

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации

Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Оренбургский государственный университет»

Кафедра механики материалов, конструкций и машин

Г.А. Клещарёва, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков

# **РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ МЕХАНИЧЕСКИХ ПРИВОДОВ**

Методические указания

Рекомендовано к изданию редакционно-издательским советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Оренбургский государственный университет» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по специальности 15.05.01 Проектирование технологических машин и комплексов и направлениям подготовки 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника

Оренбург  
2018

УДК 621.833.2.061.1(076.5)

ББК 34.446я7

К48

Рецензент – профессор, доктор технических наук А.Н. Поляков

**Клещарёва, Г.А.**

К48

Расчет закрытых конических передач механических приводов: методические указания / Г.А. Клещарева, С.Ю. Решетов, Ю.А. Чирков; Оренбургский гос. ун-т. – Оренбург: ОГУ, 2018. – 24 с.

Методические указания предназначены для выполнения расчетов закрытых (редукторных) механических передач в курсовых проектах, работах и других видах самостоятельной работы по дисциплинам «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Основы конструирования», «Машиноведение», «Основы проектирования», «Детали мехатронных модулей и их конструирование» для обучающихся по образовательным программам высшего образования по специальности 15.05.01 Проектирование технологических машин и комплексов и направлениям подготовки 15.03.01 Машиностроение, 15.03.02 Технологические машины и оборудование, 15.03.03 Прикладная механика, 15.03.04 Автоматизация технологических процессов и производств, 15.03.05 Конструкторско-технологическое обеспечение машиностроительных производств, 15.03.06 Мехатроника и робототехника. Данные указания также могут быть полезны при выполнении отдельных разделов выпускных квалификационных работ.

УДК 621.833.2.061.1(076.5)

ББК 34.446я7

© Клещарева Г.А.,  
Решетов С.Ю.,  
Чирков Ю.А., 2018  
© ОГУ, 2018

## Содержание

Введение.....	4
1 Расчет закрытых конических передач .....	5
1.1 Общие сведения .....	5
1.2 Исходные данные.....	7
1.3 Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки .....	8
1.4 Определение допустимых напряжений .....	9
1.5 Определение геометрических параметров конического зацепления	10
1.6 Проверочные расчеты передачи.....	13
1.7 Определение сил, действующих в зацеплении .....	15
2 Конструирование конических зубчатых колес .....	16
2.1 Ведущее колесо .....	16
2.2 Ведомое колесо .....	17
Список использованных источников .....	19
Приложение А (справочное) Параметры, необходимые для расчетов.....	20

## Введение

В настоящих методических указаниях изложена методика расчета закрытых конических передач, используемых в силовых приводах, изучаемых обучающимися в курсах «Детали машин», «Детали машин и основы конструирования», «Детали мехатронных модулей и их конструирование» и других. Указания способствуют ускорению и унификации выполнения и оформления расчетов конических закрытых передач в курсовых проектах и работах, а также реализации некоторых компетенций: ПК-12 способностью разрабатывать конструкторскую и проектную документацию механических, электрических и электронных узлов мехатронных и робототехнических систем в соответствии с имеющимися стандартами и техническими условиями; ПСК-6 способностью выбирать необходимые технические данные для обоснованного принятия решений по проектированию металлорежущих станков и комплексов.

Цель расчета: определение параметров зацепления, геометрических размеров деталей передач и сил, действующих в зацеплении. Для закрытых передач проектный расчет выполняют, исходя из условия обеспечения прочности на выносливость, по допускаемым контактным напряжениям, чтобы не допустить усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев. Определив на основе этого расчета размеры колес и параметры зацепления, выполняют проверочный расчет на контактную прочность и на выносливость зубьев по напряжениям изгиба, чтобы установить, не появляется ли опасность усталостного разрушения зубьев – основного вида отказа данного типа передач.

Методические указания содержат рекомендации, справочный материал и пример расчета конической закрытой передачи.

В методических указаниях используется международная система единиц (СИ) со следующими отклонениями, допущенными в стандартах (ИСО и ГОСТ) на расчеты деталей машин: размеры деталей передач выражаются в миллиметрах (мм), силы – в ньютонах (Н), и соответственно напряжения – в ньютонах, деленных на миллиметры в квадрате ( $\text{Н/мм}^2$ ), то есть в мегапаскалях (МПа), а моменты – в ньютонах, умноженных на миллиметр (Н·мм). У отдельных групп формул даны соответствующие примечания.

# 1 Расчет закрытых конических передач

## 1.1 Общие сведения

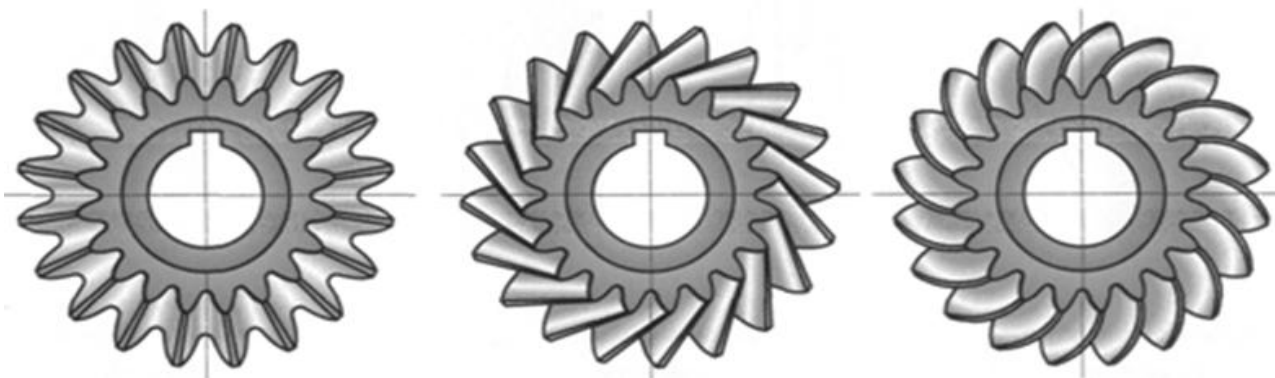
Конические зубчатые колеса применяют в передачах между валами, оси которых расположены под некоторым углом. Основное применение имеют передачи с осями, пересекающимися под углом девяносто градусов (рисунок 1.1).

Достоинства:

- сравнительно малые габариты;
- высокий коэффициент полезного действия;
- постоянство передаточного числа;
- возможность реверса;
- долговечность и надежность в работе;
- широкий диапазон моментов, скоростей и передаточных чисел.

Недостатки:

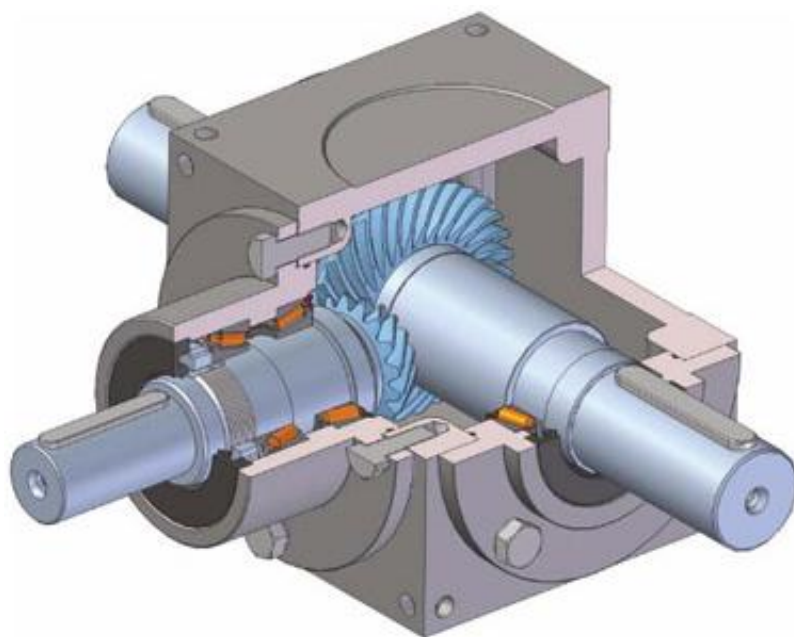
- небольшое передаточное число в режиме работы одной ступени;
- шум при работе на больших скоростях;
- необходимость консольной установки одного из колес;
- высокие требования к точности изготовления и монтажа.



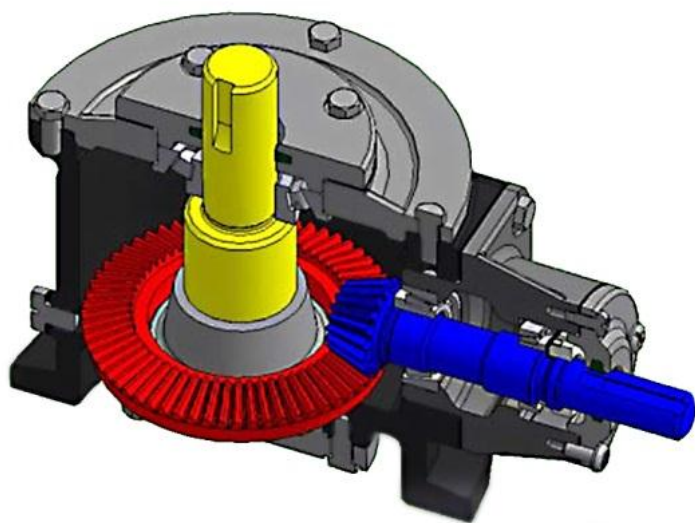
а) прямозубые колеса; б) косозубые колеса; в) колеса с круговыми зубьями.

Рисунок 1.1 – Конические колеса

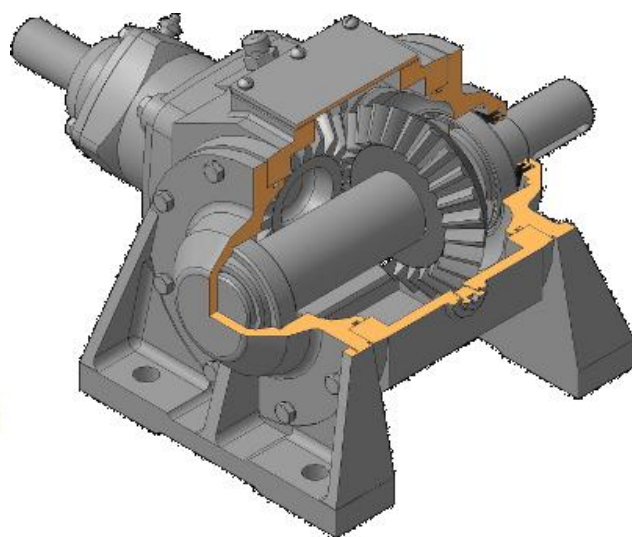
Конические редукторы бывают с различным расположением валов (рисунок 1.2).



а) с круговыми зубьями и горизонтальным расположением валов;



б) прямозубый с вертикальным тихоходным валом (выход вверх);



в) прямозубый с горизонтальным расположением валов.

Рисунок 1.2 – Конические редукторы

## 1.2 Исходные данные

Исходные данные для расчета закрытой конической передачи выбирают из сведенных в таблицу результатов кинематического расчета силового привода.

В качестве исходных данных выбирают значения мощностей, вращающих моментов, частот вращения на валах шестерни (ведущего звена в передаче) и колеса (ведомого звена в передаче) (рисунок 1.3).

Для простоты изложения материала в данных методических указаниях индекс «1» относится к параметрам шестерни, индекс «2» – к параметрам колеса.

Учитывая вышеизложенное, исходными данными для расчета являются значения, представленные в таблице 1.1.

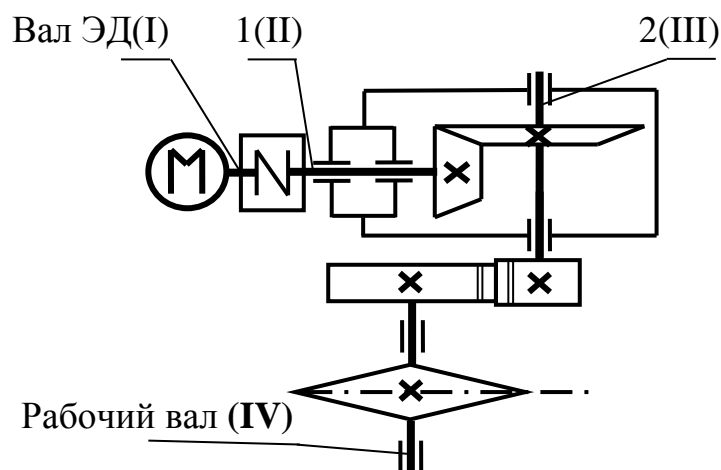


Рисунок 1.3 – Образец схемы задания привода с коническим редуктором

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета закрытой конической передачи

Наименование параметра, единица измерения	Обозначение	Исходные данные примера
Вращающий момент на валу шестерни, $H \cdot мм$	$T_1$	31269
Вращающий момент на валу колеса, $H \cdot мм$	$T_2$	95544
Частота вращения шестерни, $мин^{-1}$	$n_1$	709
Частота вращения колеса, $мин^{-1}$	$n_2$	225,079
Передаточное число передачи	$u$	3,15
Срок службы передачи, час	$L_h$	20000
Наличие реверса	<i>есть; нет</i>	есть

### 1.3 Выбор материала зубчатых колес, назначение упрочняющей обработки

В редукторостроении, для передач общего назначения, к габаритным размерам которых не предъявляют особых требований, экономически целесообразно применять стали с твердостью не более 350 единиц по Бринелю:

$$HB \leq 350.$$

Обычно для шестерни и колеса выбирают стали одинаковых марок, но с разницей твердостей активных поверхностей зубьев для выравнивания износа во время эксплуатации. Обычно твердость поверхности зубьев шестерни от двадцати до пятидесяти единиц HB выше, чем твердость поверхности колеса, так как зубья шестерни входят в зацепление чаще, чем зубья зубчатого колеса. Обычно:

$$HB_1 \geq HB_2 + (20 \dots 50).$$

Здесь и далее в столбцах (расчет и результат) таблиц 1.2 – 1.9, 2.1 приведен пример расчета конической зубчатой передачи в соответствии с кинематической схемой (рисунок 1.3). В соответствии с вышеизложенным и таблицей А.1 приложения А, с. 19 для примера примем в качестве материалов шестерни и колеса стали легированные марки 40ХН по ГОСТ 4543-16 со следующими механическими характеристиками:

Таблица 1.2 – Основные характеристики выбранного материала

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа ( $H/mm^2$ )	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа ( $H/mm^2$ )	Твердость, HB (средняя)	Термо-обработка
40ХН	до 150	$\sigma_{B1} = 930$	$\sigma_{T1} = 690$	$HB_1 = 280$	улучшение
40ХН	свыше 180	$\sigma_{B2} = 835$	$\sigma_{T2} = 640$	$HB_2 = 250$	улучшение



## 1.4 Определение допускаемых напряжений

Таблица 1.3 – Определение допускаемых контактных напряжений для  $HB \leq 350$

Параметр	Формула	Расчет	Результат
$\sigma_{Hlimb}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma_{Hlimb1} = 2 \cdot HB_1 + 70$	$2 \cdot 280 + 70$	630
	$\sigma_{Hlimb2} = 2 \cdot HB_2 + 70$	$2 \cdot 250 + 70$	570
$[\sigma]_H$ – допускаемые контактные напряжения, МПа	$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlimb1}}{S_H} \cdot Z_{N1}$	$\frac{630}{1,1} \cdot 1,0$	573
	$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlimb2}}{S_H} \cdot Z_{N2}$	$\frac{570}{1,1} \cdot 1,0$	518
$[\sigma]_H$ – расчетное контактное напряжение, МПа	$[\sigma]_H = \frac{[\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}}{2}$	$\frac{573 + 518}{2}$	545
	должно быть $[\sigma]_H \leq 1,15 \cdot [\sigma]_{H2}$	должно быть $545 \leq 1,15 \cdot 518$	$545 \leq 596$
$Z_{N1} = 1; Z_{N2} = 1$ – коэффициенты долговечности, при $L_h$ больше 10000 часов			
$S_H = 1,1$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354–87			

Таблица 1.4 – Определение допускаемых напряжений изгиба для колес с  $HB \leq 350$

Параметр	Формула	Расчет	Результат
$\sigma^0_{Flimb}$ – предел изгибной выносливости при базовом числе циклов перемены напряжений, МПа	$\sigma^0_{Flimb1} = 1,8 \cdot HB_1$	$1,8 \cdot 280$	504
	$\sigma^0_{Flimb2} = 1,8 \cdot HB_2$	$1,8 \cdot 250$	450
$[\sigma]_F$ – допускаемые контактные напряжения, МПа	$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma^0_{Flimb1}}{S_F} \cdot Y_{N1} \cdot Y_A$	$\frac{504}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 0,65$	187
	$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma^0_{Flimb2}}{S_F} \cdot Y_{N2} \cdot Y_A$	$\frac{450}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 0,65$	167
$S_F = 1,75$ – коэффициент безопасности (запаса прочности) ГОСТ 21354–87			
$Y_{N2} = 1; Y_{N1} = 1$ – коэффициенты долговечности при $L_h$ больше 10000 часов			
$Y_A$ – коэффициент, учитывающий реверсивность движения, $Y_A = 1$ – для нереверсивного движения, $Y_A = 0,65$ – для реверсивного движения (нормализованных и улучшенных сталей)			

## 1.5 Определение геометрических параметров конического зацепления

В конических передачах шестерня обычно располагается консольно, поэтому из-за деформации вала увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зубьев (рисунок 1.4).

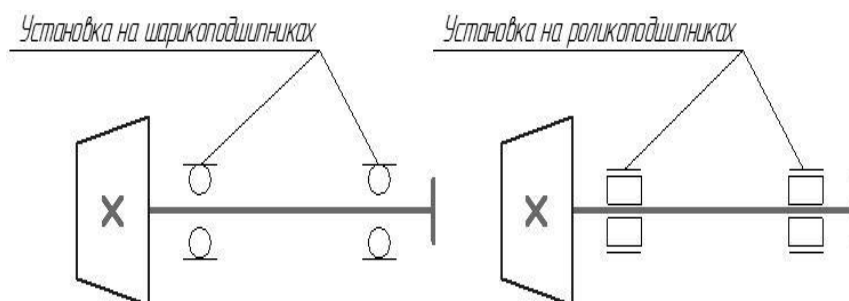


Рисунок 1.4 – Схемы установок конических шестерен консольно

Основные геометрические размеры конических зубчатых колес с прямыми зубьями определяют в зависимости от модуля и числа зубьев. Высота и толщина зубьев конических колес обычно уменьшаются по мере приближения к вершине конуса. Соответственно изменяются шаг, модуль и делительные диаметры, которых может быть бесчисленное множество. Для удобства измерения конических колес их размеры принято определять по внешнему торцу зуба, образованному внешним дополнительным конусом (рисунок 1.5).

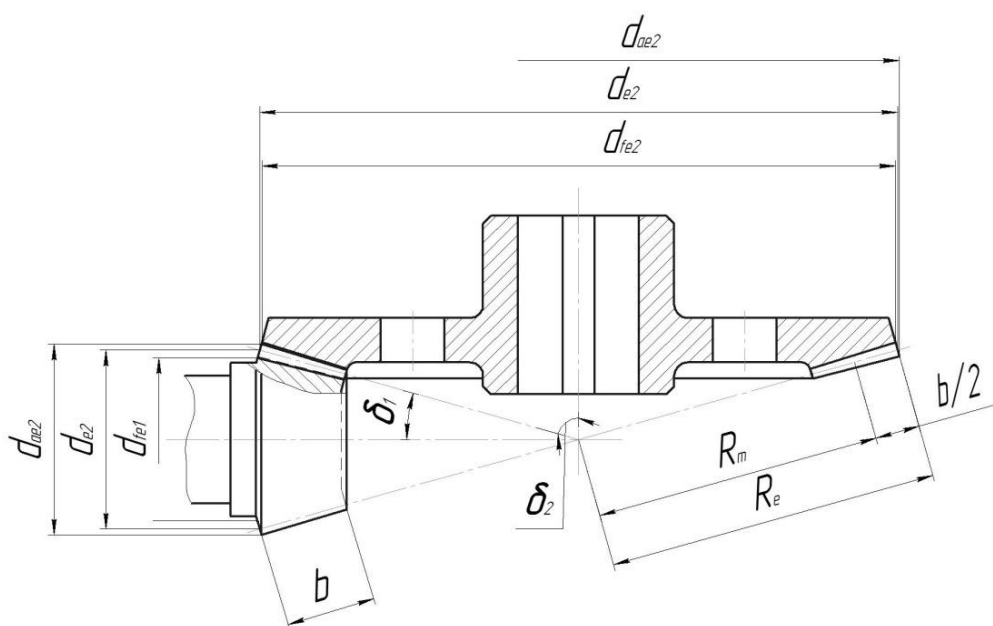


Рисунок 1.5 – Геометрические параметры прямозубой конической передачи

Таблица 1.5 – Основные геометрические параметры зацепления (рисунок 1.5)

Формула	Расчет	Результат	Принято
Из условия контактной прочности определяют внешний делительный диаметр колеса $d_{e2}$ , мм и принимают по ГОСТ 12289-76 (таблица А.4 приложения А, с. 22)			
$K_H$ – коэффициент нагрузки принимают от 1,25 до 1,4		1,35	
$d_{e2} \geq 162,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_H \cdot u}{[\sigma]_H^2}}$	$162,7 \cdot \sqrt[3]{\frac{95544 \cdot 1,35 \cdot 3,15}{545^2}}$	180,51	180
Определяют $m_{te}$ – внешний окружной модуль, мм (в диапазоне) и принимают по ГОСТ 9563-60 (таблица А.3 приложения А, с. 22)			
$m_{te} = \frac{d_{e2}}{(22 \dots 36) \cdot u}$	$\frac{180}{(22 \dots 36) \cdot 3,15}$	1,6...2,6	2,5*
*Рекомендуют принимать такие стандартные значения модуля $m_{te}$ , которым соответствует целое число зубьев колеса $z_2$ (методом подбора)			
Число зубьев колеса	$z_2 = \frac{d_{e2}}{m_{te}}$	$z_2 = \frac{180}{2,5}$	72 целое 72
Число зубьев шестерни	$z_1 = \frac{z_2}{u}$	$z_1 = \frac{72}{3,15}$	22,9 целое 23
Уточняют передаточное число	$u' = \frac{z_2}{z_1}$	$u' = \frac{72}{23}$	3,13
Расхождение с исходным значением, %	$\Delta u = \frac{u - u'}{u} \cdot 100$	$\Delta u = \frac{3,15 - 3,13}{3,15} \cdot 100$	0,635 % **должно быть $\Delta u \leq 3 \%$
**Расхождение с исходным значением должно быть не более 3 %. Если условие не соблюдается, тогда увеличивают или уменьшают $z_2$ на единицу и корректируют модуль зацепления $m_{te}$			

Таблица 1.6 – Расчет геометрических параметров конических колес (рисунок 1.5)

Формула	Расчет	Результат
Углы делительных конусов, град.		
шестерни (1) и колеса (2)	шестерни (1) и колеса (2)	
$\delta_2 = \arctg u'$	$\delta_2 = \arctg 3,13$	72,282
$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2$	$\delta_1 = 90^\circ - 72,387$	17,718
Внешние делительные диаметры колес, мм		
$d_{e1} = m_{te} \cdot Z_1$	$d_{e1} = 2,5 \cdot 23$	57,5
$d_{e2} = m_{te} \cdot Z_2$	$d_{e2} = 2,5 \cdot 72$	180
Внешние диаметры окружностей выступов, мм		
$d_{ae1} = d_{e1} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1$	$d_{ae1} = 57,5 + 2 \cdot 2,5 \cdot \cos 17,718$	62,263
$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2$	$d_{ae2} = 180 + 2 \cdot 2,5 \cdot \cos 72,282$	181,522
Внешние диаметры окружностей впадин, мм		
$d_{fe1} = d_{e1} - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_1$	$d_{fe1} = 57,5 - 2,4 \cdot 2,5 \cdot \cos 17,718$	51,785
$d_{fe2} = d_{e2} - 2,4 \cdot m_{te} \cdot \cos \delta_2$	$d_{fe2} = 180 - 2,4 \cdot 2,5 \cdot \cos 72,282$	178,174
Внешнее конусное расстояние, мм		
$R_e = \frac{m_{te}}{2} \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$	$R_e = \frac{2,5}{2} \cdot \sqrt{23^2 + 72^2}$	94,48
Ширину зубчатого венца $b=b_1= b_2$ , мм принимают по Ra40 ГОСТ 6636–69 (таблица А.2 приложения А, с. 21)		
$b \leq 0,3 \cdot R_e$	$28 \leq 28,344$	целое 28
Среднее конусное расстояние, мм		
$R_m = R_e - 0,5 \cdot b$	$R_m = 94,48 - 0,5 \cdot 28$	80,48
Коэффициент ширины венца по внешнему конусному расстоянию		
$\Psi_{bRe} = \frac{b_2}{R_e} \leq 0,3$	$\Psi_{bRe} = \frac{28}{94,48} \leq 0,3$	0,296
Средние делительные диаметры, мм		
$d_{m1} = (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe}) \cdot d_{e1}$	$d_{m1} = (1 - 0,5 \cdot 0,296) \cdot 57,5$	48,99
$d_{m2} = (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe}) \cdot d_{e2}$	$d_{m2} = (1 - 0,5 \cdot 0,296) \cdot 180$	153,36
Средний модуль, мм		
$m_m = \frac{d_{m1}}{Z_1} = (1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe}) \cdot m_{te}$	$m_m = \frac{48,99}{23} = (1 - 0,5 \cdot 0,296) \cdot 2,5$	2,13

## 1.6 Проверочные расчеты передачи

Таблица 1.7 – Условие прочности по контактным напряжениям

Формула	Расчет	Результат	
Коэффициент ширины шестерни по среднему диаметру			
$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_{m1}}$	$\Psi_{bd} = \frac{28}{48,99}$	0,572	
Определяют среднюю окружную скорость, м/с и назначают степень точности изготовления колес (таблица А.5 приложения А, с. 22)			
$V = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$	$V = \frac{3,14 \cdot 48,99 \cdot 709}{60 \cdot 1000}$	1,818	Степень точности 8
Уточняют коэффициент нагрузки, $K'_H$			
$K'_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}$	$K'_H = 1 \cdot 1,195 \cdot 1,05$	1,255	
$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (таблица А.6 приложения А, с. 22). Для прямозубых колес $K_{H\alpha} = 1$			1
$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (таблица А.7 приложения А, с. 23)			1,195 <i>среднее значение</i>
$K_{H\nu}$ – динамический коэффициент (таблица А.8 приложения А, с. 23)			1,05
Проверяют условие прочности по контактным напряжениям, Н/мм <sup>2</sup>			
$\sigma_H = \frac{950}{(1 - 0,5 \cdot \Psi_{bRe})} \cdot \sqrt{\frac{T_2 \cdot K'_H \cdot u'}{d_{e2}^3 \cdot \Psi_{bRe}}} \leq [\sigma]_H$	$\frac{950}{(1 - 0,5 \cdot 0,296)} \cdot \sqrt{\frac{95544 \cdot 1,255 \cdot 3,13}{180^3 \cdot 0,296}}$	*должно быть $\sigma_H \leq [\sigma]_H$ 520 ≤ 545	
Проверяют погрешность в процентах (%) недогрузка (+), перегрузка (–)			
$\Delta\sigma_{H2} = \frac{[\sigma]_{H2} - \sigma_{H2}}{[\sigma]_{H2}} \cdot 100$	$\Delta\sigma_{H2} = \frac{545 - 520}{545} \cdot 100$	4,59 %	
*Допускается недогрузка на 10 % и перегрузка на (–5 %). Если условие прочности не выполняется, то увеличивают <i>степень точности</i> , либо увеличивают $b_2$ , не выходя за пределы рекомендуемых. Если это не дает должного эффекта, то назначают <i>другие материалы</i> и расчет повторяют с пункта 1.3.			

Таблица 1.8 – Условие прочности по изгибным напряжениям

Формула		Расчет		Результат	
Определяют приведенное число зубьев шестерни и колеса					
$Z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$	$Z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$	$Z_{V1} = \frac{23}{\cos 17,718}$	$Z_{V2} = \frac{72}{\cos 72,282}$	24,15	236,58
Определяют по ГОСТ 21354–87 коэффициенты формы зуба (таблица А.9 приложения А, с. 23)		$Y_{F1}$	$Y_{F2}$	3,995	3,6
Проводят сравнительную оценку прочности на изгиб зубьев шестерни и колеса					
$\frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}}$	$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}}$	$\frac{187}{3,995}$	$\frac{167}{3,60}$	46,9	46,43
Дальнейший расчет ведут по <b>минимальному</b> значению найденных отношений $\frac{[\sigma]_F}{Y_F}$ для одного из колес					
Определяют коэффициент нагрузки					
$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$		$K_F = 1 \cdot 1,495 \cdot 1,25$		1,869	
$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями: $K_{F\alpha} = 1$ – для прямозубых колес					1
$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца (таблица А.10 приложения А, с. 24)					1,495
$K_{Fv}$ – коэффициент динамичности (таблица А.11 приложения А, с. 24)					1,25
$\sigma_F = \frac{2,36 \cdot T \cdot K_F}{Z \cdot b \cdot m_m^2} \cdot Y_F \leq [\sigma]_F$		$\frac{2,36 \cdot 95544 \cdot 1,869}{72 \cdot 28 \cdot 2,13^2} \cdot 3,6 \leq 167$		166	*должно быть $\sigma_F \leq [\sigma]_F$
*Возможна большая недогрузка.					
Если условие прочности не выполняется, то задаются большим значением <i>модуля</i> $m_m$ , не изменяя $d_{ae2}$ , то есть не нарушая условия контактной прочности.					
Если это не дает положительного эффекта, то назначают <i>другие материалы</i> и расчет повторяют с <i>пункта 1.3</i>					

## 1.7 Определение сил, действующих в зацеплении

В конической передаче сила нормального давления раскладывается на три составляющие: окружную, радиальную и осевую силы (рисунок 1.6).

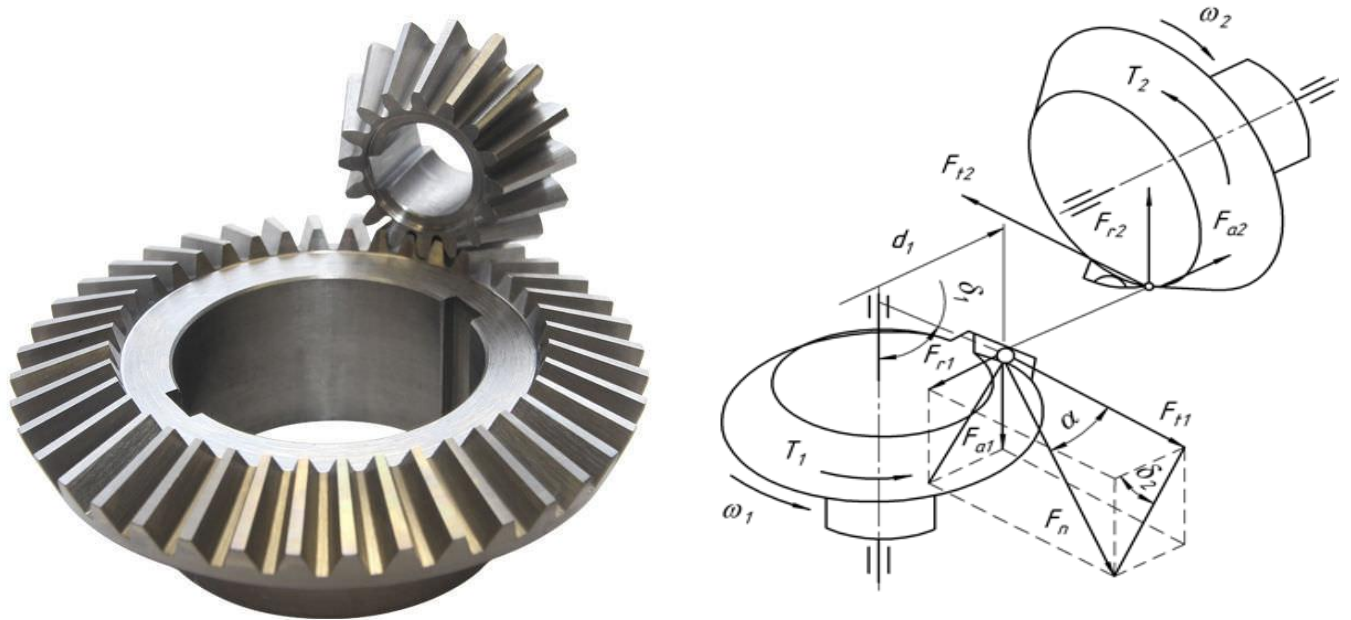


Рисунок 1.6 – Силы, действующие в конических прямозубых зацеплениях

Таблица 1.9 – Расчет сил, действующих в конических прямозубых зацеплениях

Формула	Расчет	Результат
Окружные силы, в ньютонах (Н)		
$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2}{\eta_{ЗП} \cdot d_{m2}}$	$\frac{2 \cdot 95544}{0,97 \cdot 153,36}$	1284
Радиальная сила шестерни равна осевой силе колеса, в ньютонах (Н), $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления		
$F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1$	$1284 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 17,718^\circ$	445
Осевая сила шестерни, равна радиальной силе колеса, в ньютонах (Н), $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления		
$F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1$	$1284 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 17,718^\circ$	142
Силы нормального давления, в ньютонах (Н), $\alpha = 20^\circ$ – угол зацепления		
$F_{n1} = F_{n2} = \frac{F_{t2}}{\cos \alpha}$	$\frac{1284}{\cos 20^\circ}$	1366

## 2 Конструирование конических зубчатых колес

### 2.1 Ведущее колесо

Форма зубчатых колес зависит от их радиальных габаритов, типа (масштаба) производства, типа зубчатого редуктора, в котором это колесо эксплуатируется. При небольших диаметрах (до 160 мм) колес их изготавливают из прутка (сортового проката), а при значительных диаметрах заготовки чаще всего получают свободной ковкой с последующей обработкой резанием. Шестерни малых диаметров (близких к среднему диаметру вала) обычно изготавливают за одно целое с валом. На рисунке 2.1 представлена типовая конструкция вала-шестерни. Шестерня заодно с валом изготавливается в тех случаях, когда соотношение диаметра окружности впадин на внешней стороне зубьев  $d_{fe1}$  и диаметра вала  $d$  составляет не более 1,6:

$$\frac{d_{fe1}}{d} \leq 1,6.$$

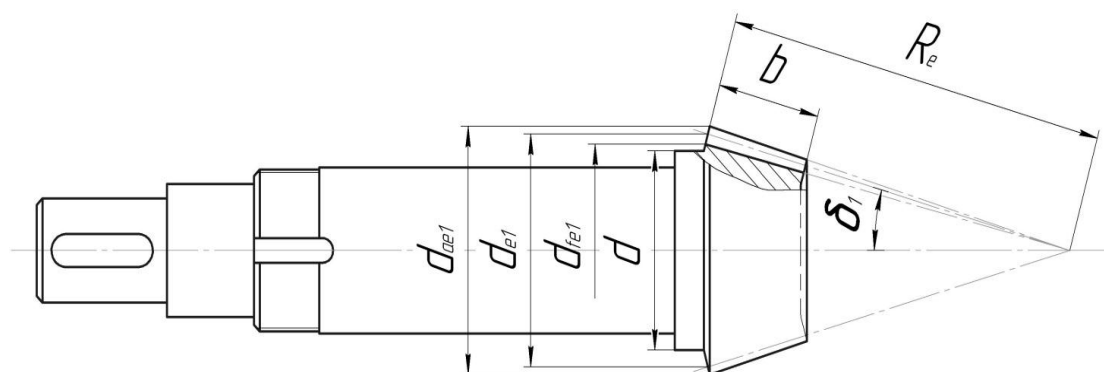


Рисунок 2.1 – Конструкция вала-шестерни (конической)

В противном случае, шестерни изготавливают насадными и их проектирование производят по тем же соотношениям, что и для зубчатых колес (таблица 2.1). В представленной на рисунке 2.1 конструкции вала-шестерни диаметр впадин зубьев  $d_{fe1}$  больше  $d$ , поэтому на местном разрезе по впадинам след режущего инструмента не виден, что характерно для большинства случаев практики. Напомним, что размеры  $d_{fe1}$ ,  $d_{e1}$ ,  $d_{ae1}$  и  $b$  находятся на этапе расчета геометрических параметров передачи (таблица 1.6).



## 2.2 Ведомое колесо

Рассмотрим конструкцию колеса зубчатого (рисунок 2.2). Диаметр вала под колесом  $d_{вал}$  определяется по условию обеспечения усталостной прочности тихоходного вала. Расчет других конструктивных элементов конического зубчатого колеса представлен в таблице 2.1. Полученные таким образом значения размеров основных конструктивных элементов зубчатого колеса необходимо округлить до стандартных по ГОСТ 6636–69 (таблица А.2 приложения А, с. 21).

Параметры, найденные на этапе расчета конической зубчатой передачи:

- внешний делительный диаметр колеса  $d_{e2}$ , мм;
- внешний диаметр окружностей выступов  $d_{fe2}$ , мм;
- внешний диаметр окружностей впадин  $d_{ae2}$ , мм;
- углы делительного конуса колеса  $\delta_2$  и шестерни  $\delta_1$ , град.;
- модуль средний нормальный  $m_m$ , мм;
- ширина венца  $b$ , мм;
- внешнее конусное расстояние  $R_e$ , мм.

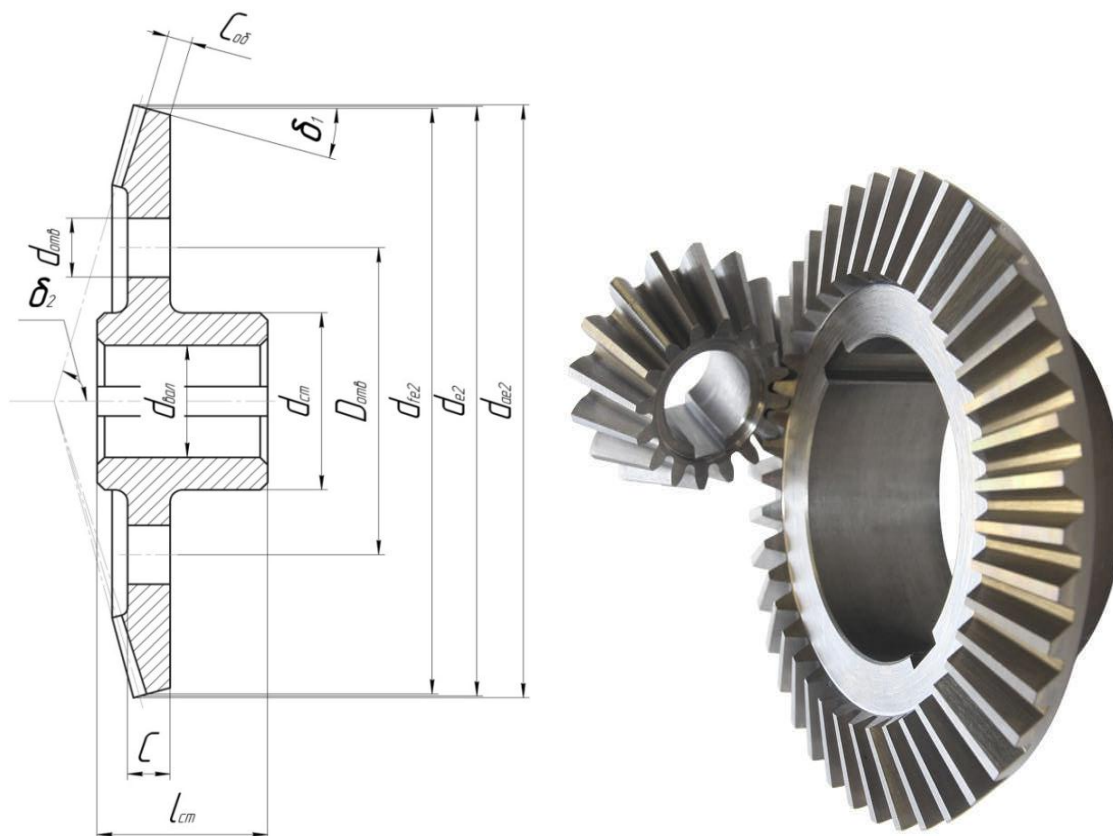


Рисунок 2.2 – Конструкция конического зубчатого колеса

Таблица 2.1 – Расчет элементов конструкции зубчатого колеса (рисунок 2.2)

Элемент	Размеры, мм	Формула	Расчет	Результат (принято по Ra20 или Ra40)		
Обод	диаметр	то же, что и внешний диаметр окружностей выступов, берут из таблицы 1.6, с. 12	$d_{ae2}=181,522$	181,522		
	толщина	$C_{об} = (3,0...4,0) \cdot m_m$ должно быть $C_{об} \geq 8$ мм, где $m_m$ – модуль средний нормальный берут из таблицы 1.6, с. 12	$(3,0...4,0) \cdot 2,13$	6,39...8,52	8	
	ширина	то же, что и ширина зубчатого венца колеса и шестерни, из таблицы 1.6, с. 12	$b = 28$	28		
Ступица	диаметр внутренний	$d_k$ – диаметр вала под колесом берут из расчета тихоходного вала	$d_{вал} = d_k = 53$	53		
	диаметр наружный для...	стали	$d_{cm} = (1,55...1,6) \cdot d_{вал}$	для стали $(1,55...1,6) \cdot 53$	82,2...84,8	85
		чугуна	$d_{cm} = (1,65...1,7) \cdot d_{вал}$			
		легких и цветных сплавов	$d_{cm} = (1,7...1,8) \cdot d_{вал}$			
длина	$L_{cm} = (1,2...1,5) \cdot d_{вал}$	$(1,2...1,5) \cdot 53$	63,6...79,5	71		
Диск	толщина	$C = (0,1...0,17) \cdot R_e$ , но не менее 10 мм	$(0,1...0,17) \cdot 94,48$	9,5...16,1	13	
	радиусы закруглений		$R \geq 6...8$ мм	7		
	уклоны ковочные, штамповочные		$\gamma = 7...10^\circ$	8		
Отверстия	внутренний диаметр обода	$D_0 = d_{fe2} - 2 \cdot b \cos \delta_1$ размер окончательно определяется на стадии вычерчивания колеса	$178,098 - 2 \cdot 28 \cos 17,718$	124,75	125	
	диаметр центральной окружности	$D_{омб} = 0,5 \cdot (D_0 + d_{cm})$	$0,5 \cdot (125 - 85)$	110	110	
	диаметры отверстий в диске	$d_{омб} = 0,25 \cdot (D_0 - d_{cm})$	$0,25 \cdot (125 - 85)$	10	10	
Фаска	размер	$f = 0,5 \cdot m_m$	$0,5 \cdot 2,13$	1,065	1,5	
	угол	$\alpha_\phi = 45^\circ$				

## Список использованных источников

1. Шейнблит, А. Е. Курсовое проектирование деталей машин : учебное пособие / А. Е. Шейнблит. – 2-е изд., перераб. и доп. – Калининград : Янтарный сказ, 2002. – 454 с. : ил., черт. – Б. ц. – ISBN 5-7406-0257-2.
2. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – 11-е изд., стер. – М. : Издательский центр «Академия». – 2008. – 496 с. : ил. – (Высшее профессиональное образование). – Библиогр. : с. 493. – ISBN 978-5-7695-4929-8.
3. Чернилевский, Д. В. Детали машин. Проектирование приводов технологического оборудования : учебное пособие / Д. В. Чернилевский. – 3-е изд., испр. – М. : Машиностроение, 2003. – 560 с. : ил. – ISBN 5-217-03190-2.
4. Чернавский, С. А. Проектирование механических передач : учебное пособие / С.А. Чернавский, Г. А. Снесарев, Б. С. Козинцов. – 7-е изд., перераб. и доп. – М. : НИЦ Инфра-М, 2013. – 536 с. : 60x90 1/16. – (Высшее образование: Бакалавриат). – ISBN 978-5-16-004470-5. – Режим доступа: <http://znanium.com/bookread2.php?book=368442>.
5. Кушнарченко, В. М. Основы проектирования передаточных механизмов : учебное пособие для высших учебных заведений / В. М. Кушнарченко, В. П. Ковалевский, Ю. А. Чирков. – Оренбург : РИК ГОУ ОГУ, 2003. – 251 с. : ил.
6. Кушнарченко, В. М. Прикладная механика : механизмы приборов : учебное пособие / В.М. Кушнарченко, Р. Н. Узяков, Г. А. Клещарева. – Оренбург : ГОУ ОГУ, 2005. – 441 с. : ил.
7. Расчет открытых и закрытых зубчатых цилиндрических передач: методические указания / С. Ю. Решетов, Г. А. Клещарева, В. С. Репях, С. Т. Сейтпанов. – Оренбург : ОГУ, 2014. – 46 с.

## Приложение А

### (справочное)

#### Параметры, необходимые для расчетов

Таблица А.1 – Механические свойства некоторых сталей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности, $\sigma_B, Н/мм^2$	Предел текучести, $\sigma_T, Н/мм^2$	Твердость <i>HV</i> (средняя)	Термообработка
<b>Стали углеродистые по ГОСТ 1050–2013</b>					
45	100-500	570	290	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
	90-120	730	390	210	
	Св. 130	690	340	200	
40	До 80	715	400	215	Улучшение
	Св. 80	600	335	185	Нормализация
50	До 80	750	450	235	Улучшение
	Св. 80	630	375	205	Нормализация
<b>Стали легированные по ГОСТ 4543–2016</b>					
30ХГС	До 140	1020	840	260	Улучшение
	Св. 140	930	740	250	
40Х	До 120	930	690	270	
	120-160	880	590	260	
	Св. 160	830	540	245	
40ХН	До 150	930	690	280	
	140-180	880	590	265	
	Св. 180	835	640	250	
<b>Стали литейные по ГОСТ 977–88</b>					
40Л	Любой	520	290	160	Нормализация
45Л	Любой	540	310	180	
35ГЛ	Любой	590	340	190	Улучшение
35ГСЛ	Любой	790	590	220	

Таблица А.2 – Нормальные линейные размеры по ГОСТ 6636–69

Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40	Ra 20	Ra 40
1,0	1,00	5,6	5,6	32	32	180	180
	1,05		6,0	34	34		190
1,1	1,10	6,3	6,3	36	36	200	200
	1,15		6,7		38		210
1,2	1,20	7,1	7,1	40	40	220	220
	1,30		7,5		42		240
1,4	1,40	8,0	8,0	45	45	250	250
	1,50		8,5		48		260
1,6	1,60	9,0	9,0	50	50	280	280
	1,70		9,5		53		300
1,8	1,80	10,0	10,0	56	56	320	320
	1,90		10,5		60		340
2,0	2,00	11,0	11,0	63	63	360	360
	2,10		11,5		67		380
2,2	2,20	12,0	12,0	71	71	400	400
	2,40		13,0		75		420
2,5	2,50	14,0	14,0	80	80	450	450
	2,60		15,0		85		580
2,8	2,80	16,0	16,0	90	90	500	500
	3,00		17,0		95		530
3,2	3,20	18,0	18,0	100	100	560	560
	3,40		19,0		105		600
3,6	3,60	20,0	20,0	110	110	630	630
	3,80		21,0		120		670
4,0	4,00	22,0	22,0	125	125	710	710
	4,20		24,0		130		750
4,5	4,50	25,0	25,0	140	140	800	800
	4,80		26,0		150		850
5,0	5,00	28,0	28,0	160	160	900	900
	5,30		30,0		170		950

Таблица А.3 – Модуль  $m_e$ , мм по ГОСТ 9563–60

Ряд 1	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
Ряд 2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7	9	11	14

Таблица А.4 – Внешний делительный диаметр колеса  $d_{e2}$ , мм по ГОСТ 12289–76

Ряд 1	50	63	80	100	125	160	200	250	315	400	500
Ряд 2	56	71	90	112	140	180	225	280	355	450	560

Таблица А.5 – Предельные окружные скорости на среднем диаметре шестерни для силовых передач  $V_m$ , м/с

Степень точности	конической прямозубой	конической непрямо зубой
5 и более точные	свыше 12	свыше 20
6	До 12	До 20
7	До 8	До 10
8	До 4	До 7
9	До 1,5	До 3

Таблица А.6 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки между зубьями  $K_{Ha}$  (при расчете на контактную прочность)

Степень точности	Окружная скорость $V$ , м/с				
	до 1	до 5	до 10	до 15	до 20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-
9	1,1	1,16	-	-	-

Таблица А.7 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий  $K_{H\beta}$  (при расчете на контактную прочность)

$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Расположение колес по отношению к опорам		
	консольное	несимметричное	симметричное
0,4	1,15	1,04	1,0
0,6	1,24	1,06	1,02
0,8	1,30	1,08	1,03
1,0	-	1,11	1,04
1,2	-	1,15	1,05
1,4	-	1,18	1,07
1,6	-	1,22	1,09
1,8	-	1,25	1,11
2,0	-	1,30	1,14

Таблица А.8 – Значения коэффициента динамичности нагрузки  $K_{HV}$  (при расчете на контактную прочность)

Передача	Окружная скорость $V$ , м/с				
	до 1,5	до 5	до 10	до 15	до 20
	Степень точности				
	9	8	8	7	7
прямозубая	1,1	1,05	-	-	-
косозубая или шевронная	1,05	1,0	1,01	1,02	1,05

Таблица А.9 – Значения коэффициента формы зуба  $Y_F$

$z$ или $z_v$	17	20	22	25	28	30	35	40	45	50	60	70	80	90 и более
$Y_F$	4,28	4,09	3,98	3,9	3,81	3,8	3,75	3,7	3,66	3,65	3,62	3,61	3,61	3,6

Таблица А.10 – Значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий  $K_{F\beta}$  (при расчете на изгибную прочность)

$\Psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}$	Расположение колес относительно опор		Консольное расположение колес на	
	симметричное	несимметричное	шариковых подшипниках	роликовых подшипниках
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40
0,8	1,08	1,17	-	1,59
1,0	1,1	1,23	-	-
1,2	1,13	1,3	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-

Таблица А.11 – Значения коэффициента динамичности нагрузки  $K_{FV}$  (при расчете на изгибную прочность)

Степень точности	Окружная скорость $V$ , м/с					
	до 3		от 3 до 8		от 8 до 12,5	
	профиль зуба					
	прямой	непрямой	прямой	непрямой	прямой	непрямой
6	1	1	1,2	1	1,3	1,1
7	1,15	1	1,35	1	1,45	1,2
8	1,25	1,1	1,45	1,3	-	1,4
9	1,2	1,08	1,62	1,24	-	1,45