, ставят уплотнения (чаще всего резиновые армированные манжеты). Назначение уплотнений – предотвратить попадание механических частиц в подшипники и зацепления через зазор между крышками и валом и вытекание смазки из редуктора.

В крышке, закрывающей верхний смотровой люк, сделано отверстие или установлена пробка-отдушина для выравнивания давления воздуха в редукторе с атмосферным. В противном случае при нагревании во время работы воздух выдавливал бы через уплотнения масло, создавая подтеки, а при остывании после работы засасывал бы эти масляные подтеки обратно, но уже загрязненные.

7.2 Порядок выполнения работы

1 Редуктор установить на плиту (рисунок 7.2) и с помощью штангенрейсмуса измерить расстояния H_1 и H_2 от опорной поверхности нижнего фланца редуктора (от плиты) до верхней кромки выходного конца верхнего вала и нижнего вала. Штангенциркулем измерить диаметры выходных концов верхнего и нижнего валов D_1 и D_2.

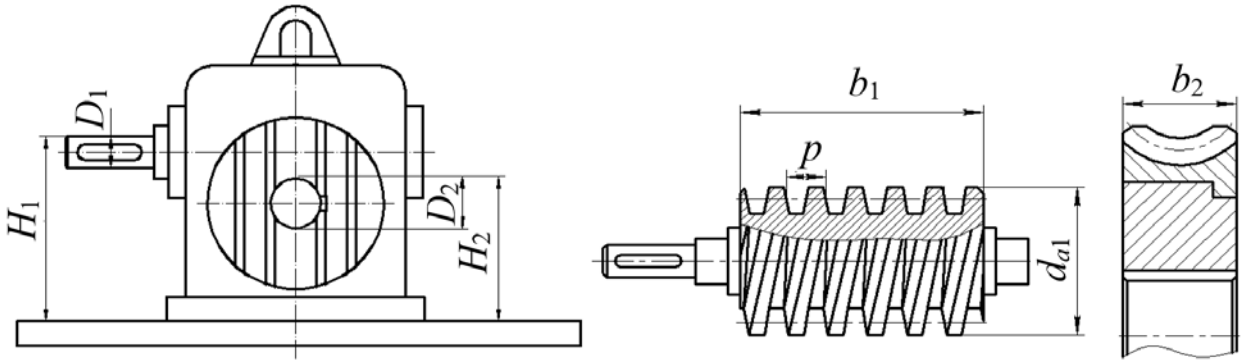


Рисунок 7.2 – Измеряемые параметры редуктора

2 Вычислить межосевое расстояние по формуле

$$a_w = H_1 - H_2 - \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2}. \qquad (7.1)$$

Полученное значение a_w уточнить и принять ближайшее стандартное по таблице 7.1. Затем редуктор разобрать и изучить конструкцию его деталей.

Таблица 7.1 – Стандартные значения межосевых расстояний

Ряд	Межосевое расстояние, мм
Первый (предпочтительный)	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400
Второй	140; 180; 225; 280; 355, 450

3 Выполнить разборку редуктора. Для этого необходимо отвинтить винты боковых крышек и болты, крепящие крышку редуктора к корпусу (если корпус редуктора не монолитный). Если расположение червяка верхнее, то вынуть сначала червяк, а затем червячное колесо с валом. Если расположение червяка нижнее, то вынуть сначала червячное колесо с валом, а затем червяк (при этом колесо с вала не спрессовывать). Аккуратно снять регулировочные прокладки, если они имеются.

4 Определить параметры архимедова червяка и червячного колеса штангенциркулем. Параметры рекомендуется определять в следующей последовательности.

Измерить на червяке (см. рисунок 7.2) шаг p (расстояние между двумя одноименными точками двух витков). Измерить диаметр вершин витков червяка d_{a1}.

Определить расчетный модуль червяка в осевом сечении:

$$m = \frac{p}{\pi}. \tag{7.2}$$

Значение m округлить до стандартного по таблице 7.2.

Таблица 7.2 – Значения m и q

m, мм	2	2,5; 3,15; 4; 5	6,3; 8; 10; 12,5	16
q	8	8; 10; 16; 12,5; 16; 20	8; 10; 14; 16; 12,5; 16; 20	8; 10; 12,5; 16

Определить делительный диаметр червяка:

$$d_1 = d_{a1} - 2 \cdot h_a^* \cdot m, \tag{7.3}$$

где h_a^* – коэффициент высоты головки витка (h_a^* = 1 по ГОСТ 19036–81).

Определить коэффициент диаметра червяка:

$$q = \frac{d_1}{m}. \tag{7.4}$$

Значение q округлить до стандартного по таблице 7.2.

Определить передаточное отношение:

$$i = \frac{z_2}{z_1}, \tag{7.5}$$

где z_1 – число заходов червяка;

z_2 – число зубьев червячного колеса.

Определить коэффициент смещения червяка:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0{,}5 \cdot (q + z_2). \tag{7.6}$$

Коэффициент смещения червяка должен находиться в пределах $-1 \le x \le 1$.

5 Выполнить сборку редуктора. Сборка редуктора осуществляется в обратной последовательности его разборке.

7.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Рисунок 7.2 с обозначенными численными значениями измеренных геометрических параметров.

2 Расчеты по п. 7.2.

Контрольные вопросы

1 Назовите преимущества и недостатки червячных редукторов.

2 Из каких материалов изготавливаются элементы червячной передачи?

3 Приведите классификацию червячных редукторов по расположению червяка.

4 Как определяется передаточное отношение червячного редуктора?

5 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления? Для чего это нужно?

8 Лабораторная работа № 8. Исследование упругих свойств муфты

Цель работы: изучение конструкции и исследование упругих свойств муфты упругой втулочно-пальцевой.

8.1 Теоретические сведения

Муфты – это устройства, которые служат для соединения концов валов.

Потребность в соединении валов связана с тем, что большинство машин компонуют из ряда отдельных частей с входными и выходными валами, которые соединяют с помощью муфт. Соединение валов является общим, но не единственным назначением муфт.

Муфты классифицируются по возможности управления на неуправляемые (постоянно действующие), управляемые и самоуправляемые.

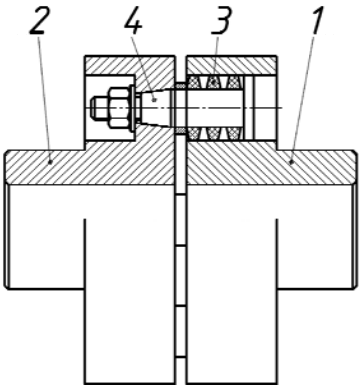
Неуправляемые муфты делятся на глухие, упруго-компенсирующие и жестко-компенсирующие.

Упруго-компенсирующие муфты предназначены для компенсации вредного влияния толчков и ударов, передаваемых в момент пуска двигателя, защиты от резонансных крутильных колебаний и компенсации несоосности соединяемых валов.

Характерным элементом упругих муфт является *упругое звено* или ряд *упругих* звеньев, способных деформироваться в процессе работы, причем спо-

собность к упругой деформации является главной особенностью упругой муфты. Благодаря этой способности упругие муфты допускают угловой относительный поворот ведущей и ведомой полумуфт.

Устройство упругой муфты рассмотрим на примере устройства упругой втулочно-пальцевой муфты (МУВП) (рисунок 8.1). Конструкция и принцип работы муфты ясны из рисунка. В качестве упругого звена здесь применяются резиновые втулки – сплошные и составные из колец трапецеидального сечения.



1, *2* – полумуфты (ведущая и ведомая); *3* – упругое звено; *4* – палец

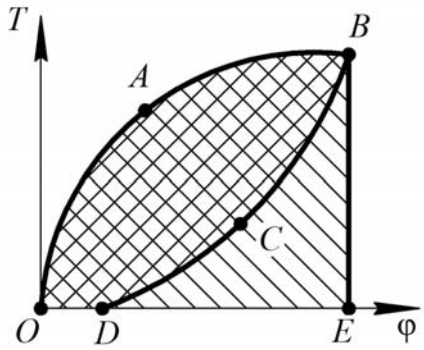
Рисунок 8.1 – Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)

Жесткость муфты определяет ее упругие свойства. Если закрепить одну полумуфту, а к другой приложить вращающий момент T, то вторая полумуфта повернется относительно первой на некоторый угол φ. В простейшем случае связь между T и φ линейная:

$$T = C \cdot \varphi. \tag{8.1}$$

Способность муфты необратимо поглощать энергию при деформировании упругого элемента называется *демпфирующей способностью*. Она характеризуется *коэффициентом демпфирования* ψ. Он представляет собой отношение энергии, потерянной за один цикл колебаний муфты, к полной энергии, затраченной на ее деформацию за этот же период (рисунок 8.2).

Потерянная энергия необратимо поглощается муфтой и в конечном счете переходит в тепло. Петля *OABCD* (см. рисунок 8.2) называется петлей гистерезиса.



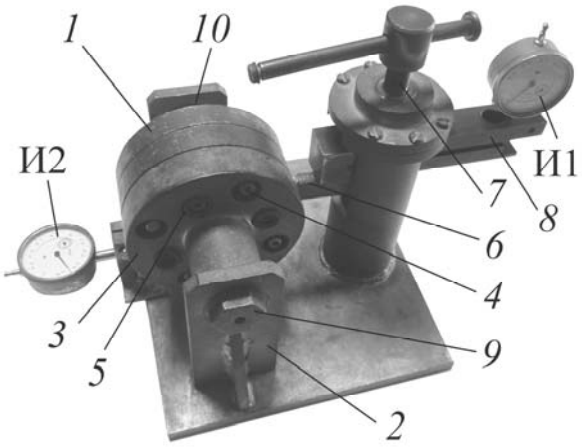
$$\psi = \frac{\text{Площадь } OABCD}{\text{Площадь } OABE}$$

Рисунок 8.2 – Характеристика упругодемпфирующей муфты

8.2 Порядок выполнения работы

Определение упругих свойств муфты проводится на установке для испытания муфты (рисунок 8.3), которая состоит из неподвижной полумуфты *1*, приваренной к стойке стенда *2*, и подвижной полумуфты *3*, к которой крепятся восемь пальцев *4*, расположенные по четыре на окружностях разных диаметров: d_1 = 70 мм и d_2 = 90 мм. Пальцы включаются в работу тогда, когда на них одеты упругие втулки *5*. На подвижную полумуфту нагрузка передается с помощью рычажного нагружателя *6*, на который давит винт *7* через динамометр *8*.

Нагрузка фиксируется индикатором И1, а угол смещения полумуфт – индикатором И2.



1 – неподвижная полумуфта; *2* – стойка; *3* – подвижная полумуфта; *4* – палец; *5* – упругая втулка; *6* – рычажный нагружатель; *7* – винт; *8* – динамометр; *9* – ось; *10* – дистанционная втулка; И1, И2 – индикаторы часового типа

Рисунок 8.3 – Установка для испытания муфты

Работа выполняется в следующей последовательности:

– подготовить шаблон таблицы 8.1 с результатами экспериментов (число строк таблицы должно быть равно 11, если иное не задано преподавателем);

– установить индикатор И2 и динамометр *8* с индикатором И1. Индикаторы установить на нуле;

– ступенчато нагрузить муфту, для чего, завинчивая винт *7*, следить, чтобы стрелка индикатора И1 перемещалась на одно или полтора деления. Одно деление индикатора, равное 0,01 мм, соответствует 70 Н. Для каждой точки нагружение фиксировать по индикатору И2 отклонения стрелки. Ступенчатое нагружение даст 10 или 8 точек для построения графика;

– отвинчивая винт *7*, ступенчато разгружать муфту, фиксируя те же точки по индикатору И1, что и при нагружении. При этом также фиксировать отклонения стрелки на индикаторе И2, не забывая снять показания при нулевой нагрузке;

– определить усилие нагружения P, Н, и момента T нагружения, Н·м,· для соответствующих экспериментальных точек по формулам

$$P = S_1 \cdot 70; \qquad T = 0{,}125 \cdot P, \tag{8.2}$$

где S_1 – показания индикатора И1 в делениях;

– подсчитать показания S_2 индикатора И2 в миллиметрах и углы закручивания φ при нагружении и разгрузке для выбранных экспериментальных точек. Показания S_2 индикатора И2 в миллиметрах и угол закручивания φ в градусах определяются по формулам

$$S_{2мм} = S_{2дел} \cdot k; \qquad \varphi = \frac{S_{2мм}}{R} \cdot \frac{180}{\pi}, \tag{8.3}$$

где $S_{2дел}$ – показания индикатора И2 в делениях;

k – цена деления индикатора И2;

R – расстояние от центра муфты до ножки муфты, R = 85 мм;

– построить график-характеристику муфты и подсчитать коэффициент демпфирования (см. рисунок 8.2).

Таблица 8.1 – Результаты испытания муфты упругой втулочно-пальцевой

Номер замера	Показание индикатора **И1** S_1	Нагрузка		Нагружение муфты			Разгрузка муфты		
		P, Н	T, Н·м	Показание индикатора **И2**		Угол закручивания, град	Показание индикатора **И2**		Угол закручивания, град
				S_2, делен.	S_2, мм		S_2, делен.	S_2, мм	
1									
…									
11									

8.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1 Таблица с результатами экспериментов (см. таблицу 8.1).

2 График-характеристика муфты (см. рисунок 8.2).

3 Определение коэффициента демпфирования (см. рисунок 8.2).

Контрольные вопросы

1 Для чего предназначены муфты?

2 Как устроена упругая муфта?

3 Что такое демпфирующая способность муфты?

4 Что такое петля гистерезиса?

Список литературы

1 **Левитский, Н. И.** Теория механизмов и машин : учебное пособие для вузов / Н. И. Левитский. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва: Наука, 1990. – 592 с.

2 **Лустенков, М. Е.** Детали машин : учебное пособие / М. Е. Лустенков. – 2-е изд., перераб. и доп. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2020. – 258 с.