

Министерство образования и науки Украины

Севастопольский национальный технический университет

РЕДУКТОРЫ

Методические указания
к выполнению лабораторных работ
по дисциплине
«Теория машин, механизмов и детали машин»
для студентов, обучающихся по специальности:
6.070104 «Морской и речной транспорт»,

Севастополь
2010

УДК 531

Редукторы: Методические указания к выполнению лабораторных работ по дисциплине «Теория машин, механизмов и детали машин» для студентов специальностей: 7.100301 «Судовождение на морских и внутренних водных путях», 7.100302 «Эксплуатация судовых энергетических установок» всех форм обучения/

Сост. А.В. Неменко – Севастополь: Изд – во СевНТУ 2010. – 52 с.

Целью указаний является оказание помощи студентам при выполнении лабораторных работ по дисциплине «Теория машин, механизмов и детали машин». В методических указаниях изложена методика анализа конструкции редукторов различного типа, применяемых в судовых механизмах, а также изучение деталей и их узлов, входящих в их состав.

Методические указания составлены в соответствии с рабочей программой курса «Теория машин, механизмов и детали машин», рассмотрены и утверждены на заседании кафедры технической механики и машиноведения 11.12 2009 г., протокол № 4

Допущено учебно – методическим центром СевНТУ в качестве методических указаний

Рецензенты: доцент кафедры технической механики и машиноведения, кандидат технических наук В.И. Пахалюк;
доцент кафедры «Энергоустановки морских судов и сооружений», кандидат технических наук Ю. А. Лисняк

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1. Редуктор цилиндрический.....	9
2. Редуктор конический.....	14
3. Редуктор червячный.....	19
4. Контрольные вопросы.....	24
Бibliографический список.....	25
Приложение А. Справочные материалы.....	26
Приложение Б. Чертежи редукторов.....	37
Приложение В. Виды и система условных обозначений подшипников качения.....	47
Приложение Г. Титульный лист.....	52

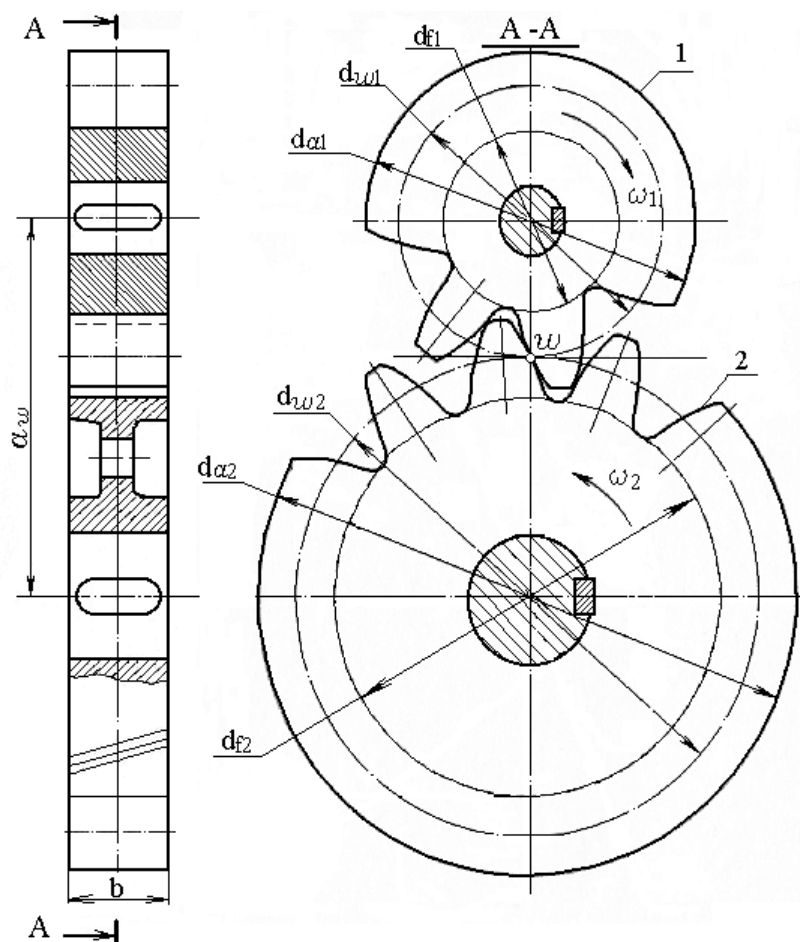
ВВЕДЕНИЕ

В приводах производственных машин частота вращения элементов исполнительного органа, как правило, не равна частоте вращения выходного вала двигателя. Для согласования энерго – кинематических параметров «входа – выхода» привода применяют узлы, преобразующие движение, композиция которых определяется передаточной функцией привода.

В случае, когда эта функция направлена на понижение частоты вращения, узел называется редуктором (от лат. *reductor* – отводящий назад, понижающий).

В редукторах применяют различные типы передач: цилиндрические (прямозубые, с наклонным зубом, шевронные), конические, червячные и другие.

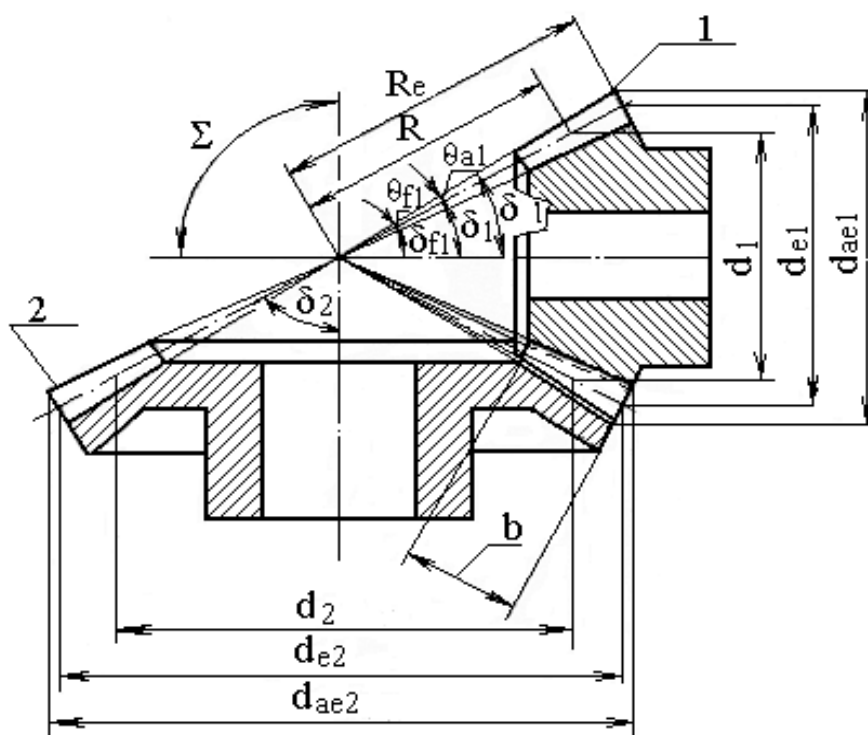
Цилиндрическая зубчатая передача (рисунок 1) осуществляет движение между параллельными осями. Колеса, ее образующие, имеют начальные и делительные поверхности в виде цилиндров.



1 – колесо ведущее; 2 – колесо ведомое

Рисунок 1 – Передача цилиндрическая

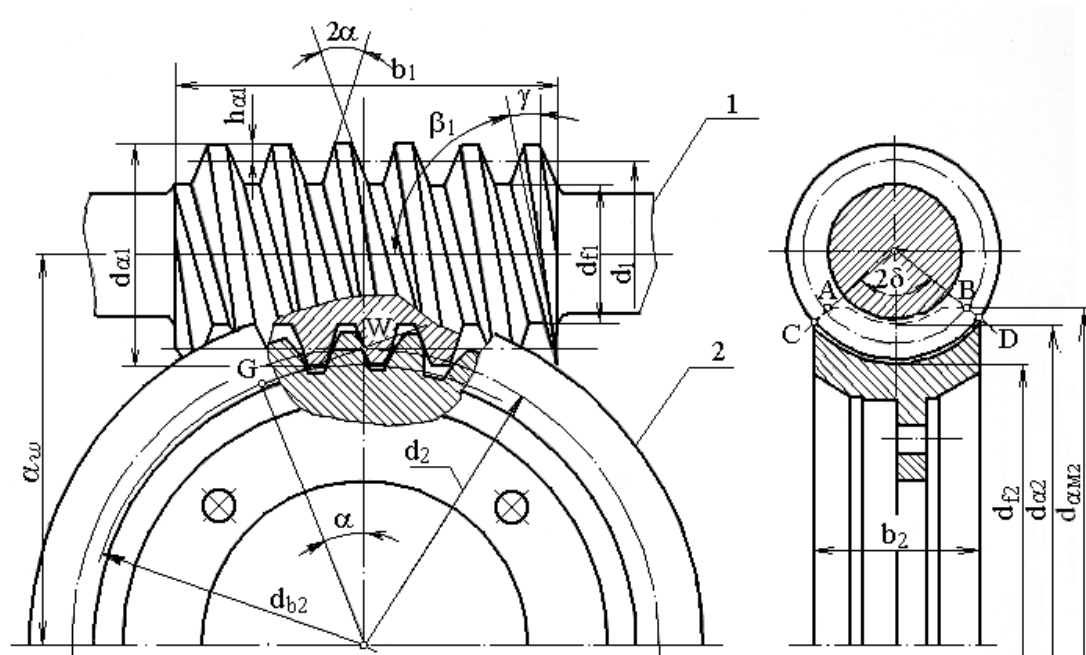
Коническая зубчатая передача (рисунок 2) осуществляет передачу движения между пересекающимися осями. У зубчатых колес конической передачи начальные и делительные поверхности – конусы.



1 – колесо ведущее; 2 – колесо ведомое

Рисунок 2 – Передача коническая

Передача червячная передает движение между валами со скрещивающимися осями. Передача состоит из червяка и червячного колеса (рисунок 3).



1 – червяк; 2 – колесо червячное

Рисунок 2.3 – Передача червячная

Червячные передачи дают возможность получения большого передаточного отношения, плавность и бесшумность работы, а также возможность самоторможения. Различают передачи с цилиндрическими (делительная поверхность червяка – цилиндрическая) и глобоидными (делительная поверхность червяка является частью вогнутой поверхности тора) червяками.

При передаче движения червячное колесо вступает в зацепление с витками червяка. Угол наклона зуба червячного колеса равен углу подъема γ линии витков червяка.

Опоры валов (рисунок 1.13) служат для их поддержания и обеспечения стабильной работы передачи.

Подшипники обеспечивают перемещение вала в опоре.

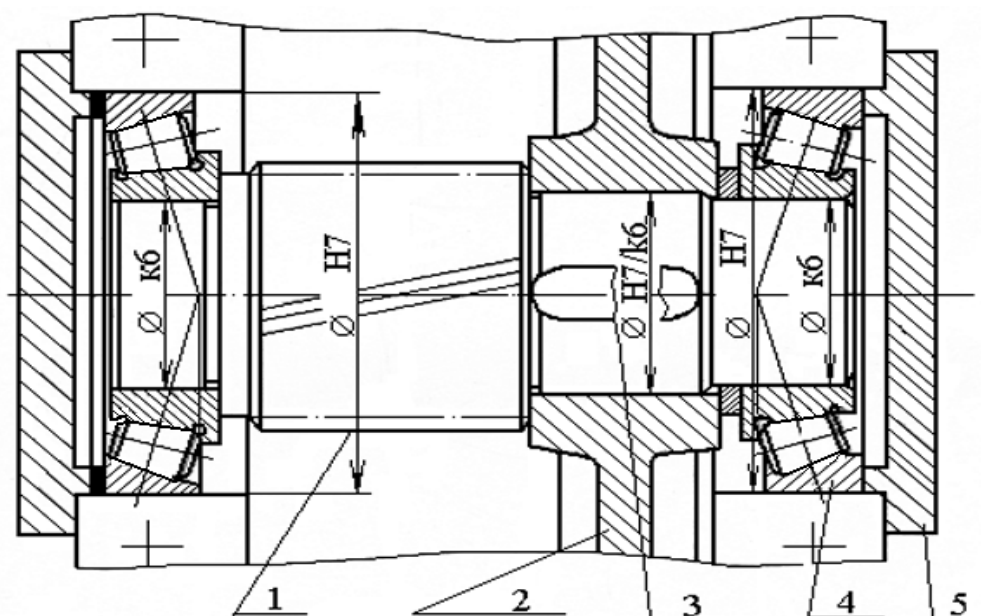


Рисунок 1.13 – Вал с опорами: 1 – вал-шестерня; 2 – колесо; 3 – шпонка; 4 – подшипник; 5 – крышка подшипника

Элементы зацепления в силовых передачах выполняют из сталей, чугунов, сплавов цветных металлов, а также неметаллических конструкционных материалов (металлокерамика, пластмассы и т.д.).

Распространение получили передачи со стальными колесами, поверхности которых подвергнуты упрочнению. Для ответственных, тяжело нагруженных с ограниченными габаритами передач рабочие поверхности зубьев упрочняют до твердости $HВ > 400$. При этом сердцевина остается более мягкой, пластичной.

Упрочнение поверхности производится: закалкой токами высокой частоты (колеса с $m > 5$ HRC 45...55), цементацией (HRC 50...62), нитроцементацией (HRC > 56) и азотированием (HRC 50...60).

Закалка токами высокой частоты (т.в.ч.) по контуру зуба более производительна, чем цементация и азотирование, но технологически сложнее.

Цементация, нитроцементация и азотирование позволяют получать колеса с большей нагрузочной способностью, но при этом повышается хрупкость материала и снижается сопротивление ударам.

Малоответственные передачи без ограничения габаритов колеса подвергают объемной закалке с высоким отпускком (зубья имеют по всему сечению одинаковую твердость $HB \leq 350$). Применяется также поверхностная закалка ($HRC\ 40 \dots 50$), отжиг ($HB \leq 350$), нормализация ($HB \leq 350$) и улучшение ($HB \leq 350$).

Твердость рабочих поверхностей зубьев ведущего колеса должна быть больше на $(30 \dots 50)$ единиц HB во избежание заедания.

В малоответственных открытых передачах возможно применение чугуновых колес, которые имеют меньшую склонность к заеданию и дешевле остальных. Но чугунные колеса не выдерживают ударных нагрузок.

Для венцов червячных колес используют сплавы цветных металлов (оловянные и безоловянные бронзы, а также латунь и серый чугун).

Для изготовления валов применяют среднеуглеродистые легированные конструкционные стали. Рабочие тела подшипников качения (шарики и ролики) изготавливают из специальных подшипниковых сталей, обладающих повышенной износостойкостью и прочностью при переменных напряжениях (твердость поверхности после термообработки $62 \dots 66\ HRC$).

Литые детали (корпусы, крышки, шкивы) изготавливают из литейных сталей, сплавов цветных металлов и чугунов.

Крепежные и другие метизные изделия выполняют из углеродистых сталей и цветных сплавов.

При передаче движения зубчатыми колесами усилия от одного элемента к другому передается посредством зубьев, последовательно вступающих в зацепление.

Выход из строя колес из-за разрушения рабочих поверхностей зубьев происходит в том случае, когда фактические напряжения в зоне контакта превышают допускаемые величины для данного материала колес.

Контактное напряжение σ_H (МПа) в полюсе зацепления равно

$$\sigma_H = \sigma_{H0} \cdot (K_H)^{1/2}, \quad (1)$$

где σ_{H0} – контактное напряжение без учета дополнительных нагрузок (динамических и от неравномерности распределения), МПа; K_H – коэффициент нагрузки.

Величину контактного напряжения σ_{H0} (МПа) в зависимости от: окружного усилия F_t (Н) на делительном цилиндре в торцовом сечении, делительного диаметра d_1 ведущего элемента, рабочей ширины b_w венца контактирующих элементов и передаточного числа устанавливают

по следующей зависимости

$$\sigma_{H0} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot [F_t \cdot (u+1) / (b_w \cdot d_1 \cdot u)]^{1/2}, \quad (2)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления (влияние радиусов кривизны боковых поверхностей и переход от окружной силы на делительном цилиндре на нормальную на начальном цилиндре); Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; Z_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба.

Окружное усилие F_t (Н) равно

$$F_t = 0,5 \cdot T \cdot d, \quad (3)$$

где T – вращающий момент, Н·м.

Коэффициент нагрузки K_H равен

$$K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}, \quad (4)$$

где K_{Hv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку; $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий; $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Допускаемое контактное напряжение σ_{HP} (МПа), не вызывающее опасной контактной усталости материала при минимальном запасе прочности S_{Hmin} , равно

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_w \cdot Z_X / S_{Hmin}, \quad (5)$$

где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, МПа; Z_L – коэффициент, учитывающий влияние вязкости смазочного материала; Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей зубьев; Z_v – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости; Z_w – коэффициент, учитывающий влияние твердости поверхностей зубьев; Z_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

Нагрузочная способность передачи характеризуется мощностью P (кВт), которую она может передать. Мощность устанавливают на основании частоты вращения n (об/мин) ведомого элемента передачи и вращающего момента T (Н·м) на нем.

При работе механизма происходят потеря мощности, которая отражается коэффициентом полезного действия η_m .

Потери обуславливают превышение требуемой мощности $P_{тр}$ по отношению к потребляемой (рабочей) P_p

$$P_{тр} = P_p / \eta_m, \quad (6)$$

где $P_p = 105 \cdot 10^{-6} \cdot T \cdot n$

Зависимость между частотами вращения входного вала передачи $n_{вх}$ и выходного вала $n_{вых}$ определяет передаточное отношение i передачи

$$i = n_{вх} / n_{вых} \quad (7)$$

1. Лабораторная работа. Редуктор цилиндрический

1. Цель работы.

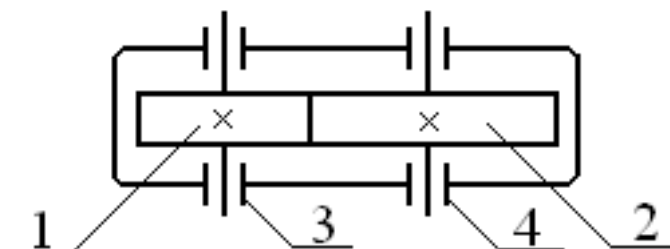
Целью работы является изучение особенностей конструкции и нагрузочной способности цилиндрического редуктора.

2. Содержание работы.

Изучение конструкции цилиндрического редуктора. Установление параметров передачи редуктора и оценка его нагрузочной способности

3. Порядок выполнения работы:

- 3.1. Ознакомится с исследуемым образцом редуктора.
- 3.2. Провести структурный анализ исследуемого редуктора
- 3.3. Составить спецификацию.
- 3.4. Составить кинематическую схему исследуемого редуктора.
- 3.5. Произвести необходимые замеры, заполнить таблицы и рассчитать параметры передачи исследуемого редуктора.
- 3.6. Рассчитать нагрузочную способность исследуемого редуктора.



1 – ведущий элемент (колесо цилиндрическое); 2 – ведомый элемент (колесо цилиндрическое); 3 – подшипники ведущего элемента; 4 – подшипники ведомого элемента

Схема редуктора цилиндрического

Таблица 1 – Исходные данные

№ варианта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения ведущего колеса n_1 , об/мин		3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500
Механические характеристики передач	цилиндрической	350	355	360	365	370	375	380	385	390	395
	и конической	Допускаемое контактное напряжение материала колеса									
	червячной	700	710	720	730	740	750	760	770	780	790
$\sigma_{H\Gamma 2}$, МПа		140	145	150	155	160	165	170	175	180	185

Продолжение таблицы 1

№ варианта		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Частота вращения ведущего колеса n_1 , об/мин		1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
Механические характеристики передач	цилиндрической	400	405	410	415	420	425	430	435	440	445
	и конической	Допускаемое контактное напряжение материала колеса									
	червячной	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890
$\sigma_{H\Gamma 2}$, МПа		190	195	200	205	210	215	220	225	230	235

Продолжение таблицы 1

№ варианта		21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Частота вращения ведущего колеса n_1 , об/мин		1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
Механические характеристики передач	цилиндрической	450	455	460	465	470	475	480	485	490	495
	и конической	Допускаемое контактное напряжение материала колеса									
	червячной	900	910	920	930	940	950	960	970	980	990
$\sigma_{H\Gamma 2}$, МПа		240	245	250	255	260	265	270	275	280	285

Таблица 2 – Параметры цилиндрической передачи и ее нагрузочная способность

Искомая величина	Обозначение величины	Формула, источник	Результат	Обозначение единицы измерения
Параметры исходного контура по ГОСТ 13754-81				
1) Угол профиля	α	$\alpha=20^\circ$		град.
2) Коэффициент высоты головки	h_a^*	$h_a^*=1$		
3) Коэффициент радиального зазора	c^*	$c^*=0,25$		
Геометрические параметры передачи				
4) Межосевое расстояние: - измеренное - уточненное	a'_w a_w	Таблица А.1		мм
5) Ширина зубчатых колес: - ведущего - ведомого	b_1 b_2	Примечание – Полученные результаты измерений согласовать с таблицей А.2		мм
6) Длина зубьев колес: - ведущего - ведомого	l_1 l_2	Примечание – Полученные результаты измерений согласовать с таблицей А.2		мм
7) Диаметры впадин зубьев: - ведущего колеса - ведомого колеса	d_{f1} d_{f2}			мм
8) Число зубьев колес: - ведущего - ведомого - суммарное	z_1 z_2 z_Σ	$z_\Sigma=(z_1+ z_2)$		
9) Передаточное число	u	$u=z_2/z_1$		
10) Коэффициент ширины колеса: а) относительно межосевого расстояния - расчетный - уточненный б) относительно диаметра	ψ'_{ba} ψ_{ba} ψ_{bd}	$\psi'_{ba1}=b_1/a_w$ Таблица А.3 $\psi_{bd}=0,5\cdot\psi_{ba}\cdot(u+1)$		

Продолжение таблицы 2

11) Угол наклона зубьев	β	$\beta = \arccos(b_1/l_1)$		град.
12) Модуль зацепления : расчетное значение уточненное значение	m' m	$m' = 2 \cdot a_w \cdot \cos \beta / z_\Sigma$ Таблица А.4		мм
13) Межосевое расстояние передачи (делитель- ное)	a	$a = 0,5 \cdot z_\Sigma \cdot m / \cos \beta$		мм
14) Делительные диаметры: - ведущего колеса - ведомого колеса	d_1 d_2	$d_1 = z_1 \cdot m / \cos \beta$ $d_2 = z_2 \cdot m / \cos \beta$		мм
15) Коэффициенты смеще- ния исходного контура колес: - ведущего - ведомого - суммарный	x_1 x_2 x_Σ	$x_1 = 0,5 \cdot (d_{f1} - d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m + 2 \cdot c^* \cdot m) / m$ $x_2 = 0,5 \cdot (d_{f2} - d_2 + 2 \cdot h_a^* \cdot m + 2 \cdot c^* \cdot m) / m$ $x_\Sigma = x_1 + x_2$		
16) Коэффициенты сме- щения передачи: - воспринимаемый - уравнивающий	y Δy	$y = (a_w - a) / m$ $\Delta y = (x_\Sigma - y)$		
17) Начальные диаметры: - ведущего колеса - ведомого колеса	d_{w1} d_{w2}	$d_{w1} = 2 \cdot a_w / (u + 1)$ $d_{w2} = 2 \cdot a_w \cdot u / (u + 1)$		мм
18) Диаметры окружностей вершин зубьев колес передачи: - ведущего колеса - ведомого колеса	d_{a1} d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot (h_a^* + x_1 - \Delta y) \cdot m$ $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (h_a^* + x_2 - \Delta y) \cdot m$		мм
Кинематические параметры передачи				
19) Частота вращения: - ведущего колеса - ведомого колеса	n_1 n_2	Таблица 1 $n_2 = n_1 / u$		об/мин
20) Угловая скорость валов: - ведущего колеса - ведомого колеса	ω_1 ω_2	$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$ $\omega_2 = \omega_1 / u$		рад/с
21) Окружная скорость: - ведущего колеса - ведомого колеса	v_1 v_2	$v_1 = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_1 \cdot d_{w1}$ $v_2 = 0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_2 \cdot d_{w2}$		м/с
22) Степень точности передачи	n_T	Таблица А.5		

Продолжение таблицы 2

Валы и подшипники				
23) Диаметры валов:				
а) ведущего				
- под колесом	d_{1k}			
- под подшипником	$d_{1п}$			мм
б) ведомого				
- под колесом	d_{2k}			
- под подшипником	$d_{2п}$			
24) Подшипники:				
а) ведущего вала				
- типоразмер				
- диаметр внутренний	$d_{1п}$			мм
- диаметр внешний	$D_{1п}$			мм
- ширина	$B_{1п}$			мм
б) ведомого вала				
- типоразмер				
- диаметр внутренний	$d_{2п}$			мм
- диаметр внешний	$D_{2п}$			мм
- ширина	$B_{2п}$			мм
Таблицы: А.20, А.21				
Нагрузочная способность передачи				
25) Допускаемое контактное напряжение поверхности зуба ведомого колеса	σ_{HP2}	Таблица 1		МПа
26) Коэффициенты:				
- нагрузки	K_H	$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_v$, где: $K_{H\alpha}$ – учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями (Таблица А.6); $K_{H\beta}$ – учитывает неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (Таблица А.7); K_v – зависит от окружной скорости колес и степени точности (таблица А.8)		
- согласующий	K_a	Примечание. $K_a = 430$ – для косозубой и шевронной передач; $K_a = 495$ – для прямозубой передачи		
27) Момент крутящий на выходном валу передачи	T_2	$T_2 = 10^{-3} a_w^3 \cdot u^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_{HP2}^2 / [K_a^3 \cdot (u+1)^3 \cdot K_H]$		Н·м
28) Мощность на выходном валу передачи	P_2	$P_2 = 10^{-3} \cdot T_2 \cdot \omega_2$		кВт
29) КПД передачи	η	Примечание. $\eta = 0,96 \dots 0,97$		
30) Мощность на входном валу	P_1	$P_1 = P_2 / \eta$		кВт

2. Лабораторная работа. Редуктор конический

1. Цель работы.

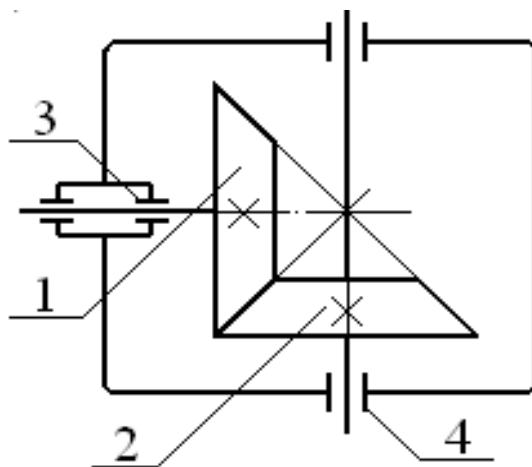
Целью работы является изучение особенностей конструкции и нагрузочной способности конического редуктора.

2. Содержание работы.

Изучение конструкции конического редуктора. Установление параметров передачи редуктора и оценка его нагрузочной способности

3. Порядок выполнения работы:

- 3.1. Ознакомится с исследуемым образцом редуктора.
- 3.2. Провести структурный анализ исследуемого редуктора
- 3.3. Составить спецификацию.
- 3.4. Составить кинематическую схему исследуемого редуктора.
- 3.5. Произвести необходимые замеры, заполнить таблицы и рассчитать параметры передачи исследуемого редуктора.
- 3.6. Рассчитать нагрузочную способность исследуемого редуктора.



1 – ведущий элемент (колесо коническое); 2 – ведомый элемент (колесо коническое); 3 – подшипники ведущего элемента; 4 – подшипники ведомого элемента

Схема редуктора конического

Таблица 1 – Исходные данные

№ варианта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения ведущего колеса n_1 , об/мин		3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500
Механические характеристики передач	цилиндрической	350	355	360	365	370	375	380	385	390	395
	и конической	Допускаемое контактное напряжение материала колеса									
	червячной	700	710	720	730	740	750	760	770	780	790
		140	145	150	155	160	165	170	175	180	185

Продолжение таблицы 1

№ варианта		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Частота вращения ведущего колеса n_1 , об/мин		1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
Механические характеристики передач	цилиндрической	400	405	410	415	420	425	430	435	440	445
	и конической	Допускаемое контактное напряжение материала колеса									
	червячной	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890
		190	195	200	205	210	215	220	225	230	235

Продолжение таблицы 1

№ варианта		21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Частота вращения ведущего колеса n_1 , об/мин		1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
Механические характеристики передач	цилиндрической	450	455	460	465	470	475	480	485	490	495
	и конической	Допускаемое контактное напряжение материала колеса									
	червячной	900	910	920	930	940	950	960	970	980	990
		240	245	250	255	260	265	270	275	280	285

Таблица 2 – Параметры передачи и ее нагрузочная способность

Искомая величина	Обозначение величины	Формула, источник	Результат	Обозначение единицы измерения
Параметры внешнего торцового исходного контура по ГОСТ 13754-81				
1) Угол профиля	α	$\alpha=20^\circ$		град.
2) Коэффициент высоты головки	h_a^*	$h_a^*=1$		
3) Коэффициент радиального зазора	c^*	$c^*=0,25$		
Геометрические параметры передачи (передача ортогональная)				
4) Межосевой угол	Σ			
5) Внешнее конусное расстояние передачи: - измеренное - уточненное	R'_e R_e	Таблица А.2		мм
6) Ширина колес: - ведущего - ведомого	b_1 b_2	Примечание – Полученные результаты измерений согласовать с таблицей А.2		мм
7) Внешние диаметры вершин зубьев колес: - ведущего - ведомого	d_{ae1} d_{ae2}			мм
8) Число зубьев колес: - ведущего - ведомого - плоского колеса	z_1 z_2 z_c	$z_c = (z_1^2 + z_2^2)^{1/2}$		
9) Передаточное число	u	$u = z_2/z_1$		
10) Углы делительных конусов: - ведущего колеса - ведомого колеса	δ_1 δ_2	$\delta_1 = \arctg(z_1/z_2)$ $\delta_2 = 90^\circ - \delta_1$		град.
11) Среднее конусное расстояние	R	$R = R_e - 0,5 \cdot b_1$		мм
12) Модуль внешний окружной: - расчетное значение - уточненное значение	m'_e m_e	$m'_e = 2 \cdot R_e / z_c$ Таблица А.4		мм
13) Модуль средний окружной	m	$m = m_e \cdot R / R_e$		мм

Продолжение таблицы 2

14) Делительные диаметры: а) внешние - ведущего колеса - ведомого колеса б) средние - ведущего колеса - ведомого колеса	d_{e1} d_{e2} d_1 d_2	$d_{e1}=m_e \cdot z_1$ $d_{e2}=m_e \cdot z_2$ $d_1=m \cdot z_1$ $d_2=m \cdot z_2$		ММ
15) Коэффициент ширины колес относительно диаметра: - расчетный - уточненный	ψ'_{bd} ψ_{bd}	$\psi_{bd}=b_1/d_1$ Таблица А.9		
16) Коэффициенты сме- щения исходного кон- тура: - ведущего - ведомого	x_1 x_2	$x_1=$ $(d_{ae1}-d_{e1}-2 \cdot m_e \cdot \cos \delta_1)/2 \cdot (m_e \cdot \cos \delta_1)$ $x_2=-x_1$		
17) Высота головки зуба внешняя: - ведущего колеса - ведомого колеса	h_{ae1} h_{ae2}	$h_{ae1}=(h_a^*+x_1) \cdot m_e$ $h_{ae2}=(h_a^*+x_2) \cdot m_e$		ММ
18) Высота ножки зуба внешняя: - ведущего колеса - ведомого колеса	h_{fe1} h_{fe2}	$h_{fe1}=(h_a^*+c^*-x_1) \cdot m_e$ $h_{fe2}=(h_a^*+c^*+x_1) \cdot m_e$		ММ
19) Высота зуба внешняя: - ведущего колеса - ведомого колеса	h_{e1} h_{e2}	$h_{e1}=h_{ae1}+h_{fe1}$ $h_{e2}=h_{ae2}+h_{fe2}$ Примечание. $h_{e1}=h_{e2}$		ММ
Кинематические параметры передач				
20) Частота вращения: - ведущего колеса - ведомого колеса	n_1 n_2	Таблица 1 $n_2=n_1/u$		об/мин
21) Угловая скорость валов: - ведущего колеса - ведомого колеса	ω_1 ω_2	$\omega_1=\pi \cdot n_1/30$ $\omega_2=\omega_1/u$		рад/с
22) Окружная скорость на среднем делительном диаметре колес: - ведущего - ведомого	v_1 v_2	$v_1=0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_1 \cdot d_1$ $v_2=0,5 \cdot 10^{-3} \cdot \omega_2 \cdot d_2$		м/с
23) Степень точности	n_T	Таблица А.5		

Продолжение таблицы 2

Валы и подшипники

25) Диаметры валов: - ведущего под колесом - ведущего под подшипником - ведомого под колесом - ведомого под подшипником	d_{1k} $d_{1п}$ d_{2k} $d_{2п}$			мм
26) Подшипники: - ведущего вала типоразмер диаметр внутренний диаметр внешний ширина - ведомого вала типоразмер диаметр внутренний диаметр внешний ширина	$d_{1п}$ $D_{1п}$ $B_{1п}$ $d_{2п}$ $D_{2п}$ $B_{2п}$	Таблицы: А.20, А.21		мм мм мм мм мм мм
Нагрузочная способность передачи				
27) Допускаемое контактное напряжение поверхности зуба ведомого колеса	$\sigma_{H\pi 2}$	Таблица 1		МПа
28) Коэффициенты: - нагрузки - согласующий	K_H K_d	$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_v$, где: $K_{H\alpha}$ – учитывает неравномерность распределения нагрузки между зубьями (таблица А.6); $K_{H\beta}$ – учитывает неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (таблица А.10); K_v – зависит от окружной скорости колес и степени точности передачи (таблица А.8) $K_d = 335$		
29) Момент крутящий на выходном валу	T_2	$T_2 = 10^{-3} \cdot \sigma_{H\pi 2}^2 \cdot (R_e - 0,5 \cdot b_2)^2 \cdot u^2 \cdot b_2 / [K_H \cdot K_d^2 \cdot \sqrt{(u^2 + 1)^3}]$		Н·м
30) Мощность на выходном валу передачи	P_2	$P_2 = 10^{-3} \cdot T_2 \cdot \omega_2$		кВт
31) КПД передачи	η	Примечание. $\eta = 0,95 \dots 0,96$		
32) Мощность на входном валу	P_1	$P_1 = P_2 / \eta$		кВт

3. Лабораторная работа. Редуктор червячный

1. Цель работы.

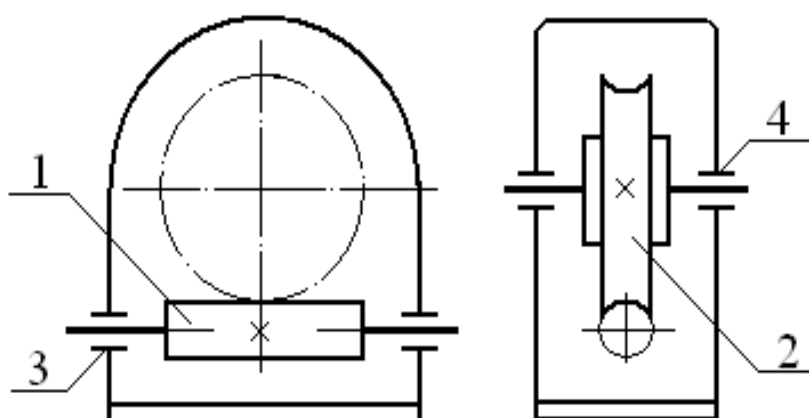
Целью работы является изучение особенностей конструкции и нагрузочной способности червячного редуктора.

2. Содержание работы.

Изучение конструкции червячного редуктора. Установление параметров передачи редуктора и оценка его нагрузочной способности

3. Порядок выполнения работы:

- 3.1. Ознакомится с исследуемым образцом редуктора.
- 3.2. Провести структурный анализ исследуемого редуктора
- 3.3. Составить спецификацию.
- 3.4. Составить кинематическую схему исследуемого редуктора.
- 3.5. Произвести необходимые замеры, заполнить таблицы и рассчитать параметры передачи исследуемого редуктора.
- 3.6. Рассчитать нагрузочную способность исследуемого редуктора.



1 – ведущий элемент (червяк); 2 – ведомый элемент (колесо червячное);
3 – подшипники ведущего элемента; 4 – подшипники ведомого элемента

Схема редуктора червячного

Таблица 1 – Исходные данные

№ варианта		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Частота вращения ведущего колеса n_1 , об/мин		3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500
Механические характеристики передач	цилиндрической	350	355	360	365	370	375	380	385	390	395
	и конической	Допускаемое контактное напряжение материала колеса									
	червячной	700	710	720	730	740	750	760	770	780	790
$\sigma_{H\Gamma 2}$, МПа		140	145	150	155	160	165	170	175	180	185

Продолжение таблицы 1

№ варианта		11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Частота вращения ведущего колеса n_1 , об/мин		1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
Механические характеристики передач	цилиндрической	400	405	410	415	420	425	430	435	440	445
	и конической	Допускаемое контактное напряжение материала колеса									
	червячной	800	810	820	830	840	850	860	870	880	890
$\sigma_{H\Gamma 2}$, МПа		190	195	200	205	210	215	220	225	230	235

Продолжение таблицы 1

№ варианта		21	22	23	24	25	26	27	28	29	30
Частота вращения ведущего колеса n_1 , об/мин		1000	750	3000	1500	1000	750	3000	1500	1000	750
Механические характеристики передач	цилиндрической	450	455	460	465	470	475	480	485	490	495
	и конической	Допускаемое контактное напряжение материала колеса									
	червячной	900	910	920	930	940	950	960	970	980	990
$\sigma_{H\Gamma 2}$, МПа		240	245	250	255	260	265	270	275	280	285

Таблица 2– Параметры передачи и ее нагрузочная способность

Искомая величина	Обозначение величины	Формула, источник	Результат	Обозначение единицы измерения
Параметры исходного червяка по ГОСТ 19036 - 76				
1) Вид червяка				
2) Угол профиля в нормальном сечении зубчатой рейки, сопряженной с червяком (эвольвентным)	α_n	$\alpha_n = 20^\circ$		рад.
3) Коэффициент высоты делительной головки витка	h_a^*	$h_a^* = 1$		
4) Коэффициент радиального зазора у поверхности впадин: - червяка - червячного колеса	c_1^* c_2^*	$c_1^* = 0,2$ $c_2^* = 0,2$		
Геометрические параметры передачи				
5) Межосевое расстояние: - измеренное - уточненное	a'_w a_w	Таблица А.11		мм
6) Длина нарезанной части червяка	b_1			мм
7) Ширина венца колеса	b_2			мм
8) Число витков червяка	z_1			
9) Число зубьев колеса	z_2			
10) Угол подъема витков червяка: - измеренный - уточненный	γ' γ	Таблица А.12		град.
11) Диаметр окружности вершин червяка	d_{a1}			мм
12) Коэффициент диаметра червяка	q	$q = z_1 / \tan \gamma$ Примечание – Параметр q согласовать с таблицей с таблицей А.13		

Продолжение таблицы 2

13) Модуль зацепления - расчетный - уточненный	m' m	$m_1' = d_{a1} / (q + 2 \cdot h_a^*)$, Таблица А.14		мм
14) Коэффициенты смещения исходного контура червяка	x	$x = (a_w / m) - 0,5 \cdot (q + z_2)$ Примечание – Условие достаточности: $-1 \leq x \leq 1$		
15) Делительные диаметры : - ведущего звена (червяка) - ведомого звена (колеса)	d_1 d_2	$d_1 = q \cdot m$ $d_2 = z_2 \cdot m$		мм
16) Начальные диаметры: - ведущего звена (червяка) - ведомого звена (колеса)	d_{w1} d_{w2}	$d_{w1} = m \cdot (q + 2 \cdot x)$ $d_{w2} = m \cdot z_2$		мм
17) Диаметры окружности вершин: - ведущего звена (червяка) - ведомого звена (колеса)	d_{a1} d_{a2}	$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a^* \cdot m$ $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (h_a^* + x)$		мм
18) Диаметры впадин : - ведущего звена (червяка) - ведомого звена (колеса)	d_{f1} d_{f2}	$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_1^*)$ $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (h_a^* + c_2^* - x)$		мм
19) Начальный угол подъема витков червяка	γ_w	$\gamma_w = \arctg (z_1 \cdot m / d_{w1})$		град.
20) Передаточное число	u	$u = z_2 / z_1$		
Кинематические параметры передачи				
21) Частота вращения: - входного вала - выходного вала	n_1 n_2	Таблица 1 $n_2 = n_1 / u$		об/мин
22) Угловая скорость валов: - входного - выходного	ω_1 ω_2	$\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$ $\omega_2 = \omega_1 / u$		рад/с
23) Окружная скорость на на- чальном диаметре червяка	v_1	$v_1 = 0,5 \cdot \omega_1 \cdot d_{w1}$		м/с
24) Скорость скольжения со- пряженных профилей при зацеплении в полюсе	v_s	$v_s = v_1 / \cos \gamma_w$		м/с
25) Степень точности	n_T	Таблица А.15		

Продолжение таблицы 2

Валы и подшипники

26) Диаметры валов: а) ведущего под подшипником б) ведомого - под колесом - под подшипником	$d_{1п}$ $d_{2к}$ $d_{2п}$			мм
27) Подшипники: - ведущего вала (червяка) типоразмер диаметр внутренний диаметр внешний ширина - ведомого вала (червячного колеса) типоразмер диаметр внутренний диаметр внешний ширина	$d_{1п}$ $D_{1п}$ $B_{1п}$ $d_{2п}$ $D_{2п}$ $B_{2п}$	Таблицы: А.20, А.21		мм мм мм мм мм мм
Нагрузочная способность передачи				
28) Допускаемое контактное напряжение колеса	σ_{HP2}	Таблица 1		МПа
29) Коэффициенты: - нагрузки - согласующий	K_H K_a	$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} / K_T$, где $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца $K_{H\beta} = 0,5 \cdot (K_{H\beta}^0 + 1)$ ($K_{H\beta}^0$ - по таблице А.16); $K_{H\alpha}$ - коэффициент, зависящий от окружной скорости колес и степени точности их изготовления (Таблица А.17); K_T - коэффициент, учитывающий степень точности передачи (Таблица А.15) $K_a = 610$		
30) Момент крутящий на выходном валу	T_2	$T_2 = 10^{-3} \cdot a_w^3 \cdot \sigma_{HP2}^2 / (K_a^3 \cdot K_H)$		Н·м
31) Мощность на выходном валу	P_2	$P_2 = 10^{-3} \cdot T_2 \cdot \omega_2$		кВт
32) Коэффициент полезного действия передачи	η	$\eta_{чп} = \tan \gamma_w / \tan(\gamma + \varphi')$, где φ' по таблице А.16		
32) Мощность на входном валу	P_1	$P_1 = P_2 / \eta$		кВт

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ



1. Что входит в понятие «редуктор»?
2. Что входит в понятие «передаточное отношение»?
3. Что входит в понятие «передаточное число»?
4. Что входит в понятие «механическая передача»?
5. Типы механических передач?
6. Цилиндрическая передача. Характеристика.
7. Коническая передача. Характеристика.
8. Червячная передача. Характеристика.
9. Модуль зацепления. Характеристика.
10. Геометрические параметры цилиндрической передачи. Характеристика.
11. Геометрические параметры конической передачи. Характеристика.
12. Геометрические параметры червячной передачи. Характеристика.
13. Коэффициент смещения исходного контура, характеристика.
14. Нагрузочная способность передачи. Чем она характеризуется?
15. Сравнительная оценка нагрузочной способности различных передач.
16. Пути повышения нагрузочной способности различных передач.
17. Подшипники качения. Область применения. Характеристика.
18. Условные обозначения подшипников качения.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. ГОСТ 2.105-95 ЕСКД. Общие требования к текстовым документам; Введ. 01.07.97.- К.: Госстандарт Украины, 1996.- 36с.
2. ДСТУ 3651.0-97 Основные единицы физических величин международной системы единиц; Введ. 01.01.99.- К.: Госстандарт Украины, 1998.- 9с.
3. ДСТУ 3651.1-97 Производные единицы величин международной системы единиц и внесистемные единицы. Введ. 01.01.99.- К.: Госстандарт Украины, 1998.- 31с.
4. ДСТУ 3651.2-97 Физические постоянные и характеристические числа; Введ. 01.01.99.- К.: Госстандарт Украины, 1998.-139с.
5. ГОСТ 16530-83, . Передачи зубчатые. Общие термины, определения и обозначения; Введ. 01.01.84.- М.: Изд –во стандартов, 1983.- 49с.
6. ГОСТ 16531-83. Передачи зубчатые цилиндрические. Термины, определения и обозначения. Введ. 01.01.84.- М.: Изд –во стандартов; 1983.- 25 с.
7. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии; Введ. 01.01.72.- М.: Изд –во стандартов,1983.- 42 с.
8. ГОСТ 18498-89. Передачи червячные. Термины, определения и обозначения; Введ. 23.03.89.- М.: Изд –во стандартов, 1989.- 33с.
9. ГОСТ 19624-74. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями; Введ. 01.01.75.- М.: Изд –во стандартов, 1990.- 26с.
- 10.ГОСТ 19650-97. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии; Введ. 29.03.98.- М.: Изд –во стандартов, 1998.- 7с.
- 11.ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические, эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность;Введ. 27.10.87.- М.:Изд–во стандартов,1987.-125с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Таблица А.1 – Межосевые расстояния a_w цилиндрических зубчатых передач, мм

Ряд1	40	50	63	-	80	-	100	-	125	-	160	-	200	-
Ряд2	-	-	-	71	-	90	-	112	-	140	-	180	-	224
Ряд1	250	-	315	-	400	-	500	-	630	-	800	-	1000	
Ряд2	-	280	-	355	-	450	-	560	-	710	-	900	-	

Таблица А.2 - Нормальные линейные размеры (мм) по ГОСТ 6636 –69

Ra 20	Дополни- тельные	Ra 20	Дополни- тельные	Ra 20	Дополни- тельные	Ra 20	Дополни- тельные	Ra 20	Дополни- тельные
1,0		4,0		16		63		250	
			4,1		16,5		65		
1,1		4,5	4,4	18	17,5	71	70	280	270
			4,6		18,5		73		290
1,2		5,0	4,9	20	19,5	80	78	320	310
	1,25		5,2		20,5		82		330
1,4	1,35	5,6	5,5	22	21,5	90	88	360	350
	1,45		5,8		23		92		370
1,6	1,55	6,3	6,2	25		100	98	400	390
	1,65		6,5		27		102		410
1,8	1,75	7,1	7,0	28	29	110	108	450	440
	1,85		7,3		31		112		460
2,0	1,95	8,0	7,8	32	33	125	115	500	490
	2,05		8,2		35		118		515
2,2	2,15	9,0	8,8	36	37	140	135	560	545
	2,30		9,2		39		145		580
2,5		10	9,8	40	41	160	155	630	615
			10,2		44		165		650
2,8	2,7	11	10,8	45	46	180	175	710	690
	2,9		11,2		49		185		730
				50	52	200	195	800	775
					55		205		825
3,2		12		56	58	220	215	900	875
					62		230		925

Таблица А.3 – Коэффициенты ширины цилиндрических колес ψ_{ba}

(ГОСТ 2185 – 66)

Расположение колеса относительно опор	ψ_{ba}	
	при твердости рабочих поверхностей зубьев	
	HB<350	HB≥350
Симметричное	0,5	0,315; 0,4
Несимметричное	0,4	0,25; 0,315
Консольное	0,25	0,2
Примечание. 1. Значения ψ_{ba} по ГОСТ 2185 – 66: 0,1; 0,125; 0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25		

Таблица А.4 - Модули нормальные m цилиндрических зубчатых колес и внешние окружные делительные m_e конических прямозубых колес, мм (ГОСТ 9563-60)

Ряд1	0,05		0,06		0,08		0,1		0,12		0,15
Ряд2		0,055		0,07		0,09		0,11		0,14	
Ряд1		0,2		0,25		0,3		0,4		0,5	
Ряд2	0,18		0,22		0,28		0,35		0,45		0,55
Ряд1	0,6		0,8		1,0		1,25		1,5		2,0
Ряд2		0,7		0,9		1,125		1,375		1,75	
Ряд1		2,5		3,0		4,0		5,0		6,0	
Ряд2	2,25		2,75		3,5		4,5		5,5		7,0
Ряд1	8,0		10,0		12,0		16,0		20,0		25,0
Ряд2		9,0		11,0		14,0		18,0		22,0	
Ряд1		32,0		40,0		50,0		60,0		80,0	100,0
Ряд2	28,0		36,0		45,0		55,0		70,0		90,0

Таблица А.5– Рекомендуемая степень точности p_T для цилиндрических и конических зубчатых передач (ГОСТ 1643 – 81)

Вид зубьев	Вид передачи	Степень точности, p_T				
		5	6	7	8	9
Прямые	Цилиндрическая	$v > 15$	$v < 20$	$v < 20$	$v < 8$	$v < 3$
	Коническая	$v > 10$	$v < 14$	$v < 10$	$v < 5$	$v < 2$
Непрямые	Цилиндрическая	$v > 30$	$v < 40$	$v < 30$	$v < 12$	$v < 6$
	Коническая	$v > 20$	$v < 25$	$v < 16$	$v < 8$	$v < 4$

Таблица А.6 - Коэффициент $K_{H\alpha}$, учитывающих распределение нагрузки между зубьями колес цилиндрической и конической передач

Окружная скорость v , м/с	$K_{H\alpha}$				
	Степень точности				
	5	6	7	8	9
5		1,018	1,048	1,095	
10	1,008	1,025	1,07	1,135	1,16
15	1,015	1,04	1,09		
20	1,018	1,055	1,12		1,04

Таблица А.7 - Коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца колес цилиндрической передачи

Коэффициент ширины шестерни ψ_{bd}	Шестерня расположена симметрично относительно опор		Шестерня расположена несимметрично относительно опор				Консольное расположение одного из колес	
			Весьма жесткий вал		Менее жесткий вал			
	$k_{H\beta}$		$k_{H\beta}$		$k_{H\beta}$		$k_{H\beta}$	
	при твердости рабочих поверхностей зубьев HB							
	<350	>350	<350	>350	<350	>350	<350	>350
0,2	1,0	1,0	1,01	1,02	1,02	1,06	1,07	1,17
0,4	1,01	1,02	1,02	1,05	1,05	1,13	1,15	1,34
0,6	1,02	1,03	1,04	1,08	1,08	1,20	1,24	1,60
0,8	1,03	1,05	1,06	1,14	1,12	1,20	1,37	-
1,0	1,04	1,09	1,08	1,19	1,16	1,38	-	-
1,2	1,05	1,12	1,10	1,25	1,20	1,48	-	-
1,4	1,07	1,16	1,13	1,32	1,24	-	-	-
1,6	1,09	1,21	1,16	-	1,29	-	-	-
1,8	1,11	-	1,19	-	-	-	-	-
2,0	1,15	-	1,24	-	-	-	-	-

Таблица А.8 - Динамический коэффициент K_{Hv} для колес зубчатых передач

Степень точности по ГОСТ 1643-81	Твердость на поверхности зубьев колес	Значения K_{Hv} при v , м/с				
		1	3	5	8	10
6	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,25}{1,09}$	$\frac{1,32}{1,13}$
7	> 350 HB	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,19}{1,08}$	$\frac{1,25}{1,10}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,40}{1,16}$
8	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,09}$	$\frac{1,30}{1,12}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,38}{1,15}$	$\frac{1,48}{1,19}$
9	> 350 HB	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,09}{1,03}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,35}{1,14}$
	≤ 350 HB	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,12}{1,06}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,56}{1,22}$
Примечание. В числителе приведены значения для прямозубых, а в знаменателе для косозубых зубчатых колес						

Таблица А.9 - Коэффициент ширины относительно диаметра конического колеса ψ_{bd}

ψ_{bd}	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
-------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

Таблица А.10 - Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зубьев конических колес $k_{H\beta}$

Относительная ширина эквивалентной цилиндрической шестерни ψ_{bd}	$k_{H\beta}$			
	Шариковые опоры		Роликовые опоры	
	При твердости рабочих поверхностей зубьев			
	$H_1 \leq HB350$ и $H_2 \leq HB350$ или $H_1 > HB350$ и $H_2 > HB350$	$H_1 > HB350$ и $H_2 > HB350$	$H_1 \leq HB350$ и $H_2 \leq HB350$ или $H_1 > HB350$ и $H_2 > HB350$	$H_1 > HB350$ и $H_2 > HB350$
0,2	1,07	1,16	1,04	1,08
0,4	1,15	1,37	1,08	1,20
0,6	1,24	1,50	1,13	1,32
0,8	-	-	1,18	1,44

Таблица А.11 - Межосевое расстояние a_w червячных передач, мм (по ГОСТ 2144-76)

Ряд1	40		50		63		80		100		125	
Ряд2		-		-		-		-		-		140
Ряд1	160		200		250		315		400		500	
Ряд2		180		225		280		355		450		

Таблица А.12 - Действительные углы подъема линии витка червяка γ

z_1	Значения γ при коэффициенте диаметра червяка q								
	6,3	7,1	8,0	9,0	10,0	11,2	12,5	14,0	16,0
1	9°1'10"	8°1'1"	7°7'30"	6°20'25"	5°42'38"	5°6'8"	4°34'26"	4°5'8"	3°34'35"
2	17°36'45"	15°43'55"	14°2'10"	12°31'44"	11°18'36"	10°7'29"	9°5'25"	8°7'48"	7°7'30"
4	32°24'45"	29°23'46"	26°33'54"	23°57'35"	21°48'5"	19°39'12"	17°44'49"	15°50'43"	14°2'10"

Таблица А.13 – Коэффициенты диаметра червяка q (по ГОСТ 2144-93)

Ряд1	6,3		8,0		10,0		12,5		16,0		20,0		25,0
Ряд2		7,1		9,0		11,2		14,0		18,0		22,4	

Примечание. Для не самотормозящихся передач $q=8,0; 9,0; 10,0; 11,2; 12,5$.
Для самотормозящихся передач $q>12,5$

Таблица А.14 – Модули m цилиндрических червячных передач, мм, (ГОСТ 2144-76)

1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0
-----	------	-----	-----	-----	------	-----	-----	-----	-----	------	------	------	------	------

Примечания: 1. Модули определяются в осевом сечении червяка. 2. Допускается использование модулей – 1,5; 3,0; 3,5; 6,0; 7,0; 12,0.

Таблица А.15 – Степень точности n_T и коэффициент точности K_T червячных передач

n_T	K_T	Скорость скольжения v_s , м/с	Методы нарезания и обработки	Условия работы
7	1,15	<10	Червяк закален, шлифован и полирован. Колесо нарезано шлифованной червячной фрезой. Обкатка под нагрузкой.	Передачи с повышенными скоростями и малым шумом, с повышенными требованиями к габаритам
8	1,1	< 5	Червяк с Н< НВ 350, нешлифованный. Колесо нарезается шлифованной червячной фрезой.	Передачи среднескоростные со средними требованиями по шуму и габаритам
9	1,0	< 1	Червяк с Н< НВ 350 не шлифуется.	Передачи низкоскоростные, кратковременно работающие

Таблица А.16 – Начальный коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}^0$ в зависимости от передаточного числа u и числа витков червяка Z_1

Z_1	u							
	8	10	16	20	30	40	50	60
1					1,1	1,05	1,025	1,012
2			1,2	1,1	1,05			
4	1,3	1,18	1,1					

Таблица А.17 – Коэффициент динамической нагрузки K_{Hv} в зависимости от скорости скольжения v_s и степени точности n_T червячной передачи

n_T	При скорости скольжения v_s , м/с					
	1,5	3	7,5	12	16	25
	K_{Hv}	K_{Hv}	K_{Hv}	K_{Hv}	K_{Hv}	K_{Hv}
6	-	-	1	1,1	1,3	1,5
7	1	1	1,1	1,2	-	-
8	1,15	1,25	1,4	-	-	-
9	1,25	-	-	-	-	-

Таблица А.18 – Коэффициенты трения f и углы трения φ' между стальным червяком и колесом из оловянистой бронзы

Скорость скольжения v_s , м/с	f	φ'
0,1	0,080....0,090	4°30'....5°10'
0,5	0,055....0,065	3°10'....3°40'
1	0,045...0,055	2°30'....3°10'
1,5	0,040....0,050	2°20'....2°50'
2	0,035....0,045	2°00'....2°30'
2,5	0,030....0,040	1°40'....2°20'
3	0,028....0,035	1°30'....2°00'
4	0,023....0,030	1°20'....1°40'
7	0,018...0,026	1°00'....1°30'
10	0,016....0,024	0°55'....1°20'

Таблица А.19 – Сравнительная таблица твердости металлов и сплавов: по Бринеллю (HB) ГОСТ 9012–59 (ИСО 6506–84, ИСО 410–82), Роквеллу (HRC) ГОСТ 9013 – 59 (в редакции 1989 г.), Виккерсу (HV) ГОСТ 2999 – 75 (в редакции 1987 г.)

Бринелль HB	Роквелл HRC	Виккерс HV	Бринелль HB	Роквелл HRC	Виккерс HV	Бринелль HB	Роквелл HRC	Виккерс HV	Бринелль HB	Роквелл HRC	Виккерс HV
143	-	144	202	-	201	302	33	305	495	51	551
146	-	147	207	18	209	311	34	312	512	52	587
149	-	149	212	19	213	321	35	320	532	54	606
153	-	152	217	20	217	332	36	335	555	56	649
156	-	154	223	21	221	340	37	344	578	58	694
159	-	159	229	22	226	351	38	361	600	59	746
163	-	162	235	23	235	364	39	380	627	61	803
166	-	165	241	24	240	375	40	390	652	63	867
170	-	171	248	25	250	387	41	401	-	65	940
174	-	174	255	26	255	402	43	423	-	67	1021
179	-	177	262	27	261	418	44	435	-	69	1114
183	-	183	269	28	272	430	45	460	-	72	1220
187	-	186	277	29	278	444	47	474	-	-	-
192	-	190	286	30	285	460	48	502	-	-	-
196	-	197	293	31	291	477	49	534	-	-	-

Таблица А. 20 - Размеры и грузоподъемность шарикоподшипников

Размеры подшипников, мм		Радиальные однорядные типа 200		Радиальные двухрядные сферические типа 1200		Радиально-упорные однорядные типа 36200 ($\alpha=12^\circ$)		Радиально-упорные однорядные типа 46200 ($\alpha=26^\circ$)	
d	D	В	Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н	Угол контакта α	Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н	Обозначение подшипника	Грузоподъемность, Н
			С	C ₀			С	C ₀	С
10	30	9	200	4600	2600	1200	4160	1330	-
12	32	10	201	4680	2650	1201	4240	1480	-
15	35	11	202	5850	3470	1202	5670	2010	3330
17	40	12	203	7370	4380	1203	6010	2420	3820
20	47	14	204	9800	6170	1204	7570	3180	6120
25	52	15	205	10800	6950	1205	9250	4020	8300
30	62	16	206	15000	10000	1206	12000	5800	9060
35	72	17	207	19700	13600	1207	12100	6640	13000
40	80	18	208	25100	17700	1208	14800	8550	17700
45	85	19	209	25200	17700	1209	16660	9570	23200
50	90	20	210	27000	19800	1210	17300	10780	25100
55	100	21	211	33300	25100	1211	20600	13300	27000
60	110	22	212	40300	30900	1212	23300	15500	34200
65	120	23	213	44000	34000	1213	23900	17200	39300
70	125	24	214	47800	37300	1214	26500	18700	-
75	130	25	215	55900	41200	1215	29900	21400	54800
80	140	26	216	55900	44500	1216	30800	23500	-
85	150	28	217	64100	53000	1217	37900	28400	72000
90	160	30	218	73800	60500	1218	43800	31800	65300
95	170	32	219	83600	69500	-	-	-	70800
100	180	34	220	93900	79000	1220	53300	40400	82900
									101900
									115600
									113700
									106800