

МЕЖГОСУДАРСТВЕННОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ  
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«БЕЛОРУССКО-РОССИЙСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Основы проектирования машин»

# ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

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



Могилев 2022

УДК 621.81  
ББК 34.44  
Д38

Рекомендовано к изданию  
учебно-методическим отделом  
«Белорусско-Российского университета»

Одобрено кафедрой «Основы проектирования машин» «27» апреля 2022 г.,  
протокол № 9

Составитель канд. техн. наук А. Е. Науменко

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

Методические рекомендации являются практическим руководством в работе студентов специальности 1-36 07 02 «Производство изделий на основе трехмерных технологий» очной и заочной форм обучения при проведении лабораторных работ по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Учебно-методическое издание

## ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ

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

Подписано в печать . Формат 60x84/16. 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, 2022

## Содержание

Введение.....	4
Меры безопасности для обучающихся .....	5
1 Лабораторная работа № 1. Изучение конструкции и определение параметров зубчатых передач цилиндрического зубчатого редуктора.....	5
2 Лабораторная работа № 2. Изучение конструкции и определение параметров передач червячного редуктора .....	10
3 Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач .....	14
4 Лабораторная работа № 4. Испытание ременной передачи .....	21
5 Лабораторная работа № 5. Определение критической частоты вращения вала .....	28
6 Лабораторная работа № 6. Изучение конструкций подшипников качения.....	32
7 Лабораторная работа № 7. Исследование упругих свойств муфты.....	39
8 Лабораторная работа № 8. Исследование шариковой предохранительной муфты.....	43
Список литературы .....	48

## Введение

Дисциплина «Детали машин и основы конструирования» является курсом, дающим представление о конструкции, принципах действия и основах инженерных расчетов элементов машин и механизмов.

Целью данных методических рекомендаций является формирование у студентов практических навыков изучения конструкций, принципа работы, основных геометрических параметров объектов, изучаемых дисциплиной «Детали машин и основы конструирования», 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

Меры безопасности:

- 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 разделах «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 крепёжные винты сильно не зажимать;
- в лабораториях имеется электропитание от сети 220 В и 380 В; запрещается самовольно включать лабораторное оборудование, установленное в лаборатории, переключать тумблеры на этом оборудовании.

### **1 Лабораторная работа № 1. 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.

#### ***1.1 Теоретические сведения***

*Редуктор* – это механизм, предназначенный для увеличения момента и снижения частоты вращения при передаче движения ведущего вала к ведомому. 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.

Основным параметром редуктора является *передаточное отношение*, которое показывает, во сколько раз скорость выходного вала редуктора меньше, чем входного. Наиболее распространены зубчатые редукторы, обладающие высоким КПД и достаточной долговечностью.

Ответственным узлом редуктора является его корпус. Он проектируется на основании многих требований, учитывающих технологию изготовления корпуса и монтажа передачи, удобства осмотров и ремонта при эксплуатации. Так как корпус воспринимает реакции зубчатой передачи, возникающие при ее

работе, и внешние силовые факторы (активный крутящий момент на быстроходном валу, реактивный крутящий момент на тихоходном валу, консольные нагрузки на концах валов, силы веса и силы инерции вращения деталей в период пуска и остановки), 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. Емкость масляной ванны должна быть достаточной для обеспечения необходимого отвода тепла к стенкам корпуса и чтобы продукты износа не вовлекались в повторное обращение, а оставались на дне ванны. Для слива масла предусматривают сливное отверстие, закрываемое резьбовой пробкой. Заливка масла производится, как правило, через смотровое окно. Контроль уровня масла чаще всего производят жезловым маслоуказателем (щупом). Уплотнение быстроходного и тихоходного валов редуктора осуществляется резиновыми армированными манжетами, предназначенными для предотвращения вытекания масла из корпуса, а также для защиты от попадания грязи вовнутрь корпуса.

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.

Зубчатые колеса могут быть насадными или выполненными заодно с валом: вал-шестерни. Если зубчатые колеса изготовлены с применением литых заготовок и вращаются с частотой свыше 500 об/мин, то они должны быть отбалансированы. Балансировка зубчатых колес производится, как правило, выполнением отверстий в ступице зубчатого колеса.

## ***1.2 Порядок выполнения работы***

1.2.1 Подготовить шаблон таблицы с параметрами зубчатых передач редуктора (таблица 1.3).

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

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

1.2.4 Определить нормальный модуль зубьев для быстроходной и тихоходной ступеней редуктора.

Модуль определяют по таблице 1.1 в зависимости от нормального основного шага.

Таблица 1.1 – 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

Нормальный основной шаг определяют как разность двух длин общей нормали, измеренных на одном зубчатом колесе:

$$p_n = W_{z_{n+1}} - W_{z_n} \quad (1.1)$$

Одна длина общей нормали  $W_{z_n}$  измеряется штангенциркулем (с точностью до 0,1 мм) согласно рисунку 1.1 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 1.2.

Таблица 1.2 – 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

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

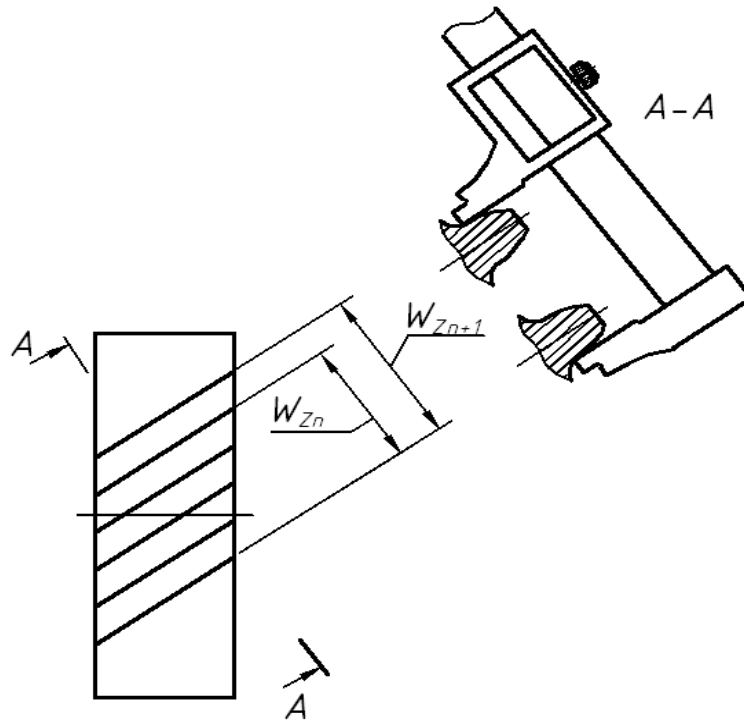


Рисунок 1.1 – Измерение длин общей нормали для определения основного нормального шага

1.2.6 Рассчитать делительные углы наклона линии зуба  $\beta$  для колес быст-  
роходной и тихоходной передач с точностью до  $0,01^\circ$  по формуле

$$\beta = \arccos \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w}. \quad (1.2)$$

1.2.7 Определить делительные диаметры  $d_i$  шестерен и колес по формуле

$$d_i = \frac{z_i \cdot m_n}{\cos \beta}. \quad (1.3)$$

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

$$d_{ai} = d_i + 2 \cdot h_a^* \cdot m_n, \quad (1.4)$$

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

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

$$d_{fi} = d_i - 2 \cdot (h_a^* + c^*) \cdot m_n, \quad (1.5)$$

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



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

1.2.11 Определить коэффициент ширины венца относительно делительного диаметра  $\Psi_{bd}$  и коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния  $\Psi_{ba}$  для шестерен передач редуктора по формулам

$$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}; \Psi_{ba} = \frac{b_1}{a_w}. \quad (1.6)$$

1.2.12 Рассчитать передаточное число быстроходной и тихоходной передач:

$$U = \frac{z_2}{z_1}. \quad (1.7)$$

### 1.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

1.3.1 Цель работы.

1.3.2 Расчеты по п. 1.2 и таблицу параметров зубчатых колес (таблица 1.3).

Таблица 1.3 – Параметры зубчатых колес

Наименование параметра	Обозначение	Расчетная формула и расчет	Численное значение	
			Быстроходная ступень	Тихоходная ступень
Число зубьев шестерни	$z_1$	Подсчет		
Число зубьев колеса	$z_2$	Подсчет		
Модуль	$m_n$	Таблица 1.1		
Угол наклона зуба	$\beta$			
Направление зуба	—			
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	$d_{f1}$ $d_{f2}$			
Ширина колеса	$b_2$	Измерение		
Ширина шестерни	$b_1$	Измерение		
Коэффициент ширины колеса	$\Psi_{bd}$			
Коэффициент ширины колеса относительно межосевого расстояния	$\Psi_{ba}$			
Передаточное число	$u$			

### **Контрольные вопросы**

- 1 Для чего нужны редукторы?
- 2 Что предусмотрено, чтобы увеличить жесткость корпуса редуктора?
- 3 Что предусмотрено для осмотров редуктора?
- 4 Что предусмотрено в редукторе для его строповки?
- 5 Что предусмотрено в редукторе для выравнивания внутреннего давления? Для чего это нужно?
- 6 Для чего служит система смазки?
- 7 Как определяется нормальный модуль зубьев?
- 8 Как устроен корпус редуктора?
- 9 Как определить передаточное отношение рассмотренного редуктора?

## **2 Лабораторная работа № 2. Изучение конструкции и определение параметров передач червячного редуктора**

**Цель работы:** ознакомление с конструкцией, назначением основных деталей червячного редуктора, геометрическими параметрами элементов червячной передачи и способом регулировки подшипников и червячного зацепления.

### **2.1 Теоретические сведения**

Червячные редукторы включают в себя червячную передачу, которая состоит из червяка (представляющего собой цилиндр с выполненными на нем выступами, расположенными по винтовой линии) и червячного колеса (с выполненными на нем зубьями).

Червячные редукторы применяются для передачи вращения между перекрещивающимися валами. Червячные редукторы дают возможность осуществлять в одной ступени большие передаточные отношения ( $i = 8 \dots 80$ ), обладают низкой виброакустической активностью и шумностью, высокой плавностью работы. К недостаткам червячных редукторов следует отнести низкие значения КПД (при числе заходов червяка  $z_1$ :  $z_1 = 1 - \eta = 0,7 \dots 0,75$ ;  $z_1 = 2 - \eta = 0,75 \dots 0,82$ ;  $z_1 = 4 - \eta = 0,82 \dots 0,92$ ), меньший ресурс, чем у редукторов других типов, и необходимость применения дорогостоящих бронз для изготовления венцов червячных колес.

Основные недостатки червячного редуктора связаны с повышенным трением (скольжением) в червячном зацеплении. Для того чтобы уменьшить негативное влияние трения, элементы червячной передачи выполняют из пар антифрикционных материалов (обычно червяки изготавливаются из стали, а червячные колеса – из оловянистых и безоловянистых бронз, реже – из серого чугуна).

Выбор схемы червячного редуктора обусловлен удобством компоновки привода. При окружных скоростях червяка до 6 м/с предпочтительнее нижнее

расположение червяка. При больших скоростях возрастают потери на перемешивание масла, и в этом случае рекомендуется располагать червяк над колесом.

Практически червячные редукторы применяются для передачи мощности, как правило, до 45 кВт и в виде исключения до 150 кВт. Иногда для привода тихоходных машин требуются особо большие передаточные отношения. Это может быть обеспечено двухступенчатыми червячными редукторами, в которых передаточное отношение может достигать  $i \approx 4000$ .

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, изготавливается ребристым. При этом искусственный обдув ребристых корпусов обеспечивает более благоприятный тепловой режим работы редуктора.

Смазка осуществляется жидким маслом. Способ смазки – картерный, не-проточный, общий для червячного зацепления и подшипников. 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.

## 2.2 Порядок выполнения работы

2.2.1 Редуктор установить на плиту (рисунок 2.1) 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 верхней кромки выходного конца нижнего вала. Штангенциркулем измерить диаметры выходных концов верхнего и нижнего валов  $D_1$  и  $D_2$ .

2.2.2 Вычислить межосевое расстояние по формуле

$$a_w = H_1 - H_2 - \frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2}. \quad (2.1)$$

Полученное значение  $a_w$  уточняют у преподавателя. Затем редуктор разбирают и изучают конструкцию его деталей.

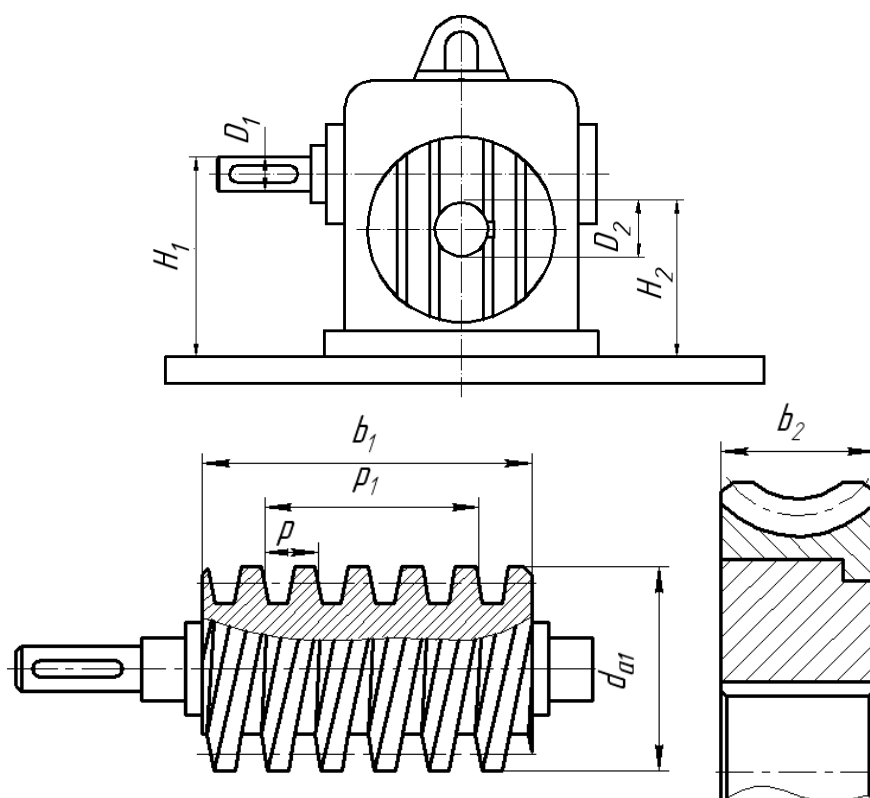


Рисунок 2.1 – Измеряемые параметры редуктора

2.2.3 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.

2.2.4 Определить параметры архимедова червяка и червячного колеса.

Определение параметров архимедова червяка и червячного колеса, изготовленных стандартным режущим инструментом, определяют посредством замеров отдельных элементов червяка и червячного колеса штангенциркулем. Измерение каждого элемента нужно производить не менее трех раз. Разность между максимальным и минимальным значениями будет указывать на возможную ошибку при замерах. Параметры рекомендуется определять в следующей последовательности.

Измерить на червяке (см. рисунок 2.1) расстояние  $p_1$  (расстояние между двумя одноименными точками в начале витка и в конце по делительному диаметру) и, поделив на число шагов в этом расстоянии, определить расчетный шаг  $p$ . Измерить диаметр вершин витков червяка  $d_{a1}$ .

Определить расчетный модуль червяка в осевом сечении:

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (2.2)$$

Значение  $m$  округлить до стандартного по ГОСТ 9672–74 (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Ряд модулей червячных передач по ГОСТ 9672–74

$m$	Первый ряд	..., 1,0 1,25 1,6 2,0 2,5 3,15 4,0 5,0 6,3 8,0 10 12,5 16
	Второй ряд	..., 1,5 3,0 3,5 6,0 7,0 12,0
	Третий ряд	..., 1,125 1,375 1,75 2,25 2,75 4,5 9,0 11 14 18 22

Определить делительный диаметр червяка:

$$d_1 = d_{a1} - 2 \cdot h_a^* \cdot m, \quad (2.3)$$

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

Определить коэффициент диаметра червяка:

$$q = \frac{d_1}{m}. \quad (2.4)$$

Значение  $q$  округлить до стандартного по ГОСТ 9672–74 (таблица 2.2).

Таблица 2.2 – Ряд коэффициентов диаметра червяка по ГОСТ 9672–74

$q$	Первый ряд	6,3 7,5 8,0 10 12,0 12,5 16 20 25
	Второй ряд	7,1 9,0 11,2 14 18 22,4

Определить передаточное отношение:

$$i = \frac{z_2}{z_1}, \quad (2.5)$$

где  $z_1$  – число заходов червяка;

$z_2$  – число зубьев червячного колеса.

Определить коэффициент смещения червяка:

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2). \quad (2.6)$$

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

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

### **2.3 Требования к отчету**

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

2.3.1 Цель работы.

2.3.2 Рисунок 2.1 с обозначенными численными значениями измеренных геометрических параметров.

2.3.3 Расчеты по пп. 2.2.2 и 2.2.4.

#### **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 Что предусмотрено в редукторе для его осмотров?

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

6 Для чего служит система смазки? Какие элементы относятся к системе смазки?

7 Как определяют модуль?

8 Как определяют коэффициент диаметра червяка?

9 Как регулируют червячное зацепление?

## **3 Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции и примеров использования планетарных передач**

**Цель работы:** изучение конструкции планетарного редуктора, назначения его элементов и закрепление навыков практического определения характеристик, размеров и параметров планетарных передач.

### **3.1 Теоретические сведения**

Планетарные передачи используются для:

– редуцирования скорости вращательного движения в качестве силовых передач с малыми удельными габаритами и массой, а также кинематических передач с большими передаточными отношениями;

– сложения и разложения движений, в том числе в качестве передаточных механизмов с автоматическим изменением скорости в станках, автомобилях и других машинах, а также многоступенчатых планетарных коробок скоростей, управляемых поочередным торможением звеньев.

Преимущества планетарных передач:

– малые габариты и масса (вследствие распределения нагрузки между сателлитами), благодаря чему нагрузка на зубьях зубчатых колес уменьшается в

несколько раз; большое передаточное число в одной ступени;

– использование передач с внутренним зацеплением, обладающих повышенной несущей способностью;

– меньший шум, возникающий при работе, что объясняется плавностью внутреннего зацепления, меньшими размерами зубчатых колес, замыканием сил и передачей на корпус меньших сил;

– более высокие компоновочные возможности, что облегчает встраивание их в электродвигатели, ходовые колеса, барабаны, шкивы.

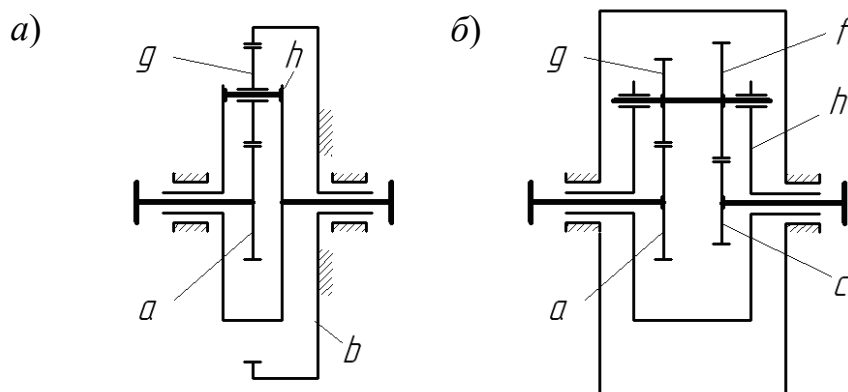
Недостатки планерных передач:

– необходимость более высокой точности изготовления;

– большое число деталей и сложность сборки.

Механизм, состоящий из зубчатых колес, в котором ось хотя бы одного из зубчатых колес подвижна, называется планетарным механизмом.

Зубчатые колеса, имеющие подвижные геометрические оси, называются сателлитами и обозначается буквой  $g$ . Сателлит с одним зубчатым венцом называется одновенцовым сателлитом (рисунок 3.1,  $a$ ), с двумя – двухвенцовым сателлитом (рисунок 3.1,  $b$ ).



$a$  – с одновенцовым сателлитом;  $b$  – с двухвенцовым сателлитом

Рисунок 3.1 – Кинематические схемы планетарных передач

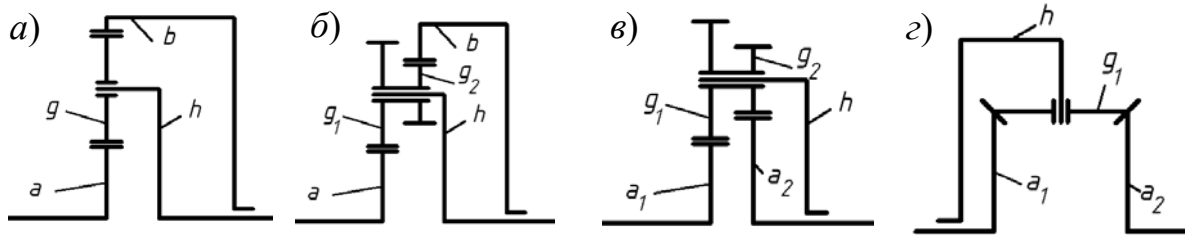
Звено планетарного механизма, на котором установлены сателлиты, называется водилом и обозначается буквой  $h$ .

Планетарный механизм может иметь один или несколько сателлитов одинакового размера. Число  $C$  сателлитов определяется числом полюсов зацепления одного из центральных колес. Ось, вокруг которой в абсолютном или относительном движении вращается водило, называется основной осью.

Зубчатые колеса, зацепляющиеся с сателлитами и имеющие оси, совпадающие с осью водила, называются центральными колесами. Центральные колёса могут быть внешнего и внутреннего зацепления. Подвижное центральное колесо называется солнечным и обозначается буквой  $a$ . Неподвижное центральное колесо называется опорным (коронным) и обозначается буквой  $b$ .

Чаще всего ведущим валом передачи служит вал солнечного колеса, а ведомым – вал водила.

Наиболее часто используемые в машиностроении схемы планетарных передач представлены на рисунке 3.2.



*a* – с одновенцовым сателлитом и разноимёнными зацеплениями; *б* – с двухвенцовым сателлитом и разноимёнными зацеплениями; *в* – с двухвенцовым сателлитом и одноимёнными зацеплениями; *г* – с одновенцовыми сателлитами и коническими зубчатыми колёсами

Рисунок 3.2 – Кинематические схемы планетарных передач

При определении передаточного отношения планетарных передач используется метод Виллиса (метод остановки водила).

Он заключается в сообщении всему механизму угловой скорости, равной угловой скорости водила, но направленной в противоположном направлении.

Рассмотрим данный метод применительно к планетарной передаче, показанной на рисунке 3.1, *a*.

Передаточное отношение для данной передачи при передаче движения от солнечного колеса *a* к водилу *h* при остановленном коронном колесе *b* определяется по выражению

$$i_{ah}^b = \frac{\omega_a}{\omega_h}. \quad (3.2)$$

Согласно методу Виллиса сообщаем всему механизму угловую скорость, равную угловой скорости водила, но направленную в противоположном направлении. При этом получаем обращённый механизм, в котором движение передаётся от солнечного колеса *a* к коронному колесу *b* при остановленном водиле *h*. Передаточное отношение обращённого механизма можно определить из соотношений чисел зубьев колес

$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{\omega_b - \omega_h} = \left( -\frac{z_g}{z_a} \right) \cdot \frac{z_b}{z_g}. \quad (3.2)$$

Знак « $\leftarrow$ » показывает смену направления вращения при передачи движения от солнечного колеса *a* к сателлиту *g* (передача внешнего зацепления).

В рассматриваемом механизме угловая скорость коронного колеса *b*  $\omega_b = 0$ , следовательно,



$$i_{ab}^h = \frac{\omega_a - \omega_h}{-\omega_h} = -\frac{z_b}{z_a}. \quad (3.3)$$

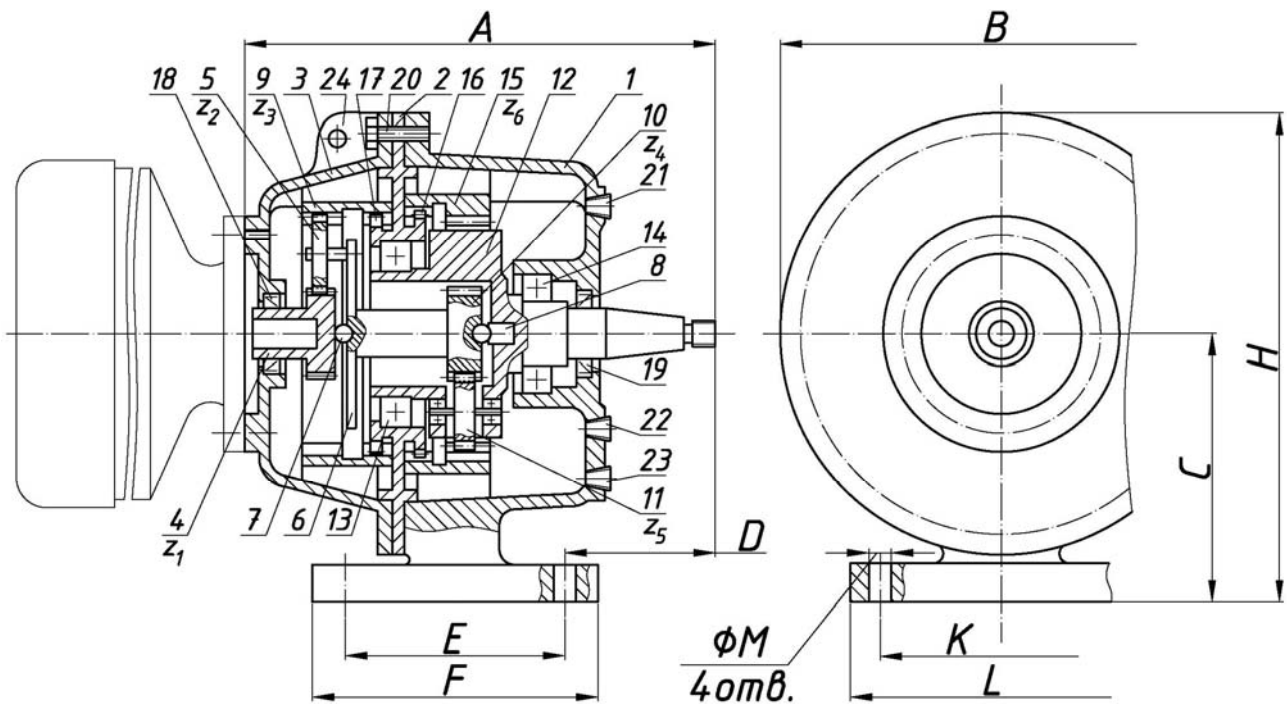
Приведя подобные в уравнение (3.3), получим

$$\frac{\omega_a}{\omega_h} = 1 + \frac{z_b}{z_a}. \quad (3.4)$$

Или, учитывая выражение (3.1), окончательно получим передаточное отношение рассматриваемой планетарной передачи

$$i_{ah}^b = 1 + \frac{z_b}{z_a}. \quad (3.5)$$

Планетарный редуктор состоит из следующих основных элементов (рисунок 3.3).



1 – основание корпуса; 2 – промежуточная диафрагма; 3 – крышка корпуса; 4, 10 – солнечные колеса; 5, 11 – сателлиты; 6, 12 – водила; 7 – шарик; 8 – вставка; 9, 15 – коронные колеса; 13, 14 – подшипники качения; 16, 17 – шлицевые пластины; 18, 19 – манжеты; 20 – соединительные болты; 21–23 – пробки; 24 – проушина

Рисунок 3.3 – Планетарный редуктор

Редуктор имеет две ступени и собран в корпусе, состоящем из основания 1, промежуточной диафрагмы 2 и крышки 3. Ведущим элементом в каждой сту-

пени является солнечное колесо, а ведомым – водило. Солнечное колесо 4 первой ступени устанавливается непосредственно на валу электродвигателя и зацепляется с сателлитом 5 первой ступени, установленным на водиле 6 консольно. С целью обеспечения равномерности распределения нагрузки между сателлитами водило 6 выполнено плавающим (с возможностью самоустановки) и фиксируется в осевом направлении с помощью запрессованных в его торцах шариков 7, один из которых взаимодействует со вставкой 8, а другой – с торцом ведущего колеса 4. Сателлиты 5, кроме ведущего колеса 4, зацепляются с коронным колесом 9 внутреннего зацепления. На водиле 6 закреплено солнечное колесо 10 второй ступени, зацепляющееся с сателлитом 11, смонтированным на водиле 12. Водило 12 смонтировано в корпусе на двух подшипниках 13 и 14 качения, один из которых (13) установлен в основании 1 корпуса, а другой (14) – в промежуточной диафрагме 2. Сателлиты 11 зацепляются с коронным колесом 15 внутреннего зацепления. Коронные колеса 9 и 15 зафиксированы от вращения с помощью шлицевых пластин 16 и 17, закрепленных на диафрагме 2 и зацепляющихся с зубьями неподвижных колес 9 и 15. Места выхода из корпуса редуктора ведущего колеса 4 и водила 12 уплотнены манжетами 18 и 19.

Сборка и разборка редуктора осуществляются в осевом направлении, при этом диафрагма и крышка крепятся к основанию корпуса болтами 20.

Масло заливается в корпус редуктора через отверстие, закрытое пробкой 21, а сливается через отверстие, закрытое пробкой 22. Уровень масла контролируется с помощью пробки 23. Для стоповки редуктора при его перемещениях служит проушина 24.

### **3.2 Порядок выполнения работы**

#### **3.2.1 Разобрать редуктор.**

Отвернуть болты 20 и снять крышку 3 корпуса редуктора. Вынуть зубчатое колесо 4, водило 6 с сателлитом 5 и солнечным колесом 10 и коронное колесо 9. Отсоединить диафрагму 2 и вынуть водило 12 с сателлитом 11, а также коронное колесо 15. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей.

Подшипники и зубчатые колеса с валов и осей не снимать.

#### **3.2.2 Определить параметры зубчатых колес и передач редуктора.**

Для определения параметров зубчатых колес и передач редуктора необходимо:

- подсчитать число зубьев зубчатых колес  $z_1, z_2, z_3, z_4, z_5, z_6$ ;
- определить передаточные отношения ступеней редуктора;
- определить модуль зацепления в каждой ступени редуктора.

В зависимости от полученного значения основного нормального шага модуль зацепления можно выбрать из таблицы 3.1.

Основной нормальный шаг определяется как разница двух длин общей нормали, охватывающих числа зубьев зубчатого колеса, отличающиеся на единицу (рисунок 3.4, а). Длину общей нормали измерять штангенциркулем с точностью 0,1 мм.

Таблица 3.1 – Число зубьев в длине общей нормали в зависимости от числа зубьев измеряемого колеса

Окружный нормальный шаг $P_{bn}$ , мм	3,5...3,8	3,9...4,2	4,3...4,7	5,0...5,4
Модуль зацепления $m_n$ , мм	1,25	1,375	1,5	1,75

Число зубьев  $n$ , охватываемых общей нормалью, зависит от числа зубьев зубчатого колеса и  $n = 3...5$  при числе зубьев зубчатого колеса  $z = 26...36$ ;

- измерить диаметры вершин зубьев зубчатых колес;
- измерить ширину венцов зубчатых колес;
- определить радиусы водила обеих ступеней редуктора.

Радиус водила определяется следующим образом (рисунок 3.4, б):

$$R = \frac{A - d_a}{2 \cdot \cos 30^\circ}; \quad (3.6)$$

- определить угол  $\beta$  наклона зубьев зубчатых колес:

$$\beta = \arccos \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2R}; \quad (3.7)$$

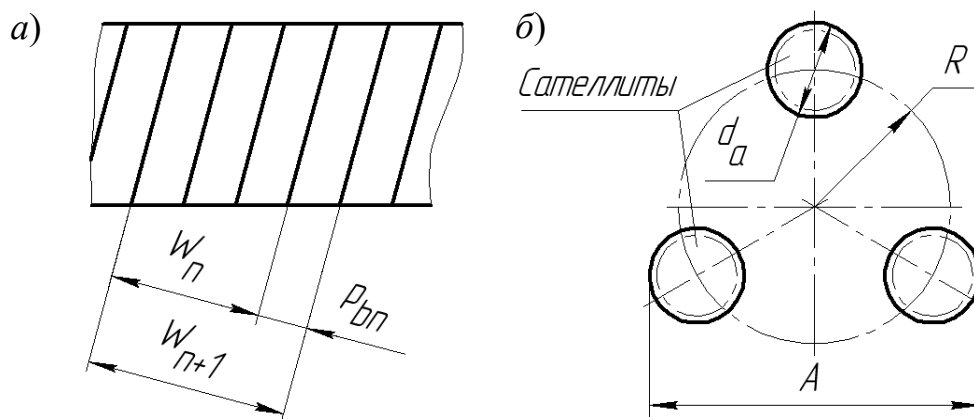
- определить делительные диаметры зубчатых колес:

$$d = d_a \pm 2 \cdot m_n; \quad (3.8)$$

- определить коэффициенты смещения инструмента для зубчатых колес:

$$X = \frac{d_a}{2 \cdot m_n} - \frac{z}{2 \cdot \cos \beta} - 1; \quad (3.9)$$

- результаты замеров и подсчетов занести в таблицу 3.2.



а – измерение длин общих нормалей; б – определение радиуса водила

Рисунок 3.4 – Схемы определения параметров редуктора

### 3.2.3 Вычертить кинематическую схему редуктора.

Таблица 3.2 – Параметры передач редуктора

Размеры и параметры зубчатых колес и передач	Расчетное уравнение	Значение величин	
		Быстроходная передача	Тихоходная передача
Числа зубьев зубчатых колёс: солнечных сателлитов коронных			
Модуль зацепления $m_n$			
Передаточное отношение			
Диаметры выступов зубчатых колес: солнечных сателлитов коронных			
Делительные диаметры зубчатых колес: солнечных сателлитов коронных			
Радиус водила $R$			
Угол наклона линии зуба $\beta$			
Ширина зубчатых колес $b_w$			
Коэффициент ширины колеса $\psi_{bd}$			
Коэффициент смещения инструмента $X$ зубчатых колес: солнечных сателлитов коронных			

### 3.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

3.3.1 Таблицу размеров зубчатых колес и параметров зубчатых передач (см. таблицу 3.2).

3.3.2 Кинематическую схему редуктора.

#### Контрольные вопросы

- 1 Основные элементы планетарного редуктора и их назначение.
- 2 Из каких элементов состоят планетарные передачи, входящие в редуктор?
- 3 Как определить передаточное отношение редуктора?
- 4 Как определить модуль зацепления в I и II ступенях редуктора?
- 5 Как определить угол наклона зубьев зубчатых колес?
- 6 Как определить радиус водила?
- 7 Как осуществляется контроль наличия и смена масла в редукторе?

8 Укажите на редукторе присоединительные элементы и поверхности.

9 Как осуществляется строповка при транспортировке редуктора?

## 4 Лабораторная работа № 4. Испытание ременной передачи

**Цель работы:** изучение работы ременной передачи; определение ее характеристик и разработка рекомендаций по оптимальной загрузке передачи.

### 4.1 Теоретические сведения

#### 4.1.1 Характеристика ременных передач.

Схема ременной передачи изображена на рисунке 4.1. Передача образуется из двух шкивов, закрепленных на валах, и ремня, охватывающего шкивы. Нагрузка передается силами трения, возникающими между шкивами и ремнем вследствие натяжения последнего.

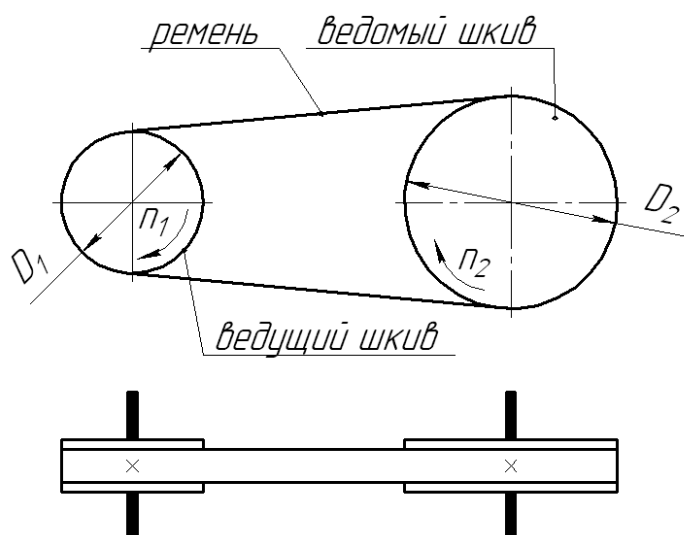


Рисунок 4.1 – Кинематическая схема ременной передачи по ГОСТ 2.770–68

К преимуществам ременных передач, определяющих область их применения, относятся: возможность передачи движения на средние расстояния; плавность работы – смягчение толчков, бесшумность; возможность работы с высокими частотами вращения; малая стоимость.

Недостатки ременных передач: значительные габариты (обычно в несколько раз больше, чем зубчатых); неизбежность некоторого упругого скольжения ремня; повышенные силы на валы и опоры, т. к. суммарное напряжение обеих ветвей ремня существенно больше передаваемой окружной силы; необходимость устройств для натяжения ремня; необходимость предохранения ремня от попадания масла; малая долговечность ремней в быстроходных передачах.

Ременные передачи классифицируют по следующим основным признакам:  
– по взаимному расположению звеньев передачи (открытые, перекрестные,

угловые и т. д.);

– по виду поперечного сечения ремней (плоскоременные, клиноременные и круглоременные);

– по способу натяжения ремней (натяжение грузовое, винтовое или натяжными роликами).

#### 4.1.2 Усилия в ремнях.

При передаче крутящего момента  $T_1$  усилия в ветвях ременной передачи изменяются. На рисунке 4.2 показаны усилия в ветвях ремня в двух случаях: без нагрузки  $T_1 = 0$  и под нагрузкой  $T_1 > 0$ .

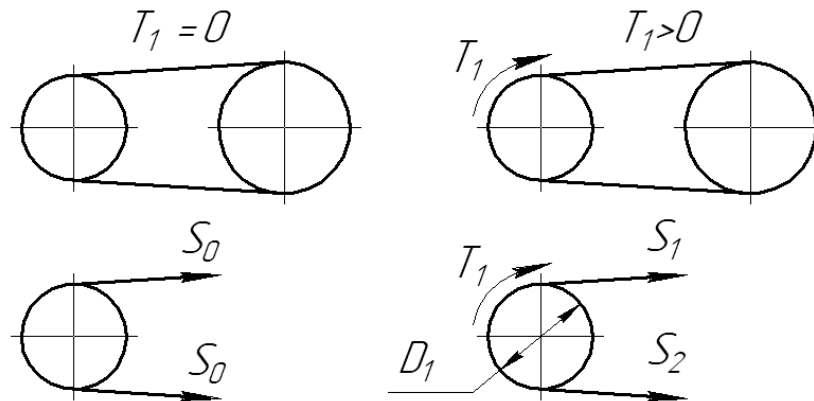


Рисунок 4.2 – Силы, действующие в ветвях ремня

Окружная сила на шкивах

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{D_1}, \quad (4.1)$$

где  $D_1$  – диаметр ведущего шкива.

Условие равновесия шкива

$$T_1 = \frac{D_1}{2} \cdot (S_1 - S_2), \quad (4.2)$$

где  $S_1, S_2$  – натяжение ведущей и ведомой ветви в нагруженной передаче.

Откуда, с учётом равенства (4.1),

$$S_1 - S_2 = F_t. \quad (4.3)$$

Связь между  $S_0, S_1$  и  $S_2$  устанавливаются исходя из того, что геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и остается неизменной, как и в ненагруженной передаче. Следовательно, дополнительная вытяжка ведущей ветви компенсируется равным сокращением ведомой ветви. Поэтому можно записать, что

$$S_1 + S_2 = 2 \cdot S_0, \quad (4.4)$$

где  $S_0$  – усилие предварительного натяжения ремня.

Из равенств (4.3) и (4.4) следует

$$S_1 = S_0 + \frac{F_t}{2}; \quad (4.5)$$

$$S_2 = S_0 - \frac{F_t}{2}. \quad (4.6)$$

#### 4.1.3 Скольжение в передаче.

Под действием окружной силы  $F_t$  ведущая ветвь ремня получает дополнительное удлинение. Величина относительного удлинения постоянно уменьшается на дуге обхвата, определяемой углом обхвата  $\alpha$ , и станет равной нулю в некоторой точке  $C$  (рисунок 4.3). Дополнительное удлинение ремня сопровождается скольжением по шкиву. Это скольжение принято называть упругим скольжением, а дугу  $AC$  – дугой упругого скольжения. На дуге  $BC$  ремень остается в покое. Эту дугу называют дугой покоя. Чем больше  $F_t$ , тем больше дуга упругого скольжения и меньше дуга покоя, т. к.  $AC + BC = AB = \text{const}$ .

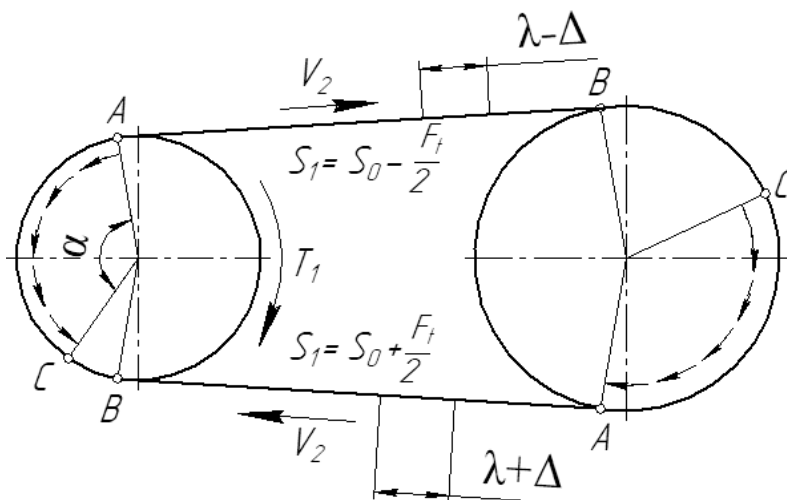


Рисунок 4.3 – Схема скольжения в ременной передаче

При увеличении  $F_t$  до значения, равного запасу сил трения, дуга покоя станет равной нулю, а дуга упругого скольжения распространяется на весь угол обхвата – наступит буксование.

Дуги упругого скольжения располагаются со стороны сбегающих ветвей.

Отметим некоторый участок ремня длиной  $\lambda$  в ненагруженной передаче, затем нагрузим ее. На ведущей ветви отмеченный участок удлинится до  $(\lambda + \Delta)$ , а на ведомой – сократится до  $(\lambda - \Delta)$ .

Определяя окружные скорости шкивов по совместному перемещению с ремнем на участках дуг покоя, получим:

– для ведущего шкива

$$V_1 = \frac{\lambda + \Delta}{\Delta t}; \quad (4.7)$$

– для ведомого шкива

$$V_2 = \frac{\lambda - \Delta}{\Delta t}, \quad (4.8)$$

где  $\Delta t$  – время набегания отмеченного участка ремня на шкивы.

Или  $V_1 > V_2$ .

Окружные скорости на шкивах определяются по формулам

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60}; \quad (4.9)$$

$$V_2 = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60}. \quad (4.10)$$

Скольжение в ременной передаче характеризуется коэффициентом упругого скольжения

$$\varepsilon = \frac{V_1 - V_2}{V_1} \cdot 100\% \quad \text{или} \quad \varepsilon = \frac{n_1 \cdot D_1 - n_2 \cdot D_2}{n_1 \cdot D_1} \cdot 100\%. \quad (4.11)$$

При равенстве диаметров шкивов  $D_1 = D_2$  имеем

$$\varepsilon = \frac{n_1 - n_2}{n_1}. \quad (4.12)$$

Передаточное отношение передачи определится выражением

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{V_1 \cdot D_2}{V_2 \cdot D_1} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)}. \quad (4.13)$$

Как видно из последней формулы, оно не является постоянным.

КПД ременной передачи

$$\eta = \frac{T_2 \cdot n_2}{T_1 \cdot n_1} \cdot 100\%. \quad (4.14)$$



#### 4.1.4 Кривые скольжения и КПД.

Работоспособность ременной передачи характеризуют кривыми скольжения и КПД (рисунок 4.4). По оси ординат отсчитывается коэффициент упругого скольжения  $\varepsilon$  и КПД  $\eta$  в процентах, а по оси абсцисс – нагрузка передачи, которая выражается через коэффициент тяги

$$\varphi = \frac{F_t}{2 \cdot S_0} = \frac{2 \cdot T_1}{D_1 \cdot 2 \cdot S_0} = \frac{T_1}{D_1 \cdot S_0}. \quad (4.15)$$

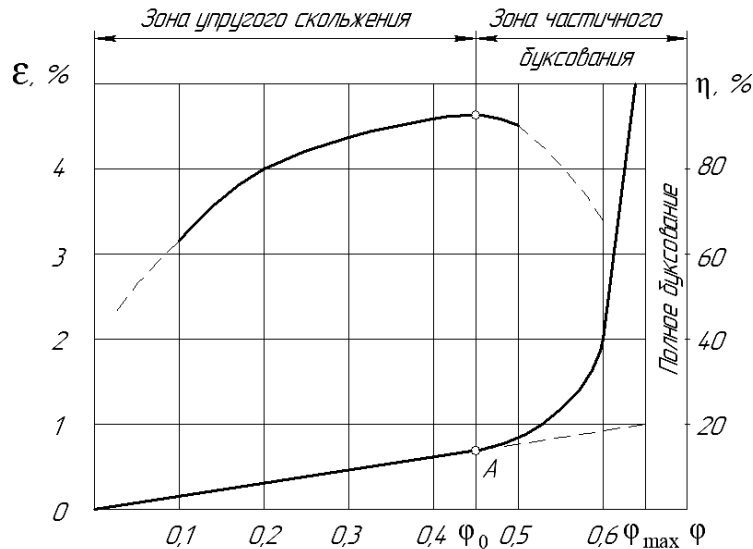


Рисунок 4.4 – Типовые кривые коэффициента упругого скольжения  $\varepsilon$  и КПД в зависимости от коэффициента тяги  $\varphi$

Коэффициент тяги позволяет судить о том, какая часть предварительного натяжения ремня  $S_0$  используется полезно для передачи нагрузки  $F_t$ , т. е. характеризует загруженность передачи.

На начальном участке кривой скольжения от 0 до  $\varphi_0$  наблюдается только упругое скольжение. Дальнейшее увеличение нагрузки приводит к частичному, а затем и к полному буксованию. В зоне от  $\varphi_0$  до  $\varphi_{\max}$  наблюдается как упругое скольжение, так и буксование, которое равно разности между ординатами кривой коэффициента упругого скольжения и пунктирной линией (продолжением  $OA$ ).

Рабочую нагрузку рекомендуется выбирать вблизи критического значения  $\varphi_0$  и слева от него. Этому значению соответствует максимальное значение КПД.

Работа в зоне частичного буксования допускается только при кратковременных перегрузках, например при пуске. В этой зоне КПД резко снижается за счет увеличения потерь на скольжение ремня, а ремень быстро изнашивается. Величина зоны частичного буксования характеризует способность передачи воспринимать кратковременные перегрузки.

Потери мощности собственно в ременных передачах складываются из потерь от скольжения ремня по шкивам, потерь на внутреннее трение в ремне, по-

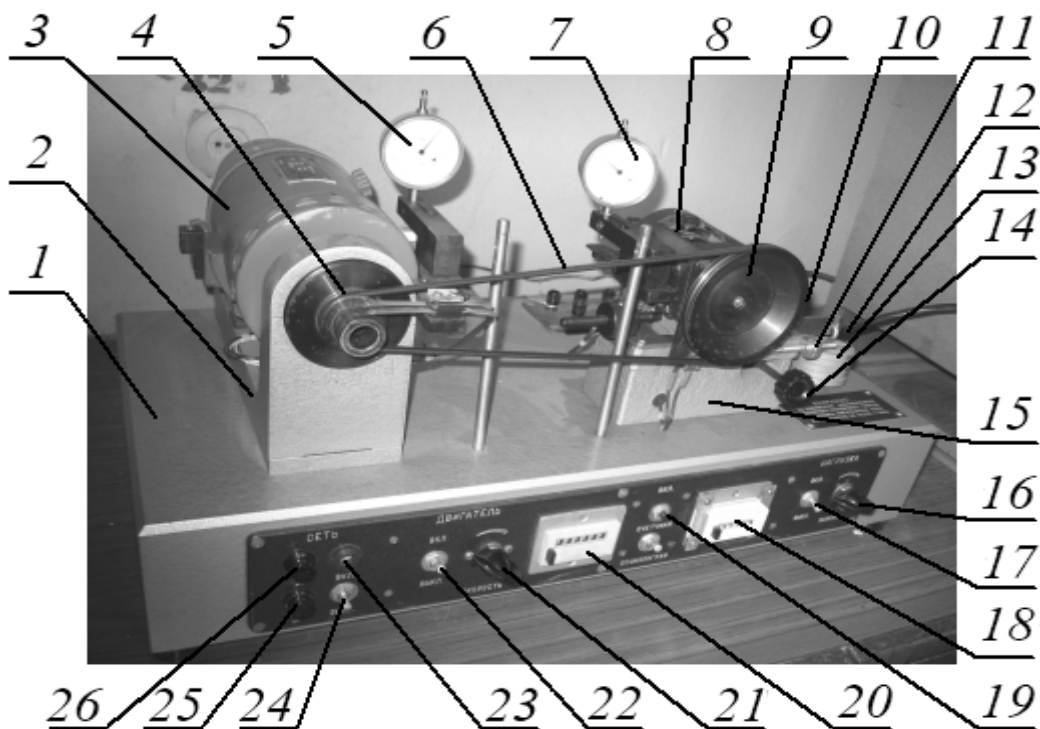
теперь от сопротивления воздуха движению ремня и шкивов.

Максимальное значение КПД передачи зависит, в основном, от потерь на внутреннее трение в ремне и поэтому уменьшается с уменьшением диаметра шкива.

При загрузке передачи, близкой в  $\varphi_0$ , среднее значение КПД обычно находится в интервале 0,95...0,97.

#### 4.2 Порядок выполнения работы

Лабораторная работа выполняется на приборе ДП2К (рисунок 4.5).



1 – основание установки; 2 – кронштейн; 3 – электродвигатель; 4 – ведущий шкив; 5, 7 – индикаторы часового типа; 6 – ремень; 8 – нагрузочное устройство; 9 – ведомый шкив; 10 – ползун; 11 – гайка; 12 – рычаг; 13 – грузы; 14 – фиксирующая ручка; 15 – электрооборудование; 16 – резистор нагрузочного устройства; 17 – тумблер нагрузочного устройства; 18, 20 – счетчики частот вращения ведущего и ведомого шкивов; 19 – кнопка включения и выключения счетчиков; 21 – резистор скорости двигателя; 22 – тумблер включения двигателя; 23 – лампа сигнальная; 24 – тумблер включения и выключения сети; 25, 26 – предохранители

Рисунок 4.5 – Лабораторная установка ДП2К

4.2.1 Определить необходимое предварительное натяжение ремня  $S_0$  по формуле

$$S_0 = \frac{G \cdot l_1}{2 \cdot a \cdot \cos \cdot \left[ \arcsin \left( \frac{D_2 - D_1}{2 \cdot l} \right) \right]}, \quad (4.16)$$

где  $l_1$  – длина рычага,  $l_1 = 150$  мм;

$G$  – вес грузов, Н (задается преподавателем: 3,6; 4,5 или 5,4 Н);

$a$  – расстояние от шарнира в ползуне до межосевой линии передачи,  $a = 60$  мм;

$D_1, D_2$  – диаметры ведущего и ведомого шкивов передачи; принять  $D_1 = 30$  мм,  $D_2 = 81$  мм;

$l$  – межосевое расстояние,  $l = 260 \dots 290$  мм.

4.2.2 Создать вычисленное предварительное натяжение ремня, подвесив заданный груз 13 к рычагу 12. Установить рычаг в горизонтальное положение с помощью гайки 11 (метки на рычаге и ползуне 10 должны совпадать).

4.2.3 Застопорить ползун ручкой 14.

4.2.4 Включить установку в сеть.

4.2.5 Тумблером 24 включить сеть. Тумблером 22 включить электродвигатель.

4.2.6 Рукоятку резистора 21 установить в крайнем правом положении и не менять его в течение всего опыта.

4.2.7 Включить нагрузочное устройство тумблером 17 при положении рукоятки резистора 16 в крайнем левом положении ( $T_2 = 0$ ).

4.2.8 Настроить индикаторы 5 и 7 на нулевые отметки их скал (при работающем электродвигателе).

4.2.9 Нажатием кнопок установить показания  $n_1$  и  $n_2$  счетчиков 20 и 18 числа оборотов шкивов на нуль.

4.2.10 При нагрузке, равной 5 делениям индикатора 7, включить оба счетчика кнопкой 19 на 1 мин. После отключения кнопки 19 показания счетчиков и индикаторов 5 и 7 записать в таблицу 4.1 отчета.

4.2.11 Повторить действия, указанные в пп. 4.2.9 и 4.2.10, для нагрузок 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40 делений индикатора 7. Момент, развиваемый электродвигателем, измеряется индикатором 5 и определяется по формулам

$$T_1 = \mu_1 \cdot m_1; T_2 = \mu_2 \cdot m_2, \quad (4.17)$$

где  $\mu_1, \mu_2$  – тарировочные коэффициенты ( $\mu_1 = 2$  Н·мм/дел.;  $\mu_2 = 10$  Н·мм/дел.).

### 4.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

4.3.1 Таблицу с результатами измерений (таблица 4.1).

4.3.2 Графики зависимостей  $\varepsilon$  и  $\eta$  от  $\varphi$ .

4.3.3 Рекомендации по оптимальной загрузке передачи.

### Контрольные вопросы

1 Где применяются ременные передачи?

2 Какие преимущества и недостатки ременных передач?

3 Чему равно передаточное число ременной передачи с учетом скольжения?

4 Назовите способы натяжения ремней.

5 Какие силы действуют на валы от ременной передачи?

6 Какие виды потерь существуют в ременной передаче?

Таблица 4.1 – Результаты измерений

Показание индикатора		$T_1$ , Н·мм	$T_2$ , Н·мм	$n_1$ , мин <sup>-1</sup>	$n_2$ , мин <sup>-1</sup>	$\varepsilon$ , %	$\eta$ , %	$\varphi$
Нагрузка двигателя $m_1$ , дел.	Нагрузка на тормозе $m_2$ , дел.							
	5							
	10							
	15							
	20							
	25							
	30							
	35							
	40							

## 5 Лабораторная работа № 5. Определение критической частоты вращения вала

**Цель работы:** экспериментальное определение критической частоты вращения вала и изучение влияния массы диска и дисбаланса на его критическую частоту.

### 5.1 Теоретические сведения

Рассмотрим колебания вала для простейшего случая, когда на валу, вращающемся с угловой скоростью  $\omega$ , закреплен диск массой  $m$  с эксцентриситетом  $e$  (рисунок 5.1). Такой вал совершает гармонические колебания.

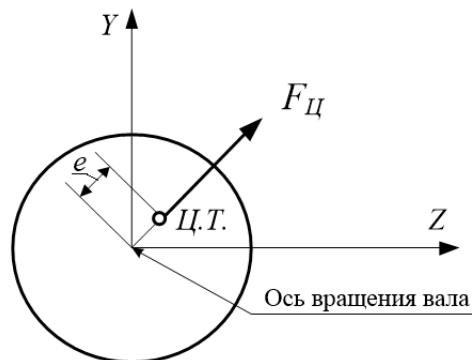


Рисунок 5.1 – Расчетная схема определения гармонических колебаний вала

Кроме веса  $G$  и вертикальной реакции упругой балки, пропорциональной стреле прогиба  $f$ , на вал действует центробежная сила  $F_{ц}$  вращающегося груза

$$F_{\omega} = m \cdot \omega^2 \cdot e, \quad (5.1)$$

где  $e$  – эксцентриситет.

Вертикальная составляющая  $F_{\omega}^y$  центробежной силы играет роль возмущающей силы, вызывающей вынужденные вертикальные колебания вала. Колебания от силы  $F_{\omega}^y$  описываются уравнением колебания системы с одной степенью свободы

$$Y = \frac{F_{\omega}^y}{m \cdot (p^2 - \omega^2)} = \frac{F_{\omega}^y \cdot \sin(\omega \cdot t)}{m \cdot (p^2 - \omega^2)}, \quad (5.2)$$

где  $Y$  – амплитуда вынужденных колебаний массы;

$\omega$  – круговая частота вынужденных колебаний системы;

$p$  – круговая частота свободных (собственных) колебаний системы.

Из уравнения (5.2) видно, что при  $\omega = p$  наступает явление резонанса.

Частота собственных колебаний изгиба

$$p = \sqrt{\frac{1}{m\delta}} = \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}}, \quad (5.3)$$

где  $\delta$  – податливость вала или прогиб от единичной силы;

$f_{cm}$  – статический прогиб вала от действия силы тяжести диска;

$g$  – ускорение свободного падения.

Прогиб вала от единичной силы определяется по формуле

$$\delta = \frac{f_{cm}}{mg}. \quad (5.4)$$

При совпадении частоты собственных колебаний с частотой вынужденных колебаний системы  $p = \omega$ , следовательно,

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}}. \quad (5.5)$$

Угловую скорость или частоту вращения, при которой наступает резонанс, называют критической, поэтому

$$\omega_{кр} = \sqrt{\frac{g}{f_{cm}}} \text{ или } n_{кр} = 300 \sqrt{\frac{1}{f_{cm}}}. \quad (5.6)$$

За предел вибрационной устойчивости обычно принимают для жестких валов  $n \leq 0,7 \cdot n_{кр}$ , для гибких валов  $n \geq 1,3 \cdot n_{кр}$ .

## 5.2 Порядок выполнения работы

В лабораторной работе необходимо установить влияние массы диска на критическую частоту вращения вала и влияние дисбаланса на критическую частоту вращения вала. Объем выполняемой работы в каждом конкретном случае определяется преподавателем.

5.2.1 По формуле определить три расчетных значения величины прогиба вала  $f_p$ , когда масса диска  $m$  равна 2 кг, масса диска с одним кольцом равна 2,35 кг и масса диска с двумя кольцами равна 2,7 кг, при расстоянии между опорами  $L = 500$  мм или  $L = 550$  мм (задается преподавателем).

$$f_p = \frac{g \cdot l^2 \cdot (m + m_B) \cdot (L - l)^2}{3 \cdot E \cdot J \cdot L}, \quad (5.7)$$

где  $m$  – масса диска, кг;

$m_B$  – масса вала, кг;  $m_B = 0,485$  кг;

$l$  – расстояние от средней линии диска до оси правой опоры, мм;  
 $l = L - 275$ ;

$J$  – осевой момент инерции сечения вала, мм<sup>4</sup>;

$E$  – модуль упругости, МПа;  $E = 2,15 \cdot 10^5$  МПа;

$d$  – диаметр вала, мм;  $d = 12$  мм;

$g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Осевой момент инерции сечения вала определяется по формуле

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{64}. \quad (5.8)$$

5.2.2 Определить расчетное значение критической частоты вращения вала:

$$n_{кр} = 300 \cdot \sqrt{\frac{10}{f_{cm}}}. \quad (5.9)$$

5.2.3 Найти экспериментальное значение критической частоты вращения вала с использованием установки ДМ34 (рисунок 5.2).

Для этого необходимо произвести следующую последовательность действий:

– закрыть установку подвижным кожухом 8, следя за тем, чтобы край кожуха совпадал с рисккой, нанесенной на неподвижный кожух, и включить электродвигатель (пакетный выключатель 3 и кнопки 9);

– регулируя рукояткой 6 частоту вращения вала электродвигателя, довести вал до состояния резонанса (зажигается лампочка Л2) и, не задерживая работу

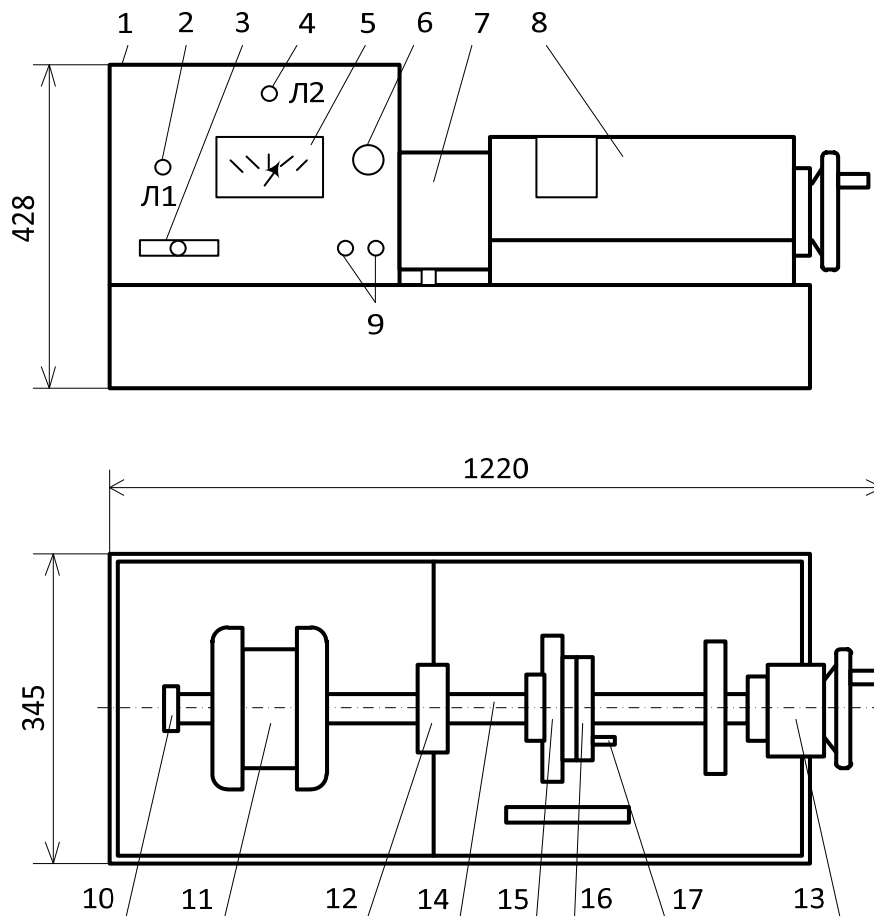
вала в этом положении, увеличить частоту вращения вала, выходя из зоны резонанса в закритическую область;

– затем вал из критической области через состояние резонанса ввести в докритическую область (опыт повторить три раза, фиксируя частоту вращения вала перед выходом в резонанс и после выхода из состояния резонанса);

– выключить электродвигатель, подсчитать среднее арифметическое значение критической частоты и сравнить с расчетным значением;

– увеличить массу вала навинчиваем на диск одного кольца *16* и опыт повторить в той же последовательности;

– увеличить массу вала навинчиваем на диск еще одного кольца *16* и опыт повторить в той же последовательности.



*1* – панель пульта; *2* – лампочка Л1 (сеть); *3* – пакетный выключатель; *4* – лампочка Л2 (резонанс); *5* – микроамперметр; *6* – рукоятка для изменения частоты вращения вала; *7* – кожух неподвижный; *8* – кожух подвижный; *9* – кнопки ПУСК-СТОП; *10* – тахогенератор; *11* – электродвигатель; *12* – опора левая; *13* – опора правая; *14* – вал; *15* – диск; *16* – груз дополнительный (два кольца); *17* – винт для создания дисбаланса

Рисунок 5.2 – Установка ДМ34

Результаты занести в таблицу 5.1.

5.2.4 Построить теоретический и экспериментальный графики зависимости критической частоты вращения вала от массы.

5.2.5 Завинчиванием винта 17 в одно из колец диска создать дисбаланс и экспериментально определить значение критической частоты вращения вала.

### 5.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

5.3.1 Цель работы.

5.3.2 Расчеты теоретической критической частоты вращения вала.

5.3.3 Таблицу 5.1.

5.3.4 Графики влияния массы на критическую частоту вращения вала.

Таблица 5.1 – Результаты изучения влияния массы на критическую частоту

$n_{кр}, \text{мин}^{-1}$	Критическая частота вращения $n_{кр}, \text{мин}^{-1}$		
	$m = 2 \text{ кг}$	$m = 2,35 \text{ кг}$	$m = 2,7 \text{ кг}$
Масса вала			
Теоретическая			
Опыт 1			
Опыт 2			
Опыт 3			
Опытная			

### Контрольные вопросы

- 1 В каких режимах может работать вал данной установки?
- 2 Как определяется центробежная сила инерции, вызванная неуравновешенностью вала?
- 3 Как изменяется критическая частота вращения с изменением массы вала?
- 4 Как изменяется критическая частота вращения при создании дисбаланса?
- 5 Что такое резонанс?
- 6 Какая частота вращения вала называется критической?

## 6 Лабораторная работа № 6. Изучение конструкций подшипников качения

**Цель работы:** ознакомление с типами и конструкциями наиболее распространенных подшипников качения и их условными обозначениями.

### 6.1 Теоретические сведения

6.1.1 Типы и конструкции подшипников качения.

Подшипник качения, как правило, состоит из двух колец (наружного и внутреннего), тел качения и сепаратора.

Подшипники качения классифицируют по направлению воспринимаемых



нагрузок относительно оси вала (радиальные, радиально-упорные, упорно-радиальные, упорные), по форме тел качения (шариковые, роликовые), числу тел качения (однорядные, двухрядные, четырехрядные, многорядные), способности самоустановки (самоустанавливающиеся и несамоустанавливающиеся) и другим признакам.

Подробная классификация содержится в действующих стандартах. Однако эта классификация в определенной мере носит условный характер, т. к. многие типы подшипников могут удовлетворять различным целям. Например, шариковый радиальный однорядный подшипник способен воспринимать, кроме радиальной, и умеренную осевую нагрузку, в связи с чем при большой частоте вращения его применение предпочтительнее упорного.

Величина и направление нагрузки – решающий фактор при выборе типоразмера подшипника. При небольших нагрузках и малых диаметрах валов чаще применяют шариковые подшипники, а для больших нагрузок и больших валов – роликоподшипники, т. к. они способны воспринимать большую нагрузку при равных габаритах с шариковыми подшипниками, а также обладают большей жесткостью. Только осевую нагрузку воспринимают упорные подшипники. Подшипники шариковые упорные одинарные воспринимают осевую нагрузку одностороннего направления, а двойные – осевую нагрузку, действующую в обоих направлениях. При действии радиальной и осевой нагрузок одновременно выбирают в первую очередь радиально-упорные шариковые и роликовые подшипники с коническими роликами.

Если осевая нагрузка больше радиальной, целесообразно применять радиально-упорные шариковые подшипники с четырехточечным контактом или упорно-радиальные роликовые сферические подшипники.

При наличии несоосности вала и корпуса применяют самоустанавливающиеся двухрядные сферические шариковые и роликовые подшипники или упорно-радиальные сферические подшипники.

#### 6.1.2 Краткая характеристика основных типов подшипников качения.

Подшипники шариковые радиальные однорядные предназначены для восприятия радиальных нагрузок, но могут воспринимать незначительные осевые нагрузки в двух направлениях.

Перекося колец подшипника может вызвать местную перегрузку шариков, а также увеличить шум и вибрацию. Поэтому следует стремиться, чтобы величина перекося была сведена к минимуму (от 6' до 10').

Подшипники могут выпускаться заполненными смазкой с двумя защитными металлическими шайбами, образующими с бортиком внутреннего кольца уплотнение лабиринтного типа; или с двумя уплотнительными резино-металлическими шайбами, которые контактируют с внутренним кольцом, препятствуя попаданию инородных частиц в подшипник.

Подшипники шариковые радиально-упорные и роликовые радиально-упорные (конические) воспринимают радиальную и осевую нагрузки. При этом они способны воспринимать осевую нагрузку только в одном направлении, поэтому для фиксации вала в обе стороны их, как правило, устанавливают по два на вал или в опору. Беговые дорожки в обоих кольцах этого подшипника вы-

полнены так, что образуется угол контакта, который имеет разные значения в зависимости от конструкции. Чем больше угол контакта, тем больше возможная осевая нагрузка на подшипник. Радиально-упорные подшипники чувствительны к перекосу (предельная величина перекоса  $3' \dots 3'30''$ ). За счет разъемного внутреннего кольца в подшипники помещается большее количество шариков, в связи с чем они имеют высокую грузоподъемность и занимают мало места при малых габаритах.

Роликовые радиально-сферические подшипники воспринимают, главным образом, радиальную, но могут воспринимать и небольшую осевую нагрузку. Подшипники фиксируют вал в осевом направлении в обе стороны в пределах имеющихся осевых зазоров. Они могут работать при угле перекоса оси внутреннего кольца до  $2'$  относительно оси наружного, образующегося в результате прогиба вала под действием нагрузки или вследствие технологических неточностей обработки и сборки узла. При установке в опоре комплекта из двух подшипников свойство самоустанавливания теряется.

Роликовые игольчатые подшипники обладают высокой грузоподъемностью при значительно меньшем «живом» сечении подшипника сравнительно с другими подшипниками. Изготавливаются игольчатые роликоподшипники с двумя точеными кольцами и сепаратором; с одним наружным кольцом; комплект сепаратора и игольчатых роликов без колец; с полным заполнением двухколенные и одноколенные; в том числе глухие с одной стороны; для линейного перемещения; упорные и другие. Игольчатые роликоподшипники чувствительны к перекосу осей, угол перекоса не должен превышать более одной угловой минуты.

Шариковые упорно-радиальные многорядные подшипники воспринимают большие осевые нагрузки.

### 6.1.3 Система условных обозначений подшипников качения.

Основное условное обозначение подшипников состоит из семи знаков (при нулевых значениях соответствующих знаков оно сокращается до двух знаков). Дополнительные обозначения, расположенные слева от основного обозначения, отделяются знаком тире, дополнительные обозначения справа начинаются с прописной буквы. Порядковый номер знака в основном и дополнительном обозначении подшипника определяют цифрой справа налево по следующей схеме (рисунок 6.1).

6.1.3.1 Дополнительное обозначение перед основным обозначением подшипника.

6 – первая цифра слева от обозначения подшипника, отделенная знаком тире, обозначает класс точности подшипника. Например, 6-206 обозначает подшипник 206 класса точности 6. Установлены следующие классы точности подшипников в порядке повышения точности: 0, 6х, 6, 5, 4, 2, Т.

76 – вторая цифра справа налево в приставке, отделенной знаком тире перед цифрой класса точности, обозначает группу (ряд) радиального зазора. Например, 76-206 обозначает подшипник 206 класса точности 6 имеет 7 группу зазора, т. е.  $0,013 \dots 0,028$  мм.

1M76 – цифра с буквой М перед цифрой группы радиального зазора обо-

значает ряд момента трения. Например, 576-206 с регламентированным моментом трения по первому ряду обозначается 1М 76-206.

V1M76 – в случае отнесения подшипников в категорию (А, В, С), регламентирующей нормы вибрации, отклонения от круглости и т. д. перед обозначением проставляется литера А, В или С, например, V1M 76-206.

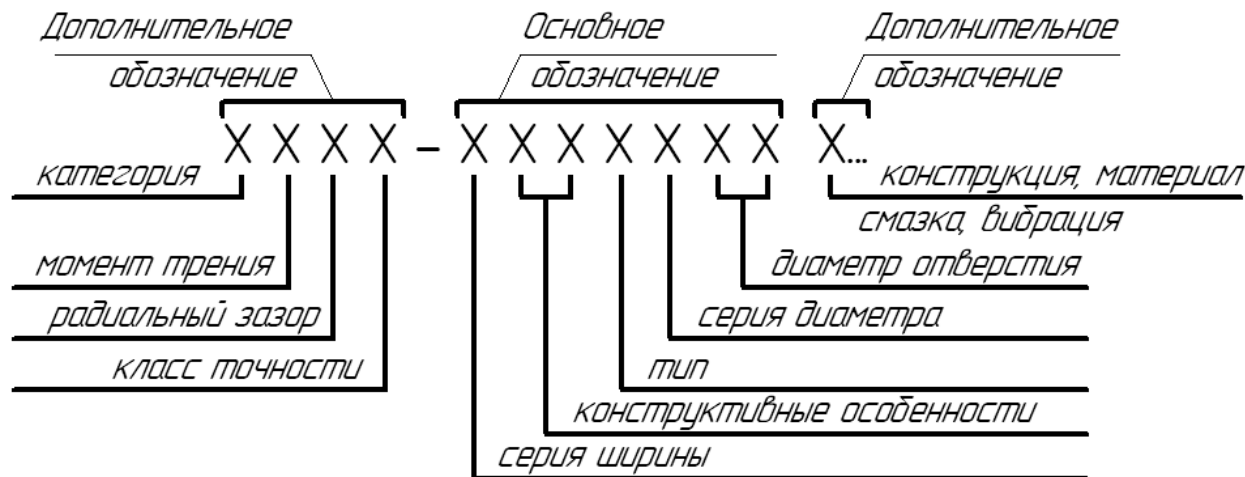


Рисунок 6.1 – Структура условного обозначения подшипников качения

### 6.1.3.2 Основные обозначения подшипников.

Первые два знака справа обозначают диаметр отверстия подшипника. Диаметры отверстия, кратные 5, обозначают частным от деления этого диаметра на 5 (кроме диаметров подшипников до 10 мм, а также диаметров 22, 28, 32, 500 мм и более).

Третий знак означает серию диаметра подшипника, четвертый – тип подшипника, пятый и шестой – конструктивные особенности подшипника, а седьмой – серию ширины подшипника.

Типы подшипников обозначаются (четвертый знак):

- 0 – шариковый радиальный;
- 1 – шариковый радиальный сферический;
- 2 – роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами;
- 3 – роликовый радиальный сферический;
- 4 – роликовый игольчатый или с длинными цилиндрическими роликами;
- 5 – радиальный роликовый с витыми роликами;
- 6 – радиально-упорный шариковый;
- 7 – роликовый конический;
- 8 – упорный или упорно-радиальный шариковый;
- 9 – упорный или упорно-радиальный роликовый.

Конструктивные особенности для некоторых типов подшипников обозначаются следующим образом.

*Шариковые радиальные подшипники:*

- 50000 – стопорная канавка на наружном кольце, например, 50206;
- 60000 – одна защитная стальная шайба, например, 60206;

150000 – стопорная канавка на наружном кольце и одна защитная стальная шайба, например, 150206;

80000 – две защитные стальные шайбы, например, 80206;

160000 – одно резино-металлическое уплотнение контактного типа, например, 16030УС9.

*Шариковые радиально-упорные подшипники:*

46000 – с углом контакта 26°, например, 46312; 66000 – с углом контакта 36°, например, 66312;

176000 – с разъемным внутренним кольцом с четырехточечным контактом, например, 176222 Л;

256000 – двухрядные с двухсторонним уплотнением, например, 256907ЕС17.

*Роликовые радиальные сферические подшипники:*

03000 – двухрядные с одним средним и двумя крайними бортиками на внутреннем кольце, например, 3528Н;

13000 – двухрядные с одним средним и двумя крайними бортиками на внутреннем кольце с закрепленной втулкой, гайкой и шайбой, например, 13525Н;

23000 – однорядные, например, 23217Л;

53000 – двухрядные с безбортовым внутренним кольцом и симметричными роликами, например, 53618 Н;

73000 – двухрядный с бортиками на внутреннем кольце и со стяжной втулкой, например, 73638.

*Роликовые радиальные игольчатые подшипники:*

24000 – без внутреннего кольца и сепаратора, например, 4024903;

74000 – с наружным и внутренним кольцами и с сепаратором, например, 4074106;

244000 – с наружным и внутренним кольцами и с сепаратором, например, 6244704;

254000 – без внутреннего кольца и с сепаратором, например, 254703.

6.1.3.3 Дополнительное обозначение после основного обозначения подшипника:

А – подшипник повышенной грузоподъемности;

Г – сепаратор выполнен из черных металлов (Г, Г1, Г2, ...);

Д – сепаратор выполнен из алюминиевого сплава (Д, Д1, Д2, ...);

Е – сепаратор выполнен из пластичного материала (Е, Е1, Е2);

К – конструктивные изменения (К, К1, К2, ...);

Л – сепаратор выполнен из латуни. Литера Л чаще не проставляется;

Н – кольцевая проточка с отверстиями для смазки на наружном кольце роликового радиального сферического двухрядного подшипника;

С1 – обозначение видов смазочных материалов подшипников закрытого типа (С1, С2, С3, ...);

Т – подшипники для работы при повышенных температурах (Т, Т1, Т2);

У – специальные требования по параметрам: шероховатости, точности вращения и т. д. (У, У1, У2, ...);

Ш – ограничения величины уровня вибрации (Ш, Ш1, Ш2, ...).

## **6.2 Порядок выполнения работы**

6.2.1 Изучить структуру условного обозначения подшипников.

6.2.2 На подшипниках, выданных преподавателем, найти условное обозначение и по нему определить тип подшипника.

6.2.3 Начертить эскизы подшипников (рисунок 6.2).

6.2.4 Измерить и поставить размеры подшипников (диаметр внутреннего и наружного колец, ширину подшипника).

6.2.5 Расшифровать условное обозначение подшипников.

## **6.3 Требования к отчету**

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

6.3.1 Цель работы.

6.3.2 Эскизы подшипников.

6.3.3 Условное обозначение подшипников с его расшифровкой.

## **Контрольные вопросы**

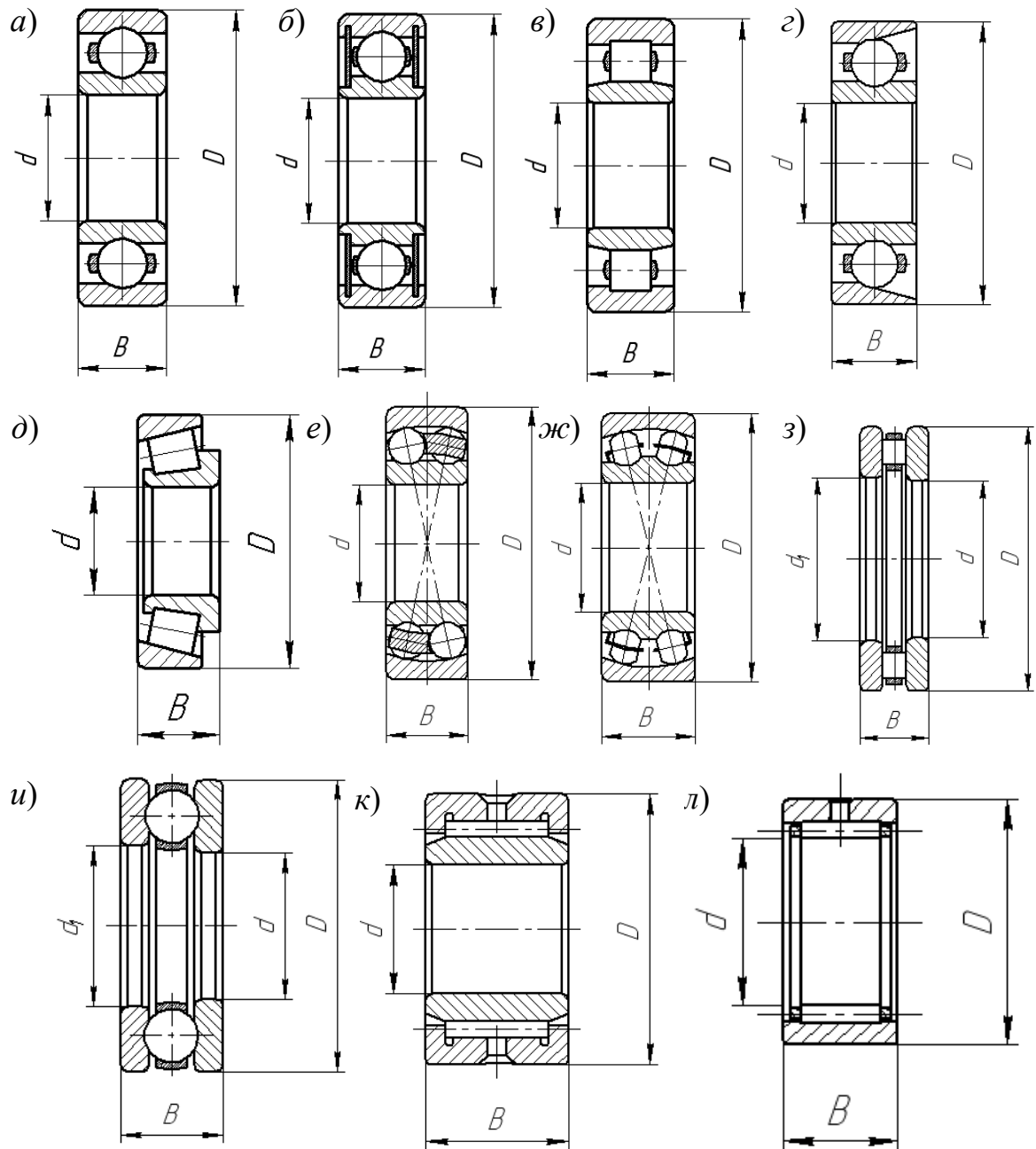
1 Из каких элементов состоит подшипник качения?

2 На какие типы делятся подшипники качения в зависимости от направления воспринимаемой нагрузки и формы тел качения?

3 Как расшифровывается основное условное обозначение?

4 Что записывается в дополнительное условное обозначение, находящееся справа от основного?

5 Когда применяют самоустанавливающиеся подшипники?



*a* – подшипник шариковый радиальный однорядный ГОСТ 8338–75 (пример обозначения – 204); *б* – подшипник шариковый радиальный с двумя защитными шайбами ГОСТ 7242–81 (пример обозначения – 80204); *в* – подшипник роликовый радиальный без бортов на внутреннем кольце ГОСТ 8328–75 (пример обозначения – 32204); *г* – подшипник шариковый радиально-упорный однорядный ГОСТ 831–75 (пример обозначения – 6204); *д* – подшипник роликовый радиально-упорный ГОСТ 27365–87 (пример обозначения – 7204 А); *е* – подшипник шариковый радиальный сферический ГОСТ 28428–90 (пример обозначения – 1204), *ж* – подшипник роликовый радиальный сферический ГОСТ 24696–81 (пример обозначения – 53505); *з* – подшипник роликовый упорный ГОСТ 23526–79 (пример обозначения – 9105); *и* – подшипник шариковый упорный ГОСТ 7872–89 (пример обозначения – 8204Н); *к* – подшипник игольчатый ГОСТ 4657–82 (пример обозначения – 4074104); *л* – подшипник игольчатый без внутреннего кольца ГОСТ 4657–82 (пример обозначения – 4254902)

Рисунок 6.2 – Эскизы подшипников качения

## 7 Лабораторная работа № 7. Исследование упругих свойств муфты

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

### 7.1 Теоретические сведения

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

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

В современном машиностроении применяют большое количество муфт, различающихся по принципу действия и управления, назначению и конструкции.

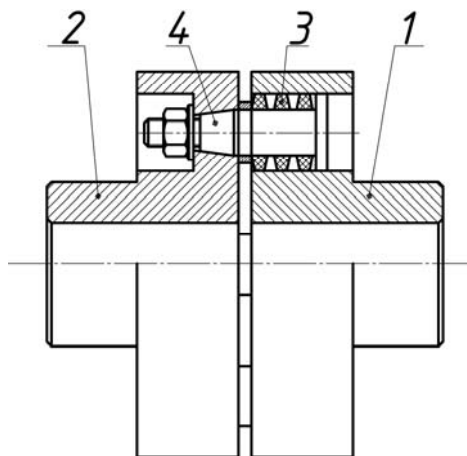
Муфты классифицируются по возможности управления: неуправляемые (постоянно действующие); управляемые; самоуправляемые.

Неуправляемые муфты делятся на глухие, упруго-компенсирующие, жёстко-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 способность к упругой деформации – главная особенность 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 7.1).



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

Рисунок 7.1 – Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП)

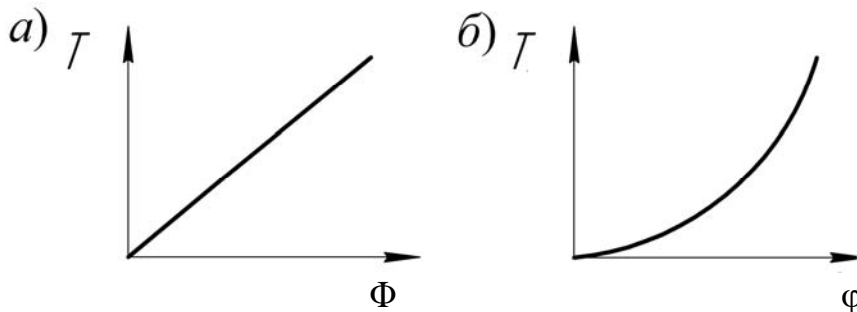
Конструкция и принцип работы муфты ясны из рисунка. В качестве упругого звена здесь применяются резиновые втулки – сплошные и составные из колец трапецеидального сечения.

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  $\varphi$ . В простейшем случае связь между  $T$  и  $\varphi$  линейная:

$$T = C \cdot \varphi. \quad (7.1)$$

График зависимости  $T(\varphi)$  называется характеристикой муфты, а коэффициент  $C$  – жесткостью муфты.

Муфты могут быть постоянной жесткости и переменной (рисунок 7.2).



$a$  – постоянной жёсткости;  $b$  – переменной жёсткости

Рисунок 7.2 – Характеристика упругих муфт

Способность муфты необратимо поглощать энергию при деформировании упругого элемента называется *демпфирующей способностью*. Она характеризуется *коэффициентом демпфирования*  $\psi$ . Он представляет собой отношение энергии, потерянной за один цикл колебаний муфты, к полной энергии, затраченной на её деформацию за этот же период (рисунок 7.3).

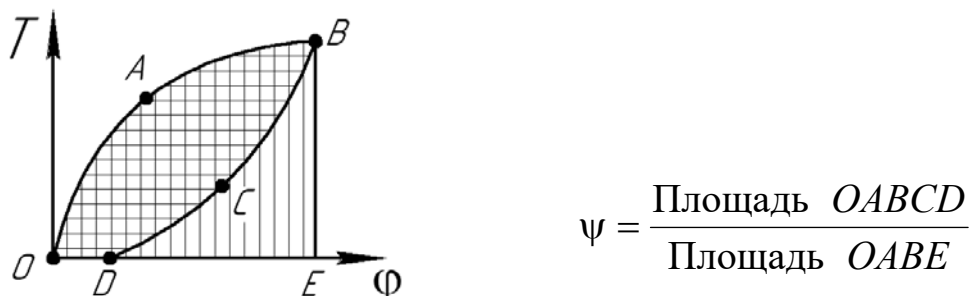


Рисунок 7.3 – Характеристика упругодемпфирующей муфты

Потерянная энергия необратимо поглощается муфтой и в конечном счете переходит в тепло.

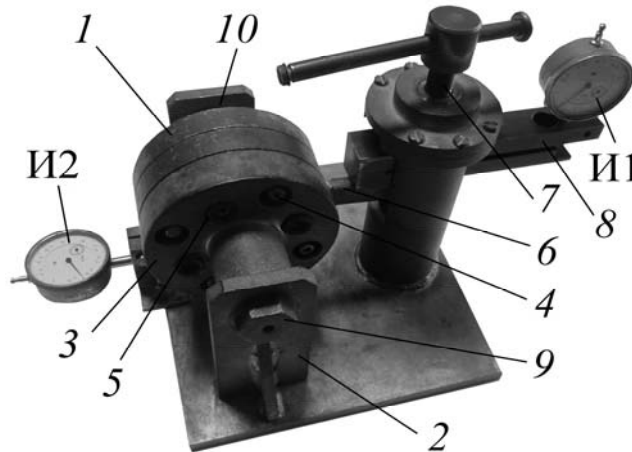
Петля  $OABCD$  (см. рисунок 7.3) называется петлей гистерезиса.



Следовательно, по виду характеристической кривой упругие муфты можно разделить на линейные и нелинейные, с демпфированием и без демпфирования.

## 7.2 Порядок выполнения работы

Определение упругих свойств муфты проводится на установке для испытания муфты (рисунок 7.4).



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

Рисунок 7.4 – Установка для испытания муфты

Установка для испытания муфты состоит из неподвижной полумуфты 1, приваренной к стойке станда 2, и подвижной полумуфты 3, к которой крепятся восемь пальцев 4, расположенных 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 нагрузчителя 6, на который давит винт 7 через динамометр 8.

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

Работа выполняется в следующей последовательности:

- подготовить шаблон таблицы 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, заворачивая 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 нагружения 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  $P$  и момента  $T$  нагружения для соответствующих экспериментальных точек по формулам

$$P = S1 \cdot 70; \quad (7.2)$$

$$T = 0,125 \cdot P, \quad (7.3)$$

где  $S1$  – показания индикатора И1 в делениях;

– подсчитать показания  $S2$  индикатора И2 в миллиметрах и углы закручивания  $\varphi$  при нагружении и разгрузке для выбранных экспериментальных точек.

Показания  $S2$  индикатора И2 в миллиметрах и угол закручивания  $\varphi$  определяются по формулам

$$S2_{MM} = S2_{дел} \cdot k; \quad (7.4)$$

$$\varphi = \frac{S2_{MM}}{R} \cdot \frac{180}{\pi}, \quad (7.5)$$

где  $S2$  – 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 7.3).

Таблица 7.1 – Результаты испытания муфты упругой втулочно-пальцевой

Номер замера	Показание индикатора И1, $S1$	Нагрузка		Нагружение муфты			Разгрузка муфты		
		$P$ , Н	$T$ , Н·м	Показание индикатора И2		Угол закручивания $\varphi$ , град	Показание индикатора И2		Угол закручивания $\varphi$ , град
				$S2$ , дел.	$S2$ , мм		$S2$ , дел.	$S2$ , мм	
1									
...									
11									

### 7.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

7.3.1 Цель работы.

7.3.2 Таблицу с результатами экспериментов (таблица 7.1).

7.3.3 График-характеристику муфты (см. рисунок 7.3).

7.3.4 Определение коэффициента демпфирования (см. рисунок 7.3).

### ***Контрольные вопросы***

- 1 Что такое упругая муфта?
- 2 Как устроена упругая муфта?
- 3 Что такое характеристика муфты?
- 4 Что такое жесткость муфты?
- 5 Что такое демпфирующая способность муфты?
- 6 Как рассчитывают коэффициент демпфирования?
- 7 Что такое петля гистерезиса?

## **8 Лабораторная работа № 8. Исследование шариковой предохранительной муфты**

**Цель работы:** изучение конструкции и принципа работы шариковой предохранительной муфты.

### ***8.1 Теоретические сведения***

Предохранительные муфты служат для защиты элементов машин от воздействия перегрузок, они разъединяют валы при возрастании крутящего момента выше допустимого значения. Наличие предохранительной муфты в кинематической цепи позволяет более строго определить расчетные параметры при проектировании машин, что приводит к снижению запасов прочности и веса машин.

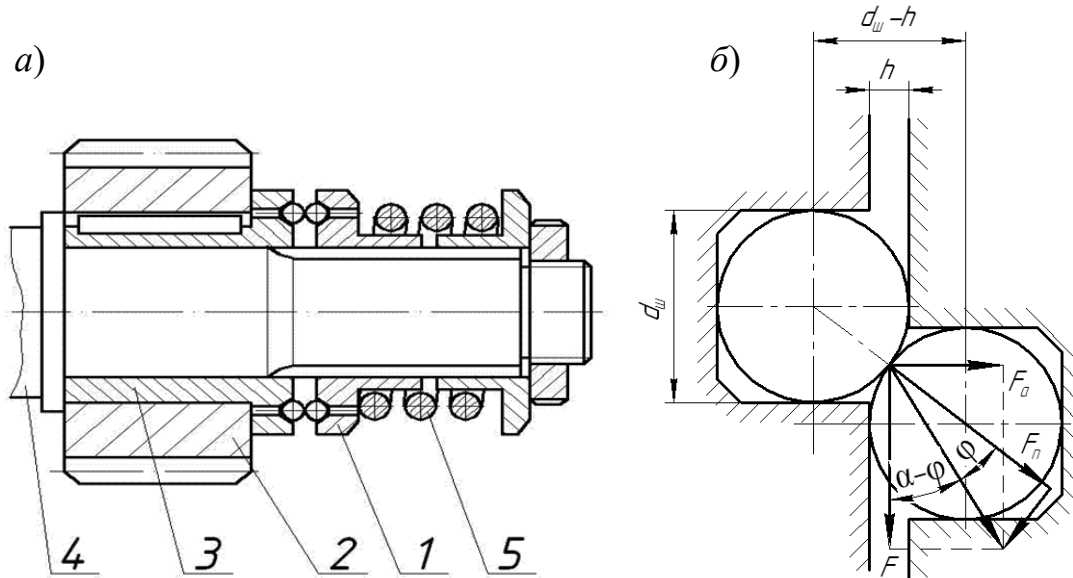
Одной из разновидностей предохранительных муфт являются шариковые. Выполняются они главным образом в виде конструкций, представляющих собой сочетание деталей привода, с элементами, несущими шариковые предохранительные устройства.

На рисунке 8.1, *a* показана муфта в момент «срабатывания» (разъединения валов). Рабочими поверхностями в ней являются поверхности шариков. Шарики вставлены в гнезда ведущей 1 и ведомой 2 полумуфт и выступают на определенную высоту. Деталь привода (зубчатое колесо) 3 закреплена на ступице полумуфты 2, свободно сидящей на валу 4. Полумуфта 1 связана со шлицевым участком вала. При вращении полумуфты 1 шарики увлекают полумуфту 2 и приводят в движение зубчатое колесо. Возникающая на шариках осевая сила уравнивается силой сжатия пружины 5. При перегрузке равновесие нарушается, пружина под действием возросших осевых сил сжимается, вследствие чего шарики ведущей полумуфты начинают проскальзывать по поверхностям шариков ведомой полумуфты – муфта «срабатывает».

В муфтах применяют от 2 до 16 шариков. При небольших количествах шариков (до шести) используют центральные пружины. Если число шариков превышает 6, предпочтительны индивидуальные пружины (у каждого шарика). Применение индивидуальных пружин более целесообразно, т. к. они уменьша-

ют осевые габариты муфты.

В практике чаще встречаются комбинированные шариковые муфты, у которых одна полумуфта имеет шарики, находящиеся в контакте с радиально расположенными призматическими пазами, коническими или тороидальными отверстиями, выполненными на другой полумуфте.



*a* – конструкция; *б* – схема сил при контакте шариков

Рисунок 8.1 – Шариковая предохранительная муфта

Процесс выключения муфт протекает различно в зависимости от вида сопряжения поверхностей. Условие равновесия при «срабатывании» чисто шариковых муфт, т. е. таких, у которых рабочими поверхностями контакта являются только поверхности шариков (рисунок 8.1, *б*), определяется уравнением

$$T_{cp} = \frac{F \cdot D}{2000} = \frac{0,0005 \cdot F_a \cdot D}{\operatorname{tg}(\alpha - \varphi) - \frac{D}{d} \cdot f}, \quad (8.1)$$

где  $T_{cp}$  – расчетный момент «срабатывания» муфты, Н·м;

$F$  – окружная сила, действующая на шарики, Н;

$F_a$  – сила сжатия пружины, Н;

$\alpha$  – угол наклона касательной в точке соприкосновения шариков к оси муфты, рад;

$\varphi$  – угол трения между шариками, рад;

$D$  – диаметр окружности, на которой расположены центры шариков, мм;

$d$  – диаметр вала, направляющего подвижную полумуфту, мм;

$f$  – коэффициент трения между подвижной полумуфтой и направляющим валом.

Угол  $\alpha$  определяется по формуле

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{d_{ш} - h}{d_{ш}}\right), \quad (8.2)$$

где  $d_{ш}$  – диаметр шарика, мм;

$h$  – расстояние, на которое выступает шарик из полумуфты, мм.

Угол трения между шариками

$$\varphi = \arctg(f_{ш}), \quad (8.3)$$

где  $f_{ш}$  – коэффициент трения между шариками.

Из анализа уравнения (8.1) следует, что величина момента  $T_{ср}$  зависит главным образом от взаимного расположения шариков. При перегрузке, когда подвижная часть муфты начинает перемещаться, изменяется сила  $F_a$  и расстояние между центрами сопряженных шариков вдоль оси муфты, а следовательно, и угол  $\alpha$ . Вследствие этого по мере «срабатывания» муфты момент  $T_{ср}$ , который в состоянии муфта передать, резко уменьшается. Поэтому шариковые муфты не требуют дополнительной нагрузки для полного выключения: стоит шарикам сдвинуться с места, как изменившееся соотношение между действующими силами приводит к прогрессивному протеканию процесса выключения. Передаваемая окружная сила  $F$  является наибольшей в начале выключения, т. е. перед скольжением шариков.

Преимущества шариковых предохранительных муфт перед кулачковыми следующие: они более спокойные в работе, просты в конструкции, допускают более грубое изготовление и монтаж.

Основной недостаток шариковых муфт перед другими: низкая долговечность при передаче больших крутящих моментов вследствие быстрого износа шариков и отверстий (пазов) в местах их соприкосновения. Поэтому они применяются при небольших крутящих моментах (до 400 Н·м), маховых массах соединяемых частей и частотах вращения (до 1600 мин<sup>-1</sup>).

## 8.2 Порядок выполнения работы

Лабораторная работа выполняется на испытательном стенде ДМ40, который состоит из электродвигателя и редуктора, на выходном (тихоходном) валу которого закрепляется исследуемая муфта – ее ведущая часть. Вал, соединенный с ведомой частью муфты, установлен на подшипниках внутри тихоходного вала редуктора. На другом конце вала закреплен барабан тормоза. Прижимая с помощью маховика тормозные колодки к барабану, создают момент трения, который и преодолевается муфтой.

Рычаг тормоза вместе с тормозными колодками свободно поворачивается на подшипниках вокруг оси вала (балансирный тормоз). При прижатии колодок тормоза к барабану последний увлекает их совместно с рычагом тормоза сила-

ми трения, но от проворачивания они удерживаются динамометрической (индикаторной) пружиной, степень деформации которой пропорциональна величине момента на тормозе. Деформация фиксируется индикатором, по показаниям которого определяют тормозной момент по зависимости

$$T = \mu \cdot m, \quad (8.4)$$

где  $\mu$  – тарировочный коэффициент индикатора, полученный нагружением тормоза моментами при помощи рычага и грузов,  $\mu = 0,157$  Н·мм/дел.;

$m$  – число делений индикатора.

Работу следует выполнять в следующей последовательности.

8.2.1 Разобрать шариковую предохранительную муфту, отвернув сжимающие пружину контргайку и гайку. Ознакомиться с конструкцией и назначением всех деталей.

8.2.2 Измерить диаметр шарика  $d_{ш}$  и диаметр вала  $d$ , направляющего подвижную полумуфту. Определить по формуле (8.1) расчетные моменты «срабатывания»  $T_{сп1}$ ,  $T_{сп2}$  и  $T_{сп3}$  при  $F_{a1} = 150$  Н,  $F_{a2} = 250$  Н,  $F_{a3} = 350$  Н, приняв  $D = 60$  мм,  $h = 2,5$  мм,  $f_{ш} = 0,1$ ,  $f = 0,2$ . Записать в таблицу 8.1 измеренные размеры и рассчитанные моменты срабатывания.

Таблица 8.1 – Характеристика муфты

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Диаметр шарика, мм	$d_{ш}$	
Диаметр вала, направляющего подвижную муфту, мм	$D$	
Расчетные моменты «срабатывания» муфты, Н·м	$T_{сп1}$	
	$T_{сп2}$	
	$T_{сп3}$	

8.2.3 Отпустить колодки тормоза, включить электродвигатель и, плавно зажимая тормоз, заметить и записать в таблицу 8.2 максимальное (предельное) показание  $m$  стрелки индикатора в момент «срабатывания» муфты. Повторить опыт пять раз.

Таблица 8.2 – Результаты испытаний муфты

Номер опыта	$F_{a1} = 150$ Н		$F_{a2} = 250$ Н		$F_{a3} = 350$ Н	
	$m$ , дел.	$T_{np}$ , Н·м	$m$ , дел.	$T_{np}$ , Н·м	$m$ , дел.	$T_{np}$ , Н·м
1						
...						
5						
$T_{np}$						

8.2.4 Исходя из показаний индикатора, определить по формуле (8.3) значения предельных моментов  $T_{np}$ , результаты занести в таблицу 8.2 отчета.

8.2.5 Определить коэффициент точности «срабатывания» муфты:

$$K_T = \frac{T_{np \min}}{T_{np \max}}, \quad (8.5)$$

где  $T_{np \min}$ ,  $T_{np \max}$  – минимальное и максимальное значения предельного момента по данным пяти опытов.

Величину коэффициента  $K_T$  записать в таблицу 8.3 отчета.

Таблица 8.3 – Коэффициенты, характеризующие работу муфты

Расчетный коэффициент	Сила сжатия пружины		
	$F_{a1} = 150 \text{ Н}$	$F_{a2} = 250 \text{ Н}$	$F_{a3} = 350 \text{ Н}$
Коэффициент точности «срабатывания» муфты $K_T$			
Коэффициент «срабатывания» муфты $K$			

8.2.6 Вычислить и занести в таблицу 8.3 отчета значение коэффициента «срабатывания» муфты:

$$K_T = \frac{T_{np}}{T_{cp}}, \quad (8.6)$$

где  $T_{np}$  – среднее (за пять опытов) значение предельного момента;

$T_{cp}$  – расчетный момент «срабатывания» муфты.

По данным ГОСТ 15621–77 *Муфты предохранительные шариковые общего назначения* должно выполняться условие  $K < 1,2$ .

8.2.7 Затянуть пружину до усилия  $F_a = 250 \text{ Н}$ , а затем – до усилия  $F_a = 350 \text{ Н}$  и повторить испытания и расчеты согласно пп. 8.2.3–8.2.7.

### 8.3 Требования к отчету

Отчет по лабораторной работе должен содержать следующее.

8.3.1 Таблицы 8.1–8.3 с результатами измерений и расчетов.

8.3.2 Вывод о соответствии испытываемой муфты ГОСТ 15621–77.

#### Контрольные вопросы

- 1 Для чего применяют в приводах предохранительные муфты?
- 2 Какие основные элементы конструкции шариковой муфты Вы знаете?
- 3 Изложите принцип работы шариковой муфты.

4 Изложите основные геометрические параметры муфты, влияющие на момент «срабатывания».

5 Комбинированные шариковые муфты, их преимущества и недостатки перед чисто шариковыми.

6 Как отрегулировать муфту на предельный момент  $T_{np} = 15 \text{ Н}\cdot\text{м}$ ?

7 Что определяет коэффициент точности «срабатывания» муфты?

8 Что характеризует коэффициент «срабатывания» муфты?

## Список литературы

1 **Жуков, В. А.** Детали машин и основы конструирования. Основы расчета и проектирования соединений и передач: учебное пособие / В. А. Жуков. – 2-е изд. – Москва: ИНФРА-М, 2021. – 416 с.

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

3 **Скойбеда, А. Т.** Детали машин. Курсовое проектирование и атлас конструкций: учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда. – Минск: ИВЦ Минфина, 2020. – 384 с.