



Лабораторная работа № 4  
ИЗУЧЕНИЕ УСТРОЙСТВА  
КОНИЧЕСКО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА

# Прикладная механика

Раздел «Детали машин»

Лабораторный практикум

УДК 657.22  
ББК 65.052

Рассмотрено и рекомендовано к изданию на заседании кафедры прикладной механики  
Протокол № 5 от 24.11. 2011г.

Составители:

кандидат технических наук, доцент

Киркор М.А.

кандидат технических наук, доцент

Игнатов Б.И.

кандидат технических наук, доцент

Пахадня В.П.

кандидат технических наук, доцент

Харкевич В.Г.

Рецензент

кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой МАПП УО «МГУП»

Кирик И.М.

Лабораторный практикум подготовлен в соответствии с программой курсов «Прикладная механика» для студентов технологических специальностей и «Детали машин» для специальностей 1 – 36 09 01 Машины и аппараты пищевых производств и 1 – 36 20 01 – Низкотемпературная техника

УДК 657.22

ББК 65.052

© Учреждение образования  
«Могилевский государственный  
университет продовольствия», 2012

## Лабораторная работа № 4

### Изучение устройства коническо-цилиндрического редуктора

Целью выполнения лабораторной работы является изучение конструкции зубчатого двухступенчатого редуктора, его устройства, особенностей эксплуатации (смазку, регулировки и т.д.), а также определение основных геометрических параметров зубчатых зацеплений редуктора.

#### Общие сведения

Редукторами называют механизмы, предназначенные для снижения угловой скорости и увеличения крутящего момента. Зубчатые редукторы состоят из одной или нескольких зубчатых передач, установленных в едином закрытом корпусе. Установка в едином корпусе обеспечивает высокую точность сборки, благоприятные условия смазки, защиту от попадания пыли, меньший износ, высокий КПД.

Редукторы с одной, двумя, тремя передачами называются соответственно одно-, двух-, трехступенчатыми. Редукторы только с цилиндрическими или только с коническими передачами называют соответственно цилиндрическими или коническими.

Редукторы, состоящие из конических и цилиндрических передач, называют коническо-цилиндрическими. Соответственно этой классификации (рисунок 4.1) приведены схемы основных типов редукторов.

Основными кинематическими параметрами редукторов являются передаточные отношения. Для одноступенчатого редуктора:

$$u_p = \frac{\omega_B}{\omega_T}, \quad (1)$$

где  $u_p$  – передаточное отношение редуктора;

$\omega_B$  и  $\omega_T$  – угловые скорости соответственно быстроходного и тихоходного валов, рад/с.

Для многоступенчатых редукторов общее передаточное отношение равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней:

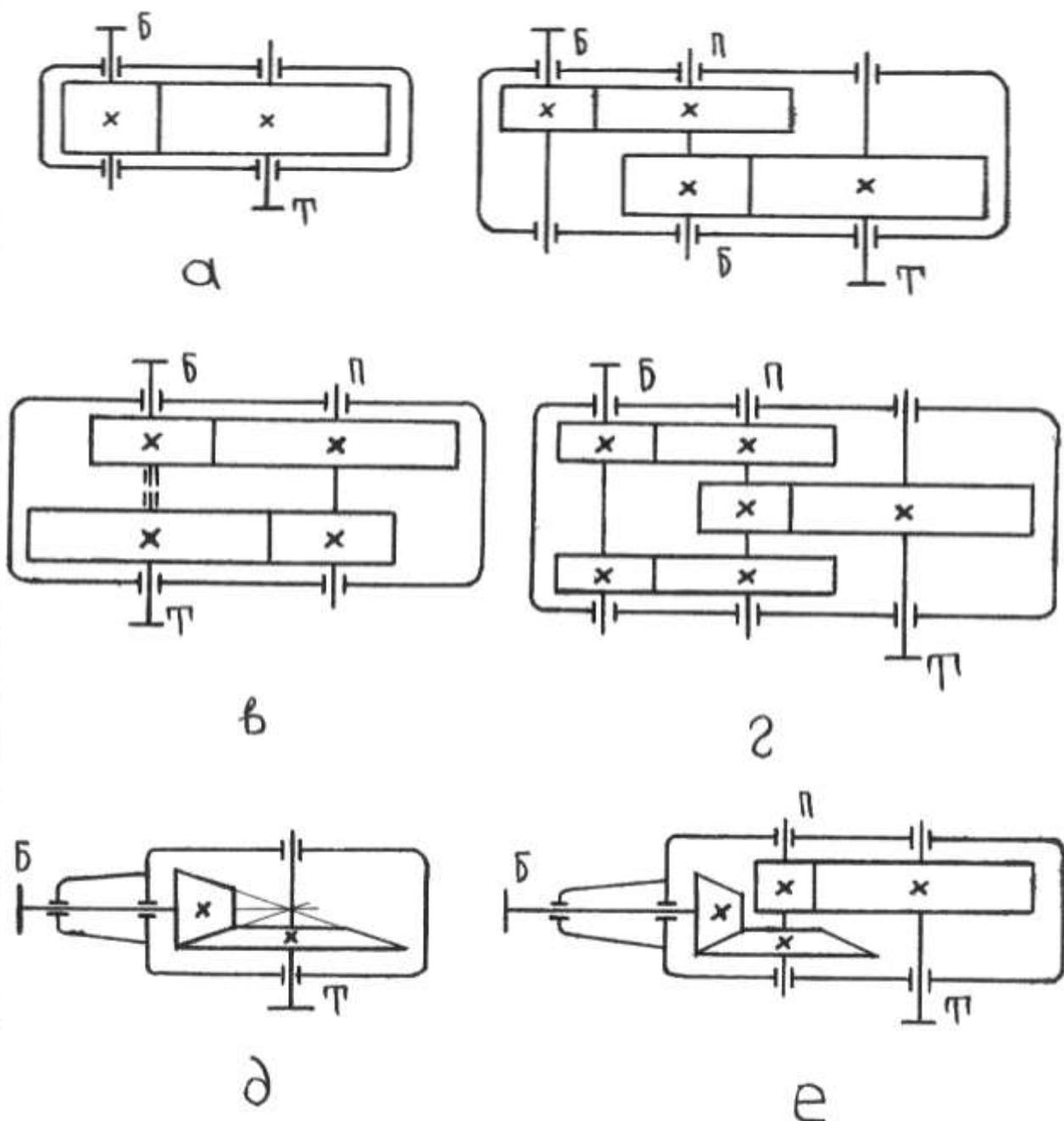
$$u_p = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \cdot \dots \cdot u_n \quad (2)$$

Из всего многообразия редукторов, применяемых в технике, наибольшее распространение получили двухступенчатые редукторы с  $u_p = 8 \dots 40$ . Общие габариты редуктора, а также удобство смазки, во многом зависят от разбивки общего передаточного отношения по ступеням. Передаточное отношение быстроходной ступени рекомендуется брать больше, чем тихоходной при одновременном увеличении коэффициента ширины колес  $\psi_{Ba}$  от быстроходной к тихоходной ступени.

Для цилиндрических редукторов рекомендуется:

$$u_1 = (1,2 \dots 1,25) \cdot \sqrt{u_p} \quad (3)$$

Для коническо-цилиндрических редукторов:  $u_1 \leq \sqrt{u_p}$ .



а – одноступенчатый цилиндрический редуктор; б – двухступенчатый цилиндрический редуктор; в – двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор; г – двухступенчатый цилиндрический редуктор с разветвленной (раздвоенной) быстроходной ступенью; д - одноступенчатый конический редуктор; е – двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор;  
 Б - входной (ведущий, быстроходный) вал; П – промежуточный вал; Т – выходной (ведомый, тихоходный) вал редуктора

Рисунок 4.1 – Основные типы редукторов

Коническо-цилиндрические редукторы применяют при необходимости передачи движения под углом. Преимущественное распространение получили конические передачи с углом  $90^{\circ}$  (рисунок 4.2). Конические передачи чувствительны к несовпадению начальных конусов. Для повышения жесткости опор обычно применяют конические роликоподшипники. При сборке

конической передачи регулируют вначале подшипники, а затем зацепление. При регулировке зацепления валы шестерни и колеса перемещают в осевом направлении. Осевое перемещение вала шестерни производится путем подбора металлических прокладок между корпусом редуктора и фланцем стакана. Для перемещения вала колеса редуктора прокладки под крышками подшипников переставляют с одной стороны корпус на другую.

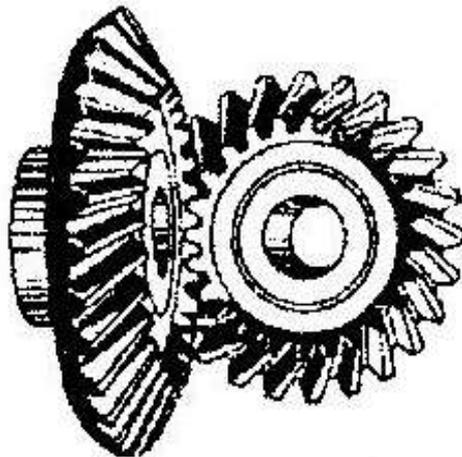


Рисунок 4.2 – Коническая косозубая передача

### **Смазка**

Для редукторов общего назначения, как правило, применяют непрерывную смазку жидким маслом. Способ смазки: картерный (окунанием) или струйный (поливанием) выбирают с учетом величины окружной скорости. Наибольшее распространение получает картерная смазка. При картерной смазке достаточно, чтобы в смазку погружалось большее из двух зубчатых колес пары. Глубина погружения цилиндрических колес принимается в пределах двух высот зубьев, но не менее 10 мм. При ограниченных окружных скоростях допускается погружение колес на глубину до 100 мм. Колеса конических передач необходимо погружать в смазку на всю длину зуба.

Для смазки подшипников качения применяют жидкие масла и пластические смазки. Жидкие масла предпочтительны, поскольку оказывают меньшее сопротивление вращению, легко заменяются без разборки узла. Если зубчатые колеса и подшипники смазывают из общей масляной ванны, отдается предпочтение маслу, применяемому в сопряженных узлах. Недостаток жидких смазок связан с потребностью в сложных конструкциях уплотнений.

Опоры с пластичными смазками проще в эксплуатации, чем с жидкими, т.к. долгое время работают без замены и не требуют частого контроля. При отдельной смазке зацепления и подшипника полость картера отделяется от полости подшипника защитными шайбами или маслосбрасывающими кольцами.

### **Достоинства и недостатки**

*Основными достоинствами* зубчатых передач являются:

– высокая нагрузочная способность как конических, так и цилиндрических передач при их относительно небольших размерах;

- большая долговечность и высокая надежность;
- высокий коэффициент полезного действия (до 0,97...0,98 в одной ступени для цилиндрических и 0,95...0,97 для конических передач);
- постоянство передаточного отношения;
- возможность коррегирования колес с целью получения наиболее высоких характеристик передачи при минимальном весе (для эвольвентных конических и цилиндрических передач);
- возможность применения в широком диапазоне мощностей, скоростей и передаточных чисел;
- удобство применения конической передачи при необходимости компоновки валов привода машины под углом.

*Недостатками* конических и цилиндрических передач являются:

- повышенные требования к точности изготовления;
- сложность изготовления конических колес;
- шум при больших скоростях вращения;
- необходимость применения специальных станков и специального инструмента для изготовления конических колес;
- повышенные требования к точности монтажа конических передач;
- высокая жесткость, которая не позволяет компенсировать динамические нагрузки.

### **Потери и КПД**

При относительном движении зубьев происходит трение качения и скольжения и на их преодоление расходуется часть передаваемой мощности. Трение приводит к нагреву передачи, изнашиванию зубьев, снижению КПД.

Величина потерь в зубчатом зацеплении зависит от формы и числа зубьев и коэффициента трения в зацеплении. Основными являются потери из-за трения скольжения, зависящие от чистоты поверхности зубьев, свойств и количества смазки, скорости колес, величины передаваемой нагрузки. Эти факторы влияют на величину коэффициента трения  $f$ , который может изменяться в пределах от 0,05 до 0,10 для закрытых передач и достигать величины 0,7...0,8 для открытых передач.

Ориентировочные значения *КПД* передач 6...8 степени точности конической –  $\eta = 0,97...0,95$ , цилиндрической –  $\eta = 0,98...0,96$ .

### **Виды повреждений зубьев**

Типичными видами повреждений являются выкрашивание, истирание, заедание и пластические деформации рабочих поверхностей зубьев и их поломка. Все виды повреждений поверхности зубьев связаны с контактными напряжениями и трением.

### **Материалы**

Для изготовления зубчатых колес применяются сталь, чугун, сплавы на основе меди, пластмассы.

Основным материалом для изготовления зубчатых колес является сталь. Стальные зубчатые колеса в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев можно разделить на две основные группы:

- с твердостью  $HV < 350$  – нормализованные или улучшенные;
- с твердостью  $HV > 350$  – закаленные, цементированные, азотированные или цианированные.

Шестерни в зубчатых передачах имеют большую угловую скорость, чем зубчатые колеса, их зубья чаще входят в зацепление и поэтому материал шестерен должен иметь более высокие механические свойства. Твердость материала шестерен должна быть примерно в 1,2...1,4 раза больше твердости материала колес.

Зубчатые колеса и шестерни изготавливаются из улучшенных или нормализованных углеродистых и легированных сталей марок 35, 40, 45, 40X, 40XH, 30XMA и др.

Эти же марки сталей применяют для колес, подлежащих закалке. Для цементированных колес применяют малоуглеродистые стали марок 20, 25, 20X, 12XH3A, 18X2H2MA и др.

Чугун применяют для изготовления малонагруженных колес открытых передач. Чугунные колеса изготавливают из серого чугуна марок СЧ21-40, СЧ32-52, а также из высокопрочных чугунов всех стандартных марок.

Пластмассовые зубчатые колеса применяют в паре с металлическими для слабонагруженных бесшумных или самосмазывающихся передач. Для их изготовления применяют текстолиты, древесно-слоистые пластики, капролон и др.

### Геометрические параметры зубчатых передач

Основными параметрами косозубой цилиндрической (рисунок 4.3) зубчатой передачи являются:

делительное межосевое расстояние  $a$ , мм, которое определяется по формуле

$$a = \frac{(z_3 + z_4)m}{2 \cos \beta}, \quad (4)$$

где  $m$  – нормальный модуль зубьев, мм, который согласуется с таблицей Б1;

$z_3$  и  $z_4$  – числа зубьев соответственно шестерни и колеса;

$\beta$  – угол наклона линии зуба.

Передаточное отношение передачи:

$$u_2 = \frac{\omega_2}{\omega_3} = \frac{z_4}{z_3}. \quad (5)$$

Межосевое расстояние  $a_0$ , мм, у некорректированных зубчатых колес или скорректированных с  $x_1 = -x_2$

$$a = a_0. \quad (6)$$

Для передач, выполненных с коррекцией колес при  $x_1 \neq -x_2$ :

$$a_0 = a + m(x_1 + x_2), \quad (7)$$

где  $x_1$  и  $x_2$  – коэффициенты смещения для шестерни и колеса.

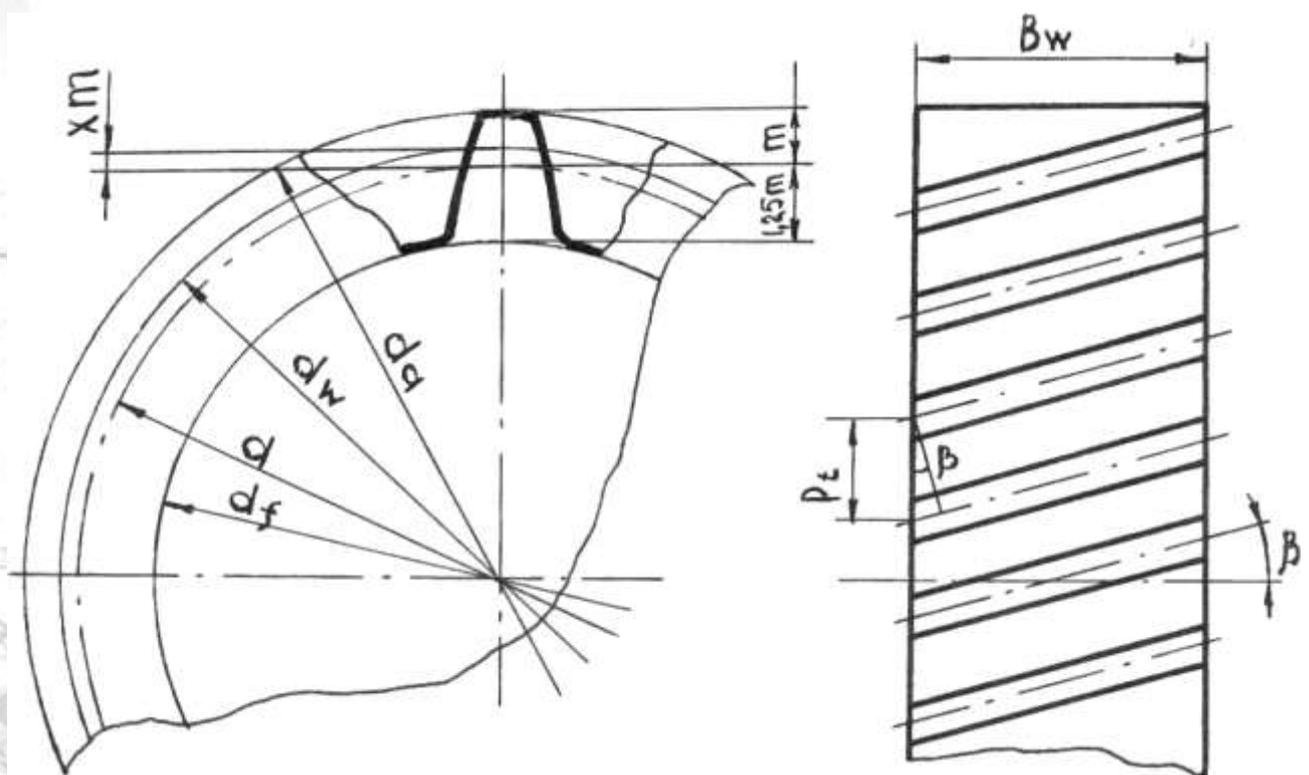


Рисунок 4.3 – Основные размеры косозубого цилиндрического колеса

Диаметр вершин зубьев  $d_a$ , мм

$$d_a = \frac{m}{\cos \beta} (z + 2 + 2x). \quad (8)$$

Откуда по известной величине диаметра зубьев:

$$x = 0,5 \left( \frac{d_a \cos \beta}{m} - Z - 2 \right). \quad (9)$$

Коэффициент ширины шестерни  $\psi_{Bd_3}$

$$\psi_{Bd_3} = \frac{B_{\omega_3}}{d_{\omega_3}}, \quad (10)$$

где  $B_{\omega_3}$  – ширина венца шестерни, мм;

$d_{\omega_3}$  – диаметр начальной окружности шестерни, мм, который определяется по выражению

$$d_{\omega_3} = \frac{2a_w}{u_2 + 1}. \quad (11)$$

Диаметр начальной окружности колеса  $d_{\omega_4}$ , мм

$$d_{\omega_4} = \frac{2a_w \cdot u_2}{u_2 + 2}. \quad (12)$$

Основными параметрами конической передачи являются (рисунок 4.4):

$Z_1$  и  $Z_2$  числа зубьев соответственно шестерни и колеса;

$m_e$  – внешний окружной модуль, мм, который согласуется с таблицей Б1;

$m$  – средний окружной модуль, мм;

$Z_c$  – суммарное число зубьев передачи, которое определяется по выражению

$$Z_c = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}. \quad (13)$$

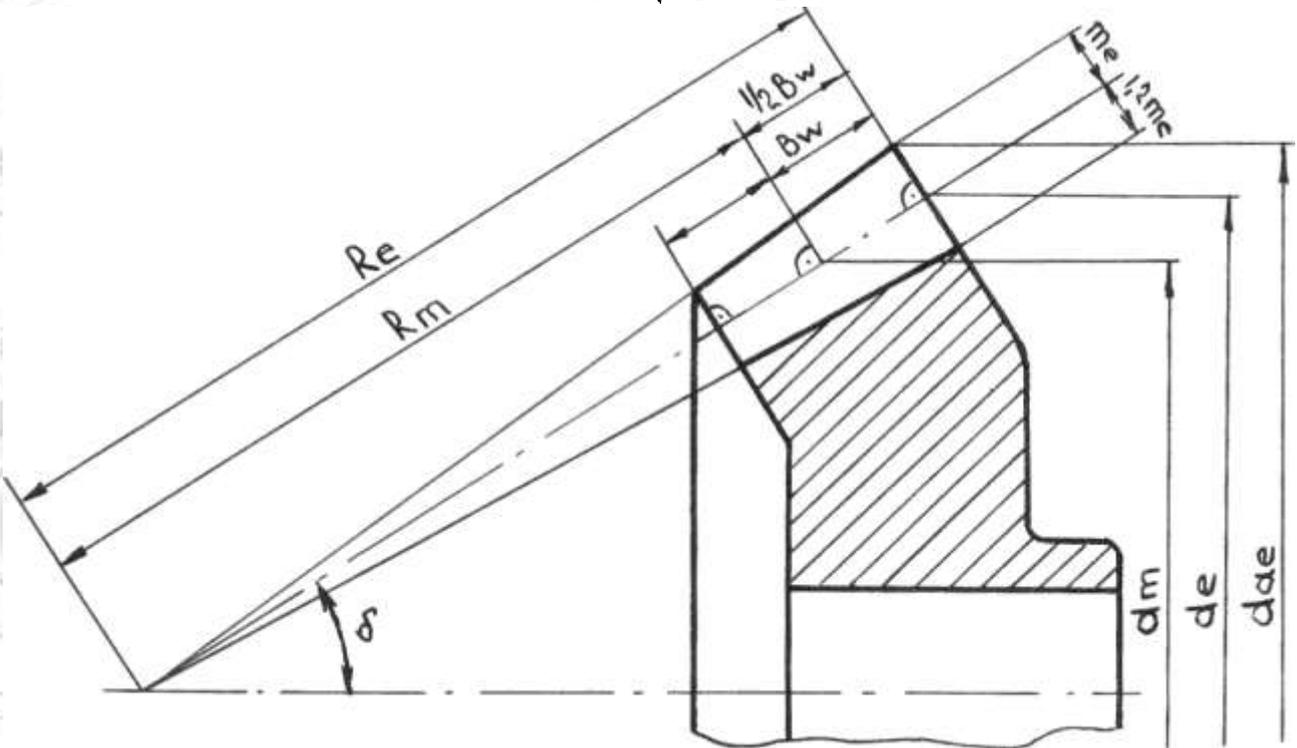


Рисунок 4.4 – Геометрические параметры конического колеса

Передаточное отношение передачи  $u_j$ :

$$u_1 = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{1}{\operatorname{tg} \delta_1}, \quad (14)$$

где  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – углы делительных конусов, которые определяются по выражениям

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} \frac{1}{u_1}. \quad (15)$$

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} u_1. \quad (16)$$

Внешний диаметр вершин зубьев шестерни  $d_{ae_1}$ , мм

$$d_{ae_1} = d_{e_1} + 2h_{ae_1} \cos \delta_1 = m_e z_1 + 2m_e \cos \delta_1. \quad (17)$$

Среднее конусное расстояние  $R_m$ , мм

$$R_m = R_e - \frac{B_w}{2}. \quad (18)$$

Внешнее конусное расстояние  $R_e$ , мм

$$R_e = \frac{m_e z_c}{2}. \quad (19)$$

Средний окружной модуль  $m$ , мм

$$m = m_e \frac{R_m}{R_e}. \quad (20)$$

Средний диаметр шестерни  $d_{m_1}$ , мм:

$$d_{m_1} = m z_1. \quad (21)$$

Коэффициент ширины шестерни относительно диаметра  $\psi_{Bd}$ :

$$\psi_{Bd} = \frac{b_\omega}{d_{m_1}}. \quad (22)$$

Коэффициент ширины шестерни относительно конусного расстояния  $\psi_{BRe}$ :

$$\psi_{BRe} = \frac{b_\omega}{R_e}. \quad (23)$$

### Описание конструкции редуктора

Двухступенчатый коническо-цилиндрический редуктор (рисунок 4.5) состоит из быстроходной (конической) и тихоходной (цилиндрической косозубой) передач. Быстроходная передача образована валом-шестерней (1) и зубчатым колесом (2) (шестерня конической передачи заодно с валом). Коническое колесо установлено на промежуточном валу (3). Тихоходная передача образована шестерней (4) и зубчатым колесом (5). Шестерня установлена на промежуточном валу (3), а колесо на ведомом валу (6). Опорами валов служат конические роликоподшипники (7).

Для обеспечения точного фиксированного положения валов их опоры установлены в литом чугунном основании корпуса редуктора (8). Обычно редукторы выполняют с плоскостью разъема, проходящей через оси валов. Такое исполнение обеспечивает лучшие условия сборки и разборки его узлов, ухудшая герметичность корпуса. Настоящий редуктор имеет плоскость разъема значительно выше плоскости расположения осей валов, гарантируя тем самым лучшую герметичность, но ухудшая условия сборки и разборки узлов. Подшипники быстроходного (входного) вала (1) установлены в стакане (9), соединенном с основанием корпуса редуктора винтами (10).

Для смазки зубчатого зацепления используется картерная (окунанием) смазка, а подшипники смазываются пластичной смазкой. Заливка масла в редуктор осуществляется с помощью защитных шайб (13). Полость подшипникового узла снаружи закрывается глухими (14) крышками, а в узлах, где выходят наружу концы валов, сквозными крышками (15).

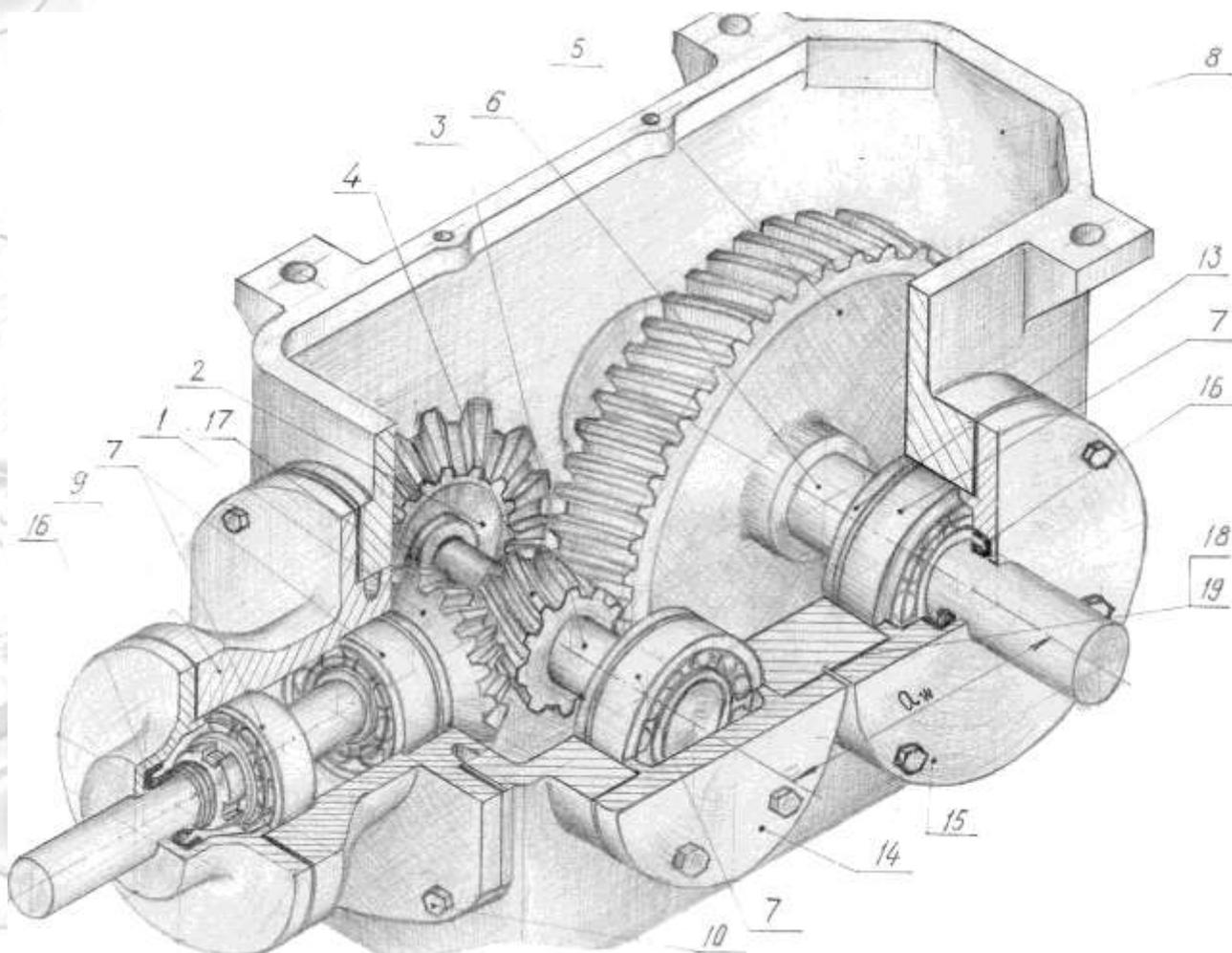


Рисунок 4.5. – Коническо-цилиндрический редуктор

### Порядок выполнения работы

1 Не разбирая редуктора, ознакомьтесь с элементами быстроходной и тихоходной ступени и другими деталями редуктора.

2 Вращая ведущий вал каждой ступени до тех пор, пока ведомый вал совершит один оборот, определить приблизительное передаточное отношение  $u_1$  и  $u_2$  соответственно для конической и цилиндрической ступеней.

3 Подсчитать числа зубьев  $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4$  зубчатых колес редуктора и определить передаточные отношения передач редуктора по формулам (5) и (14). Передаточное отношение редуктора определить по формуле (2).

4 Определить углы делительных конусов конической передачи используя формулы (15) и (16). Суммарное число зубьев конической передачи определяется по формуле (13).

5 Отвернуть винты (10) и снять стакан вместе с входным валом-шестерней и опорами. Замерить внешний диаметр вершин зубьев шестерни  $d_{a1}$ . Из зависимости (17) определить внешний окружной модуль передачи и согласовать с таблицей Б.1.

6 Замерить ширину зубчатого венца  $b_w$  и определить по формулам (19) и (18) внешнее и среднее конусное расстояние.

7 По формулам (20) и (21), (22), (23) определить средний окружной модуль, средний диаметр шестерни и коэффициент ширины шестерни относительно среднего диаметра и конусное расстояние.

8 Замерить диаметры вершин  $d_{a3}$  и  $d_{a4}$  зубчатых колес тихоходной ступени.

9 Снять глухую крышку подшипника промежуточного вала со стороны выхода тихоходного вала, замерить межосевое расстояние  $a_w$  тихоходной ступени.

10 Сравнивая делительное среднее межосевое расстояние, определяемое по формуле (4) с межосевым расстоянием, определяемым по пункту 9, установить, подвержены зубья угловой коррекции или нет. Условием наличия ее будет  $a_w \neq a$ . По формуле (9) определить коэффициент смещения  $x_1$  и  $x_2$  для шестерни и колеса.

11 По формулам (11) и (12) определить диаметры начальных окружностей зубчатых колес тихоходной ступени.

12 Замерить ширину колеса тихоходной ступени и определить для нее по формуле (10) коэффициент ширины шестерни.

13 После проведения замеров и определения геометрических параметров передач редуктора ведущий вал со стаканом вновь соединить с корпусом редуктора.

14 Оформить отчет (приложение Б, таблицы Б2 – Б4).

### **Контрольные вопросы**

1 Каковы достоинства и недостатки зубчатых передач?

2 Как определить передаточное отношение редуктора?

3 Почему материал шестерни должен быть более твердым, чем материал колеса?

4 Какие материалы и виды термообработки применяются для изготовления конических и цилиндрических зубчатых колес?

5 Какой модуль регламентируется стандартом для определения размеров косозубых колес?

6 Какие размеры конических зубчатых колес определяются на внешнем дополнительном конусе?

7 От каких факторов зависит КПД редуктора?

## ПРИЛОЖЕНИЕ Б

Таблица Б1– Модули  $m$  зубчатых колес

Ряд	Модули, мм											
Первый	1,0	1,25	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	16
Второй	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0		

Таблица Б2 – Параметры коническо-цилиндрического редуктора

Наименование параметра		Обозначение	Формула	Значение	Примечание
Приближенная величина передаточного отношения		$u^*$			
Передаточное отношение		$u = u_{\delta} \cdot u_m$			
Диаметр быстроходного вала		$d_{\delta}$			
Диаметр тихоходного вала		$d_m$			
КПД редуктора					
Типы подшипников на валах	– быстроходном				
	– промежуточном				
	– тихоходном				
Способ смазки	–зацепления зубчатых колес				
	– подшипников				

Таблица Б3 – Геометрические и кинематические параметры быстроходной (конической) передачи

Наименование параметра	Обозначение	Формула	Значение		Примечание
			шестерни	колеса	
Количество зубьев	$z$ , шт				Замер
Передаточное отношение	$u$				
Внешний диаметр вершин	$d_{ae}$ , мм				Замер
Внешний диаметр впадин	$d_{fe}$ , мм				Замер
Высота зуба на внешнем дополнительном конусе	$h$ , мм				Замер
Внешний окружной модуль	$m_e$ , мм				
Внешний делительный диаметр	$d_e$ , мм				
Шаг на внешнем дополнительном конусе	$t$ , мм				Замер
Угол делительного конуса	$\delta$ , град				
Ширина зубчатого венца	$b$ , мм				Замер

Наименование параметра	Обозначение	Формула	Значение		Примечание
			шестерни	колеса	
Внешнее конусное расстояние	$R_e, мм$				
Среднее конусное расстояние	$R, мм$				
Модуль в среднем сечении	$m_n, мм$				
Коэффициент ширины зуба	$\psi$	$\psi = b/d_{cp}$			
КПД конической передачи	$\eta$				

Таблица Б4 – Геометрические и кинематические параметры тихоходной (цилиндрической) передачи

Наименование параметров	Обозначение	Формула	Значение		Примечание
			шестерни	колеса	
Количество зубьев	$z, шт$				Замер
Передаточное отношение	$u_m$				
Диаметр окружности выступов	$d_{av}, мм$				Замер
Диаметр окружности впадин	$d_f, мм$				Замер
Угол наклона линии зуба	$\beta, °$				Замер
Высота зуба	$h, мм$				Замер
Нормальный модуль	$m_n, мм$				
Торцовый модуль	$m_t, мм$				
Нормальный шаг	$p_n, мм$				
Окружной (торцовый) шаг	$p_t, мм$				
Диаметр делительной окружности	$d_e, мм$				
Диаметр начальной окружности	$d_w, мм$				
Межосевое расстояние	$a^*, мм$				Замер
Межосевое делительное расстояние	$a_w, мм$				
Ширина зубчатого венца	$b_w, мм$				Замер
Коэффициент ширины зубчатых колес	$\psi$	$\psi = b_w/d_w$			