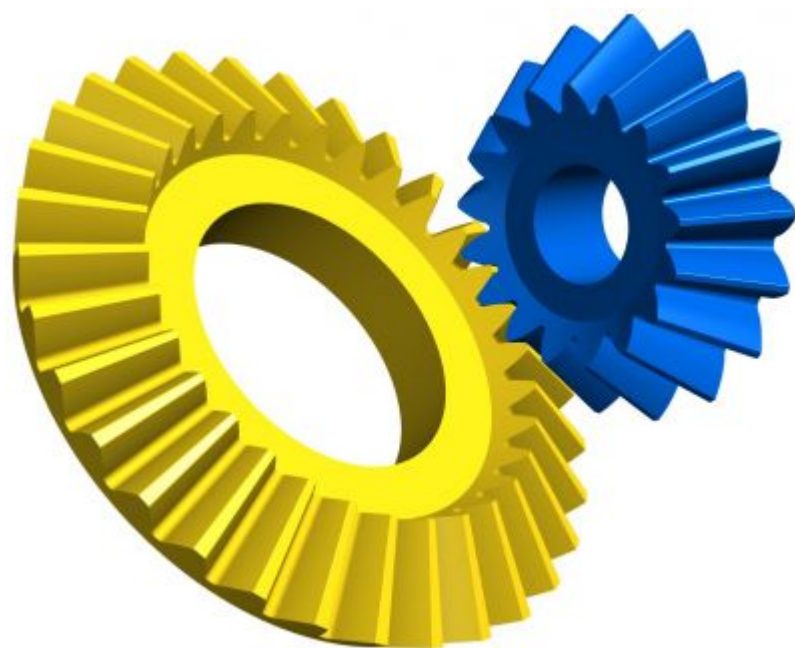


Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования «Вологодская государственная молочнохозяйственная  
академия имени Н.В. Верещагина»

Инженерный факультет

Кафедра энергетических средств и технического сервиса

# КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ



Вологда – Молочное  
2022

УДК 621.81.(07)

ББК 22.2(я73)

**Т338**

**С о с т а в и т е л и :**

доцент кафедры энергетических средств и технического сервиса

***Н.И. Кузнецова,***

старший преподаватель

кафедры энергетических средств и технического сервиса

***С.В. Гайдидей***

**Р е ц е н з е н т ы –**

доцент кафедры энергетических средств и технического сервиса

***А.Л. Бирюков,***

доцент кафедры технические системы в агробизнесе

***В.Ю. Ивановская***

**Т338 Конические зубчатые передачи:** Методические указания /  
Сост. Н.И. Кузнецова, С.В. Гайдидей. – Вологда – Молочное:  
ИЦ ВГМХА, 2022. – 44 с.

Методические указания предназначены для студентов, обучающихся по направлениям подготовки:

35.03.06 – Агроинженерия,

15.03.02 – Технологические машины и оборудование,

27.03.01 – Стандартизация и метрология.

Указания будут способствовать лучшему усвоению студентами дисциплины, овладению навыками инженерных расчетов, закреплению пройденного теоретического материала.

Методические указания рассмотрены на заседании методической комиссии инженерного факультета и рекомендованы к изданию.

УДК 621.81.(07)

ББК 22.2(я73)

© Кузнецова Н.И., Гайдидей С.В., 2022.

© ИЦ Вологодской ГМХА, 2022.

## ВВЕДЕНИЕ

Методические указания предназначены для изучения раздела «Конические зубчатые передачи» дисциплины «Детали машин, основы конструирования и ПТМ» студентами, обучающимися по направлениям подготовки 35.03.06 «Агроинженерия» и 15.03.02 «Технологические машины и оборудование», 27.03.01 «Стандартизация и метрология». В указаниях изложены общие сведения о конических зубчатых передачах, методика их расчета на прочность, примеры расчета и необходимые справочные материалы.

Методические указания могут быть использованы при выполнении курсового проекта по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

Методические указания по проектному расчету зубчатых конических передач составлены на основе ГОСТ 19624-74 «Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии» и ГОСТ 19326 -73 «Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии».

Применяют конические зубчатые передачи во всех отраслях машиностроения, где по условиям компоновки машины необходимо передать движение между пересекающимися осями валов. Несмотря на сложность изготовления и монтажа, конические передачи получили широкое распространение в редукторах общего назначения, в металлообрабатывающих станках, вертолетах, автомобилях.

Конические зубчатые передачи предназначены для передачи механической энергии между валами с пересекающимися осями под углом под некоторым межосевым углом, обычно  $\Sigma = 90^\circ$  (рис. 0.1).

Конические передачи могут быть *прямозубые* (рис. 0.1, а) и *с круговыми зубьями* (рис 0.1, б).

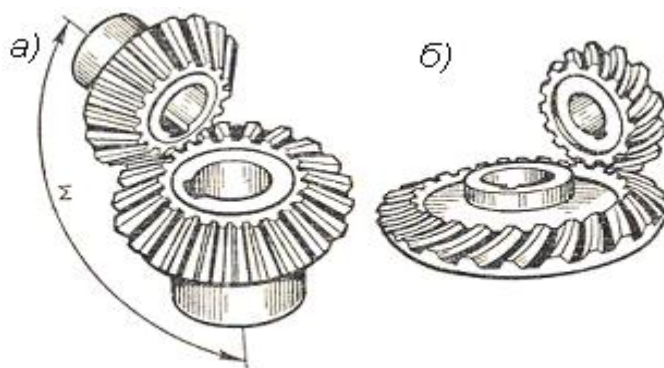


Рис. 0.1. Виды конических передач

Область применения конических колес с прямыми зубьями ограничена окружной скоростью до 3 м/с. Колеса с косыми (тангенциальными) зубьями используют редко, так как они очень чувствительны к погрешностям изготовления и монтажа и трудоемки в изготовлении. При окружных скоростях более 3 м/с в основном применяют зубчатые колеса с круговыми зубьями.

Они проще в изготовлении, менее чувствительны к погрешностям изготовления и монтажа. Их зубья обладают высокой изгибной прочностью, а передачи с такими колесами – большой плавностью зацепления. Существенный недостаток передач с косыми и круговыми зубьями – возникающие в них осевые усилия при изменении направления вращения колес меняются по значению и направлению.

К достоинствам конических передач относятся:

- 1) Обеспечение возможности передачи и преобразования вращательного движения между звеньями с пересекающимися осями вращения.
- 2) Возможность передачи движения между звеньями с переменным межосевым углом при широком диапазоне его изменения.
- 3) Расширение компоновочных возможностей при разработке сложных зубчатых и комбинированных механизмов.

К недостаткам конических передач относятся:

- 1) Необходимость периодической регулировки передачи.
- 2) Меньшая нагрузочная способность. Нагрузочная способность конической прямозубой передачи приблизительно на 15 % ниже цилиндрической.
- 3) Сложность изготовления и более высокие точности. Для нарезания зубчатых конических колес необходим специальный инструмент.
- 4) Большие осевые нагрузки.

Все термины, определения и обозначения, относящиеся к зубчатым коническим передачам, даны в ГОСТ 12289-76 «Передачи зубчатые конические. Основные параметры», ГОСТ 19325-73 «Передачи зубчатые конические. Термины, определения и обозначения».

*Конические прямозубые* передачи имеют начальный **линейный контакт**, а передачи *с круговыми зубьями* – **точечный контакт** в зацеплении.

Конические колеса с круговыми зубьями по сравнению с прямозубыми обладают примерно в 1,5 раза большей несущей способностью, работают плавно и с меньшим шумом.

С целью снижения деформаций зубьев *вал устанавливают на конических роликовых подшипниках. Подшипники располагают в стакане* для обеспечения возможности осевого перемещения узла конической шестерни при регулировании зацепления.

В конических передачах *шестерня располагается консольно*, при этом вследствие меньшей жесткости консольного вала и деформаций опор увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий в зацеплении. По этой причине конические колеса по сравнению с цилиндрическими работают с большим шумом.

При работе передач зуб испытывает сложное напряженное состояние. Главными напряжениями, влияющими на работоспособность зуба, являются контактные напряжения и напряжения изгиба. Эти напряжения действуют переменным и вызывают усталостное разрушение зубьев – поломку от действия напряжений изгиба и выкрашивание их поверхностей от контактных напряжений. С целью предотвращения преждевременного выхода из строя зубчатых колес из-за поломок зубьев и разрушения их активных поверхно-

стей в результате развития усталостного выкрашивания ГОСТ 19624-74 и ГОСТ 19326 -73 устанавливает основные расчетные зависимости для определения контактной прочности активных поверхностей зубьев и прочности зубьев при изгибе.

Контактная выносливость, как правило, служит основным критерием работоспособности для закрытых передач с низкой и средней твердостью рабочих поверхностей зубьев. Поэтому при твердости рабочих поверхностей зубьев  $HB \leq 350$  габаритные размеры закрытой передачи – межосевое расстояние и ширину колес – определяют из условия контактной выносливости. Расчет же прочности зубьев при изгибе носит проверочный характер.

Для всех открытых, а также для закрытых передач с твердостью рабочей поверхности зубьев  $HB > 350$  габаритные размеры передачи следует определять по выносливости зубьев на изгиб.

# 1 ГЕОМЕТРИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических зубчатых передач в конических передачах являются начальные и делительные конусы. При вращении колес начальные конусы катятся друг по другу без скольжения (рис. 1.1).

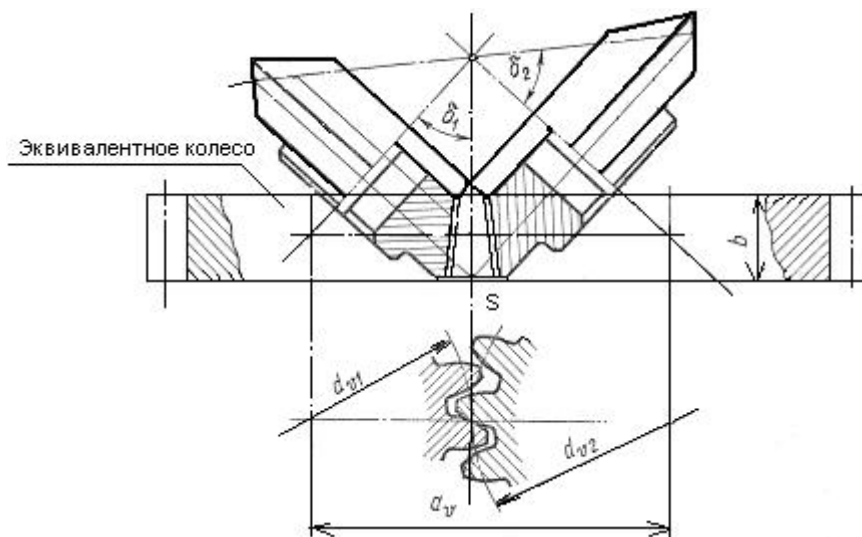


Рис. 1.1. Схема построения эквивалентного колеса:  
 $b$  – ширина зубчатого венца колеса;  $\delta_1$  и  $\delta_2$  – углы делительных (начальных) конусов;  $d_{v1}$  – диаметр делительной окружности шестерни;  $d_{v2}$  – диаметр делительной окружности колеса

В конических передачах угловая модификация не применяется, поэтому начальные и делительные конусы всегда совпадают.

Угол  $\Sigma$  между осями зубчатых колес равен сумме углов делительных конусов  $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$ .

Ширина  $b$  венца зубчатого колеса ограничена двумя дополнительными конусами – внешним и внутренним.

Зубья конических колес в зависимости от изменения размеров их нормальных сечений по длине выполняют трех осевых форм (рис. 1.2):

- **осевая форма I** – нормально понижающиеся зубья. Вершины конусов делительного и впадин совпадают. Применяют для прямых зубьев, а также для круговых при  $m \geq 2$  мм и  $\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 20 \dots 100$ ;

- **осевая форма II** – нормально сужающиеся зубья. Вершина конуса впадин располагается так, что ширина дна впадины колеса постоянна, а толщина зуба по делительному конусу растет с увеличением расстояния от вершины. По этой форме одним инструментом можно обработать сразу обе поверхности зубьев колеса, что повышает производительность при нарезании зубчатых колес. Является основной для колес с круговыми зубьями. Применяют в массовом производстве;

- **осевая форма III** – равновысокие зубья. Образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зубьев постоянна по всей

длине. Применяют для круговых зубьев при. Эту форму применяют для круговых зубьев при  $\sqrt{z_1^2 + z_2^2} \geq 40$ , в частности при средних конусных расстояниях 75...750 мм.

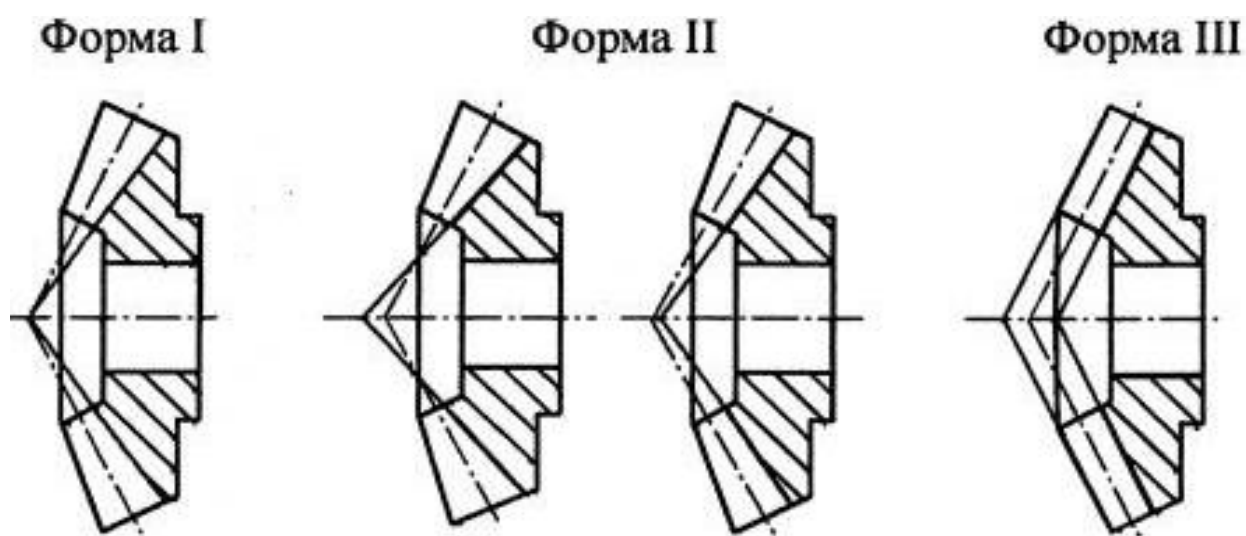


Рис. 1.2. Основные формы зубьев конических колес:  
I – пропорционально понижающиеся; II – со смещением вершин конусов;  
III – равновысокие.

Далее рассматриваются конические передачи, зубья колес которых выполнены по осевой форме I.

## 2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ

Для расчета конической зубчатой передачи необходимы следующие данные:

1. Тип передачи (прямозубая, с круговыми зубьями).
2. Частота вращения ведущего  $n_1$  и ведомого  $n_2$  валов,  $\text{мин}^{-1}$ .
3. Вращающий момент на ведомом валу  $T_2$ , Н·м.
4. Допустимое отклонение частоты вращения ведомого вала (вала рабочей машины)  $\Delta$ , %.
5. Вид нагрузки (равномерная, с малой неравномерностью, и др.).
6. Ресурс работы передачи  $L_h$ , ч.

Определяем передаточное число передачи:

$$u = \frac{n_1}{n_2}. \quad (2.1)$$

По ГОСТ 2185-66 (таблица 2.1) выбираем ближайшее значение  $u$ . При выборе передаточных чисел следует иметь в виду, что значения первого ряда предпочтительны. При ведущей шестерне конические передачи выполняют, как правило, с передаточным отношением  $u \leq 3,55$ . В передачах с круговыми зубьями предельное значение  $u \leq 10$ . Если шестерня ведомая, то передаточное отношение должно быть не более 3,15.

Таблица 2.1 – Значения передаточных чисел зубчатых передач (ГОСТ 2185-66)

1-й ряд	1,00	1,25	1,6	2,00	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3
2-й ряд	1,12	1,40	1,8	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1

Вычисляем фактическую частоту вращения ведомого вала:

$$n_2^\phi = \frac{n_1}{u}. \quad (2.2)$$

Отклонение фактической частоты вращения от заданной:

$$\Delta_\phi = \frac{|n_2^\phi - n_2|}{n_2} \cdot 100\%. \quad (2.3)$$

Полученное значение  $\Delta_\phi$  не должно превышать допустимого значения  $\Delta = 5\%$



### 3 ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Материал зубчатых колес должен обладать необходимой износостойкостью рабочих поверхностей против выкрашивания, абразивного изнашивания и заедания, а также требуемой прочностью на изгиб.

Основные материалы для изготовления зубчатых колес – термически обрабатываемые стали, в отдельных случаях чугуны и пластмассы.

Для мало- и средненагруженных редукторов общего назначения используют качественные углеродистые стали 35, 40, 45, 50 (ГОСТ 1050-88\*) и легированные стали 40Х, 45Х, 40ХН, 40ХНМ (ГОСТ 4543-71\*) с твердостью  $HB \leq 350$ . Такая твердость обеспечивается нормализацией или улучшением. Зубья колес нарезают после термообработки. Такие колеса хорошо прирабатываются и не подвергаются хрупкому разрушению.

Рекомендуется назначать для шестерни и колеса сталь одной и той же марки, но обеспечивать соответствующей термической обработкой твердость поверхности зубьев шестерни на 20-30 единиц Бринеля выше, чем колеса

В сельскохозяйственном машиностроении для изготовления зубчатых колес применяют низкоуглеродистые, высоколегированные цементуемые стали с твердостью рабочей поверхности  $HB \geq 350$ , т.е. больше  $35HRC$  ( $1HRC \approx 10HB$ ): для колес небольших размеров – стали 15, 20, 15Х, 20Х; для колес больших размеров – 18ХГТ, 12ХНЗА. Химико-термические виды обработки позволяют получить  $HRC 50...60$ . С этой целью применяют цементацию, поверхностную закалку ТВЧ, азотирование.

Цементацией (насыщением поверхностных слоев колес углеродом) с последующей закалкой повышают твердость рабочих поверхностей зубьев до  $HRC 58...63$ , при глубине цементованного слоя не более 2 мм. Процесс длительный и дорогой.

Поверхностная закалка ТВЧ применима для больших зубьев ( $m > 5$  мм). При малых модулях возникает опасность прокаливания зуба насквозь, что делает его хрупким. Для закалки таких зубчатых колес можно применять ТВЧ с самоотпуском. Например, для зубчатых колес коробок передач станков с модулем 3 мм, изготавливаемых из стали 40Х, рекомендуется нагрев со скоростью  $30^\circ$  в секунду в индукторе шинного типа с последующей закалкой в масле. Закалка колес с модулем  $m < 3$  мм затруднена.

Азотирование (насыщение поверхностного слоя азотом) обеспечивает твердость такую же, как и при цементации, однако из-за небольшой толщины твердого слоя (0,1...0,6 мм) зубья становятся чувствительными к перегрузкам и непригодными для работы в условиях абразивного изнашивания. Степень коробления при азотировании очень мала. Поэтому такую термообработку целесообразно применять, когда трудно выполнить шлифование зубьев. Для азотируемых колес применяют молибденовую сталь 38ХМЮА или ее заменитель 38ХВФЮА или 38ХЮА.

Зубья колес с  $HB > 350$  нарезают до термообработки, а доводочные операции (шлифование, хонингование, обкатку) выполняют после термообработки с целью устранения коробления (деформации) зубьев.

Заготовки для колес получают ковкой, штамповкой и литьем. Стальное литье обладает пониженной прочностью, поэтому его используют обычно для колес крупных размеров, работающих в паре с кованой шестерней.

Справочные данные по сталям, рекомендуемым для изготовления зубчатых колес, приведены в таблице 3.1.

Таблица 3.1 – Механические свойства сталей, применяемых для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Диаметр заготовки, в мм	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Твердость <i>HВ</i> (средняя)	Термообработка
45	100-500	570	290	190	Нормализация
45	До 90	780	440	230	Улучшение
	90-120	730	390	210	
	Св. 120	690	340	200	
30 ХГС	До 140	1020	840	260	
	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	
	150-180	880	590	265	
	Св. 180	835	540	250	
40Л	-	520	290	160	Нормализация
45Л		540	310	180	
35ГЛ	-	590	340	190	Улучшение
35ГСЛ		790	590	220	
Марка стали		Твердость НРС		Термообработка	
30ХГС, 35ХМ, 40Х, 40ХН		45-55		Закалка	
12ХН3А, 18Х2Н4МА, 20ХМ		50-63		Цементация, закалка	
20ХГМ, 25ХГТ, 30ХГТ 35Х		56-63		Нитроцементация	
30Х2МЮА, 38Х2Ю, 40Х		56-63		Азотирование	
40Х, 40ХН, 35ХМ		45-63		Поверхностная закалка с нагревом ТВЧ	

## 4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

### 4.1 Определение допустимых контактных напряжений

Допустимые контактные напряжения при расчете зубчатых передач на контактную выносливость вычисляем по формуле:

$$[\sigma_{HP}] = \frac{\sigma_{H\lim b}}{S_{H\min}} \cdot Z_N, \quad (4.1)$$

где  $\sigma_{H\lim b}$  – предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжения, МПа;

$S_{H\min}$  – минимальный коэффициент запаса прочности;

$Z_N$  – коэффициент долговечности.

Коэффициент запаса прочности  $S_{H\min}$  интегрально учитывает приближенный характер расчета. Можно применять следующие минимальные значения:

- для зубчатых колес с однородной структурой материала  $S_{H\min} = 1,1$ ;
- для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев  $S_{H\min} = 1,2$ ;
- для передач, выход из строя которых связан с тяжелыми последствиями,  $S_{H\min} = 1,25$ .

Предел контактной выносливости зубьев  $\sigma_{H\lim b}$ , соответствующий базовому числу циклов изменения напряжений, рассчитываем по формуле, приведенной в таблице 4.1:

$$\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70, \quad (4.2)$$

- $HB$  – среднее значение твердости;

Таблица 4.1 – Предел контактной выносливости в зависимости от способа термохимической обработки зубьев

Способ термической и термохимической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	Формула для расчета $\sigma_{H\lim b}$ , МПа
Отжиг, нормализация или улучшение	$HB < 350$	Углеродистая и легированная	$\sigma_{H\lim b} = 2HB + 70$
Объемная и поверхностная закалка	$HRC 38...50$	Углеродистая и легированная	$\sigma_{H\lim b} = 17HRC + 200$
Цементация и нитроцементация	$HRC > 56$	Легированная	$\sigma_{H\lim b} = 23HRC$
Азотирование	$HV 550...750$	Легированная	$\sigma_{H\lim b} = 1050$

Примечание. Базовое число циклов  $N_{H\lim}$  определяют в зависимости от твердости стали: при  $HB < 200$  принимают  $N_{H\lim} = 10^7$ , при твердости 200...500 значение  $N_{H\lim}$  возрастает по линейному закону от  $10^7$  до  $6 \cdot 10^7$ .

Коэффициент долговечности  $Z_N$ . Если число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового, то принимают  $Z_N = 1$ . Именно такой случай типичен для курсовых проектов.

В других условиях, когда эквивалентное число циклов перемены напряжений  $N_K$  меньше базового  $N_{H \lim}$ , то:

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}}, \quad (4.3)$$

где  $N_{H \lim}$  – базовое число циклов;

$N_K$  – эквивалентное число циклов перемены напряжений.

При переменных режимах нагружения (при наличии циклограммы нагружения):

$$N_K = 60c \sum_{i=1}^k \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 n_i t_i, \quad (4.4)$$

где  $c$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса;

$k$  – число режимов нагружения;

$T_i$  – вращающий момент на  $i$ -ом режиме, Н·м;

$T_{\max}$  – максимальный вращающий момент за весь период нагружения, Н·м;

$n_i$  – частота вращения на  $i$ -ом режиме, мин<sup>-1</sup>;

$t_i$  – длительность  $i$ -го режима, ч.

Коэффициент долговечности  $Z_N$  определяем по графику (рис. 4.1) в зависимости от отношения расчетного цикла  $N_K$  к базовому  $N_{H \lim}$ .

Расчетное число циклов при постоянном режиме нагружения определяем по формуле:

$$N_K = 60n \cdot c \cdot L_h, \quad (4.5)$$

где  $n$  – частота вращения колеса, по материалу которого определяют допустимые напряжения, мин<sup>-1</sup> (см. п. 2);

$c$  – число зацеплений зуба за один оборот;

$L_h$  – расчетный ресурс работы, ч (см. п.2);

Базовое число циклов напряжений определяем по графику (рис. 4.2) или по формуле в зависимости от твердости материала:

$$N_{H \lim} = 30HB^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6, \quad (4.6)$$

где  $HB$  – поверхностная твердость материала.

Если при расчете колес из нормализованной или улучшенной стали  $Z_N$  получается больше 2,6, то принимают  $Z_N = 2,6$ . Для колес из закаленной стали  $Z_N \leq 1,8$ .

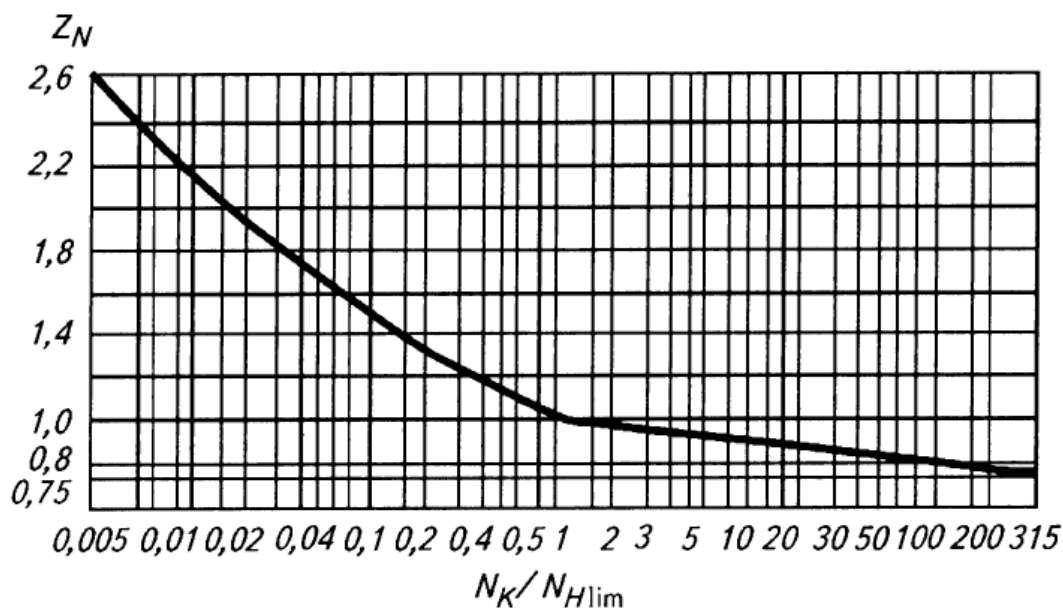


Рис. 4.1

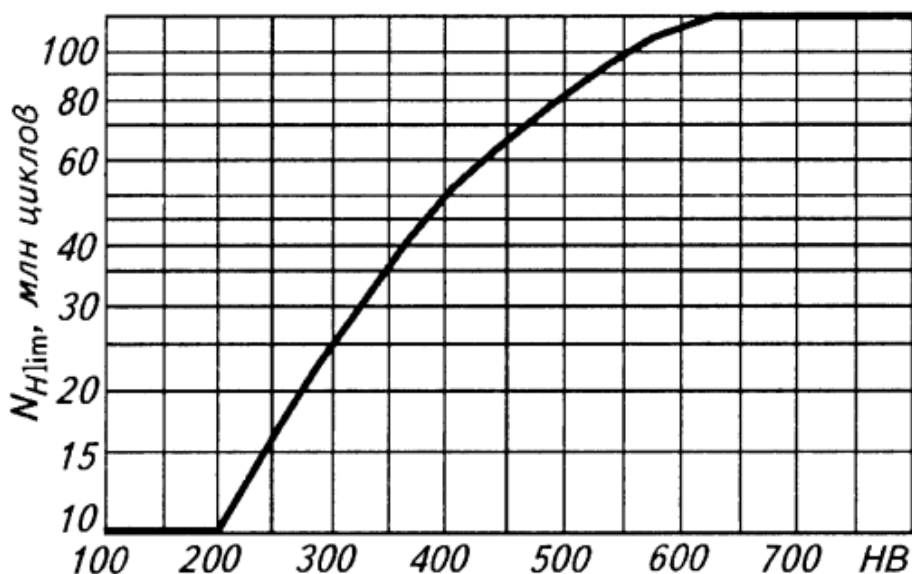


Рис.4.2

В качестве допустимого напряжения при проектном и проверочном расчетах используют:

- для прямозубых конических передач – минимальное из допустимых контактных напряжений зубьев шестерни  $[\sigma_{HP1}]$  и  $[\sigma_{HP2}]$ , определенных по формуле (4.1.);
- для конических передач с непрямыми зубьями – значения напряжения вычисляются по формуле:

$$[\sigma_{HP}] = 0,45([\sigma_{HP1}] + [\sigma_{HP2}]) \geq [\sigma_{HPmin}], \quad (4.7)$$

где  $[\sigma_{HPmin}]$  – меньшее из значений  $[\sigma_{HP1}]$  и  $[\sigma_{HP2}]$ , МПа.

При этом должно выполняться условие  $[\sigma_{HP}] < 1,15[\sigma_{HPmin}]$  для конических передач.

## 4.2. Определение допустимых напряжений изгиба

При проектировании передач сельскохозяйственной техники допустимые напряжения изгиба с достаточной точностью можно определить по упрощенной формуле (ГОСТ 21354-87):

$$[\sigma_{FP}] = \frac{\sigma_{F\lim b}^0}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_A, \quad (4.8)$$

где  $\sigma_{F\lim b}^0$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений и установленный для отнулевого (пульсирующего) цикла напряжений, МПа; определяется в зависимости от способа термической или химико-термической обработки по таблице 4.2;

$S_F$  – коэффициент запаса прочности; определяется по таблице 4.2;

$Y_N$  – коэффициент долговечности;

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий способ приложения нагрузки; при одностороннем приложении  $Y_A = 1$ ; при двухстороннем (реверсивные передачи)  $Y_A = 0,7$ .

Коэффициент долговечности  $Y_N$ :

$$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_K}}, \quad (4.9)$$

где  $N_{F\lim}$  – базовое число циклов напряжений; для всех сталей  $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ ;

$N_K$  – число циклов напряжений в соответствии с заданным сроком службы, млн. циклов определяется по формуле:

$$N_K = 60n \cdot c \cdot L_h, \quad (4.10)$$

где  $n$  – частота вращения колеса, по материалу которого определяют допустимые напряжения,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$c$  – число зацеплений зуба за один оборот;

$L_h$  – расчетный ресурс работы, ч;

Для зубчатых колес из материала однородной структуры, а также закаленных при нагреве ТВЧ со сквозной закалкой и со шлифованной переходной поверхностью, независимо от твердости и термообработки зубьев  $q_F = 6$ .

Тогда

$$1 \leq Y_N = 6 \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_K}} \leq 4. \quad (4.11)$$

Для зубчатых колес азотированных, цементированных и нитроцементированных с нешлифованной переходной поверхностью  $q_F = 9$ . В этом случае

$$1 \leq Y_N = 9 \sqrt{\frac{N_{F\lim}}{N_K}} \leq 2,5. \quad (4.12)$$

Таблица 4.2 – Приближенные значения  $\sigma_{F\text{limb}}^0$  и  $S_F$  (ГОСТ 21354-87)

Сталь	Способ термической или термохимической обработки	Твердость активной поверхности зубьев	$\sigma_{F\text{limb}}^0$ , МПа	$S_F$
Углеродистая и легированная, содержащая более 0,15% углерода (например, марок 40, 45 по ГОСТ 1050-88, марок 40Х, 40ХН, 40ХФА, 40ХХН2МА, 18Х2Н4ВА по ГОСТ (4543-71*))	Нормализация, улучшение	180...350 <i>HВ</i>	1,75 <i>HВ</i>	1,7
Легированные стали, содержащие 0,4...0,55% углерода (40Х, 40ХН и другие по ГОСТ 4543-71*)	Объемная закалка с применением средств против обезуглероживания	40...55 <i>HRC</i>	580	1,7
Легированная, содержащая более 1% никеля (40ХН, 50ХН и другие по ГОСТ 4543-71*)	Объемная закалка при возможном обезуглероживании	45...55 <i>HRC</i>	500	1,7
Прочая легированная (марок 40Х, 40ХФА по ГОСТ 4543-71*)	Объемная закалка при возможном обезуглероживании	45...55 <i>HRC</i>	460	1,7
Содержащая алюминий. Прочая легированная	Азотирование	700...950 <i>HV</i> 550...750 <i>HV</i> (для сердцевины 24...40 <i>HRC</i> )	290 + + 12 <i>HRC</i> (для сердцевины)	1,7
Легированная сталь всех марок	Цементация в средах с неконтролируемым углеродным потенциалом и закалке с применением средств против обезуглероживания, достигается содержание углерода на поверхности 0,4...1,4%	56...63 <i>HRC</i>	800	1,65
Легированные стали, не содержащие молибден (марок 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х и другие по ГОСТ 4543-71*)	Нитроцементация (концентрация на поверхности 0,7...1% углерода и 0,15...0,5% азота)	57...63 <i>HRC</i>	750	1,55

Если полученное по формулам (4.9) и (4.10) значение коэффициента долговечности  $Y_N$  меньше нижнего предела или больше верхнего предела, то для дальнейших расчетов необходимо принимать предельные значения.

Для передач, работающих с ресурсом  $L_h \geq 36000$  ч (большинство редукторов приводных установок сельскохозяйственных машин и оборудования),

$$Y_N = 1.$$

Результаты расчета по упрощенной формуле не повлияют на надежность и прочность проектируемой передачи.



## 5. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

По критериям проектный расчет аналогичен расчету цилиндрических передач, отличаясь лишь уточнением некоторых коэффициентов и определением внешнего делительного диаметра колеса вместо межосевого расстояния.

### 1) Выбор угла наклона линии зуба $\beta_m$

Для конических колес с круговыми зубьями угол наклона линии зуба в среднем сечении по ГОСТ 19326-73 рекомендуется брать в пределах от 0 до 45°. При выборе  $\beta_m$  следует помнить, что его увеличение улучшает плавность зацепления, но при этом возрастает осевое усилие в зацеплении и, как следствие, увеличиваются габаритные размеры подшипниковых узлов. Для трансмиссий обычно принимают  $\beta_m = 35^\circ$ .

### 2) Выбор коэффициент относительной ширины колес $K_{be}$

При проектировании редукторов с параметрами по ГОСТ 12289-76 коэффициент относительной ширины колес рекомендуется принимать  $K_{be} = 0,285$ .

### 3) Внешний делительный диаметр колеса $d_{e2}$

Для прямозубых конических колес и колес с круговыми зубьями при  $\beta_m = 35^\circ$  и  $K_{be} = 0,285$  ориентировочное значение внешнего делительного диаметра  $d_{e2}$ , мм, определяют по формуле:

$$d_{e2} = 1650 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{[\sigma_{HP}]^2 v_H}}, \quad (5.1)$$

где  $T_2$  – расчетный вращающий момент на колесе, Н·м;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса; для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями  $K_{H\beta} = 1$ , с круговыми зубьями  $K_{H\beta} = 1,1$ ;

$u$  – передаточное число;

$[\sigma_{HP}]$  – допустимое контактное напряжение, МПа;

$v_H$  – коэффициент вида зубьев конических колес; для конических передач с прямыми зубьями  $v_H = 0,85$ ; для передач с круговыми зубьями  $v_H$  определяют по формуле из таблицы 5.1.

Таблица 5.1 – Формулы для определения коэффициентов  $v_H$  и  $v_F$

Коэффициент	Твердость рабочих поверхностей зубьев		
	$HB_1 \leq 350, HB_2 \leq 350$	$HRC_1 \geq 45, HB_2 \leq 350$	$HRC_1 \geq 45, HRC_2 \geq 45$
$v_H$	$v_H = 1,22 + 0,21u$	$v_H = 1,13 + 0,13u$	$v_H = 0,81 + 0,15u$
$v_F$	$v_F = 0,94 + 0,08u$	$v_F = 0,85 + 0,043u$	$v_F = 0,65 + 0,11u$

Полученное расчетом значение  $d_{e2}$  округляют до ближайшего значения из ряда стандартных чисел по ГОСТ 27142-86\* по таблице 5.2. Фактическое значение  $d_{e2}$  не должно отличаться от номинального более чем на 2%.

4) *Окружная скорость колес, м/с:*

$$V = \frac{\pi d_{e2} n_2}{60 \cdot 10^3}, \quad (5.2)$$

где  $d_{e2}$  – внешний делительный диаметр колес, мм;

$n_2$  – частота вращения тихоходного вала, мин<sup>-1</sup>.

5) *Ширина венцов зубчатых конических колес, мм*

Ширину венцов зубчатых конических колес выбирают по таблице 5.2 в зависимости от внешнего делительного диаметра  $d_{e2}$  колеса.

6) *Число зубьев шестерни  $z_1$*

Число зубьев шестерни обычно задают в пределах  $z_1 = 18 \dots 32$ . Минимальное число зубьев шестерни конических передач, при котором отсутствует подрезание зубьев, определяют по формулам:

- для прямозубых передач с исходным контуром по ГОСТ13754-81

$$z_{1\min} = 17 \cos \delta_1;$$

- для передач с круговыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ16202-81

$$z_{1\min} = 17 \cos \delta_1 \cos^3 \beta_m,$$

где  $\delta_1$  – половина угла делительного конуса;

$\beta_m$  – угол наклона линии зуба на среднем диаметре (см. п. 5.1).

Учитывая особое значение выбора  $z_1$ , для конических передач разработаны специальные рекомендации.

Для зубчатых передач с твердостью рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса  $HRC \geq 45$  число зубьев шестерни рекомендуют выбирать по графикам в зависимости от внешнего делительного диаметра шестерни  $d_{e1}$  (рис. 5.1).

При твердости  $HB_1 \leq 350$  и  $HB_2 \leq 350$  значение  $z_1$ , определенное по графику, увеличивают в 1,6 раза; при  $HRC_1 \geq 45$   $HRC_1$  и  $HB_2 < 350$  значение  $z_1$  увеличивают в 1,3 раза.

7) *Число зубьев колеса  $z_2$*

Число зубьев колеса определяют по формуле:

$$z_2 = z_1 u, \quad (5.3)$$

Полученное значение округляют до целого числа в ближайшую сторону и уточняют фактическое передаточное число:

$$u = \frac{z_2}{z_1}. \quad (5.4)$$

Отклонение расчетного значения от заданного не должно превышать 4%.

Таблица 5.2 – Основные параметры конических зубчатых передач (ГОСТ 27142-86\*)

Номинальные значения внешнего делительного диаметра колеса $d_{e2}$ , мм	Ширина зубчатых венцов $b$ , мм при номинальных передаточных числах																
	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2	2,24	2,5	2,8	3,15	3,55	4	4,5	5	5,6	6,3
50	10	9,5	9	9	8,5	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
(56)	11	10,5	10	10	9,5	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
63	13	12	11,5	11	10,5	10	10	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
(71)	14	14	13	12	12	11,5	11,5	–	–	–	–	–	–	–	–	–	–
80	16	15	15	14	13	13	13	12	12	–	–	–	–	–	–	–	–
(90)	18	17	16	16	15	15	14	14	14	–	–	–	–	–	–	–	–
100	20	19	18	18	17	16	16	16	15	15	15	–	–	–	–	–	–
(112)	22	21	20	20	19	18	18	17	17	17	17	–	–	–	–	–	–
125	25	24	22	22	21	20	20	19	19	19	19	19	18	–	–	–	–
(140)	28	26	26	24	24	22	22	22	21	21	21	21	21	20	–	–	–
160	32	30	30	28	28	26	25	25	25	24	24	24	24	24	24	24	24
(180)	36	34	32	32	30	30	28	28	28	28	26	26	26	26	26	26	26
200	40	38	38	34	34	32	32	32	30	30	30	30	28	28	28	28	28
(225)	45	42	42	40	38	36	36	36	34	34	34	34	32	32	32	32	32
250	50	48	45	45	42	40	40	40	38	38	38	38	36	36	36	36	36
280	55	52	52	50	48	45	45	45	42	42	42	42	40	40	40	40	40
315	65	60	60	55	52	52	50	50	48	48	48	48	45	45	45	45	45
355	70	70	65	63	60	60	55	55	55	55	55	52	52	52	52	52	52
400	80	75	75	70	70	65	63	63	60	60	60	60	60	60	60	60	60
450	90	85	80	80	75	75	70	70	70	70	65	65	65	65	65	65	65
500	100	95	90	90	85	80	80	80	75	75	75	75	75	75	75	70	70

Примечание. Значения диаметра в скобках ограничены в применении.

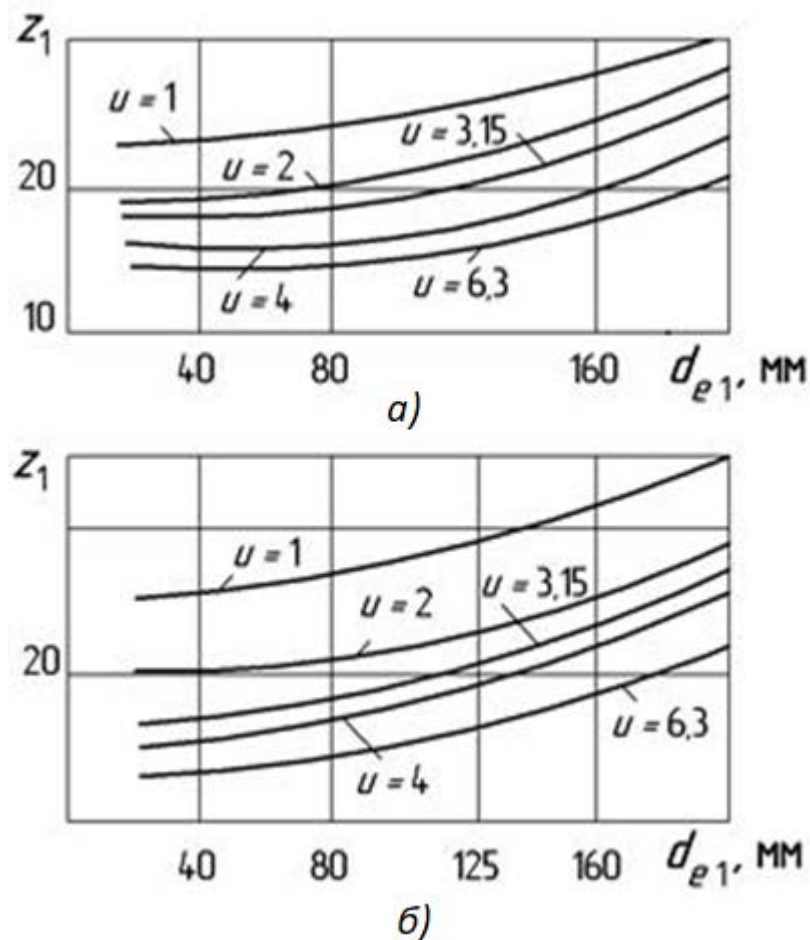


Рис. 5.1. Графики для определения чисел зубьев конической шестерни:  
 а) прямозубой; б) с круговыми зубьями

8) Внешний окружной модуль зубчатых колес  $m_{te}$ , мм

Внешний окружной модуль зубчатых колес определяют до второго знака после запятой по выражению:

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2}. \quad (5.5)$$

Полученное значение проверяем по условию:

$$m_{te} \geq \frac{b_{w2}}{10}, \quad (5.6)$$

где  $b_{w2}$  – ширина зубчатого венца колеса, мм.

Если условие не выполняется, следует уменьшить число зубьев.

В колесах с зубьями формы I (рис. 1.2) значение модуля может быть нестандартное. В конических колесах с зубьями формы II (рис. 1.2) принято применять нормальный модуль  $m_{nm}$  на середине ширины зубчатого венца.

Для нарезания круговых зубьев используют немодульный инструмент, позволяющий обрабатывать зубья в некотором диапазоне модулей. Поэтому допускается использование передач с нестандартными и даже дробными модулями. Между модулями  $m_{te}$  и  $m_{nm}$  существует следующая зависимость:

$$m_{te} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0,5K_{be}) \cos \beta_m}, \quad (5.7)$$

где  $K_{be}$  – коэффициент относительной ширины колеса,  $K_{be} = b_w / R_e$ ;

$b_w$  – ширина зубчатого венца, мм;

$R_e$  – внешнее конусное расстояние, мм.

9) Внешнее конусное расстояние  $R_e$ , мм

$$R_e = 0,5m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}, \quad (5.8)$$

10) Углы делительных конусов  $\delta_1$  и  $\delta_2$

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u}, \quad \delta_2 = 90^\circ - \delta_1. \quad (5.9)$$

11) Внешний делительный диаметр шестерни  $d_{e1}$ , мм

$$d_{e1} = m_{te} z_1. \quad (5.10)$$

12) Среднее конусное расстояние  $R_m$ , мм

$$R_m = R_e - 0,5b_w. \quad (5.11)$$

13) Коэффициент относительной ширины колеса  $K_{be}$ :

$$K_{be} = b_w / R_e. \quad (5.12)$$

14) Средний делительный диаметр колеса  $d_{m2}$ , мм:

$$d_{m2} = (1 - 0,5K_{be}) d_{e2}. \quad (5.13)$$

15) Средний делительный диаметр шестерни  $d_{m1}$ , мм:

$$d_{m1} = (1 - 0,5K_{be}) d_{e1}. \quad (5.14)$$

16) Средний окружной модуль  $m$ , мм:

$$m = \frac{m_{te} R_m}{R_e}. \quad (5.15)$$

Основные геометрические параметры конического зубчатого зацепления показаны на рис. 5.2. и рис. 5.3.

Основными геометрическими параметрами конической зубчатой передачи с прямым зубом (рис.5.2) согласно ГОСТ 19624-74 являются следующие:

- межосевой угол зацепления  $\Sigma$  (чаще всего  $\Sigma = 90^\circ$ );
- внешнее конусное расстояние  $R_e$  (выбирается конструктивно и уточняется после проведения кинематического и прочностного расчета передачи);
- передаточное отношение передачи  $u = z_2 / z_1$  (минимальное число зубьев конической шестерни задают в пределах  $z_1 = 18 \dots 32$ , используя график рис. 5.1);
- ширина зубчатого венца  $b \leq 0,3R_e$ ;
- среднее конусное расстояние  $R_m = R_e - 0,5b_w$ ;
- внешний окружной модуль  $m_e$  (выбирается по ГОСТ 9563-60);
- средний окружной модуль  $m = m_e \frac{R}{R_e}$ ;

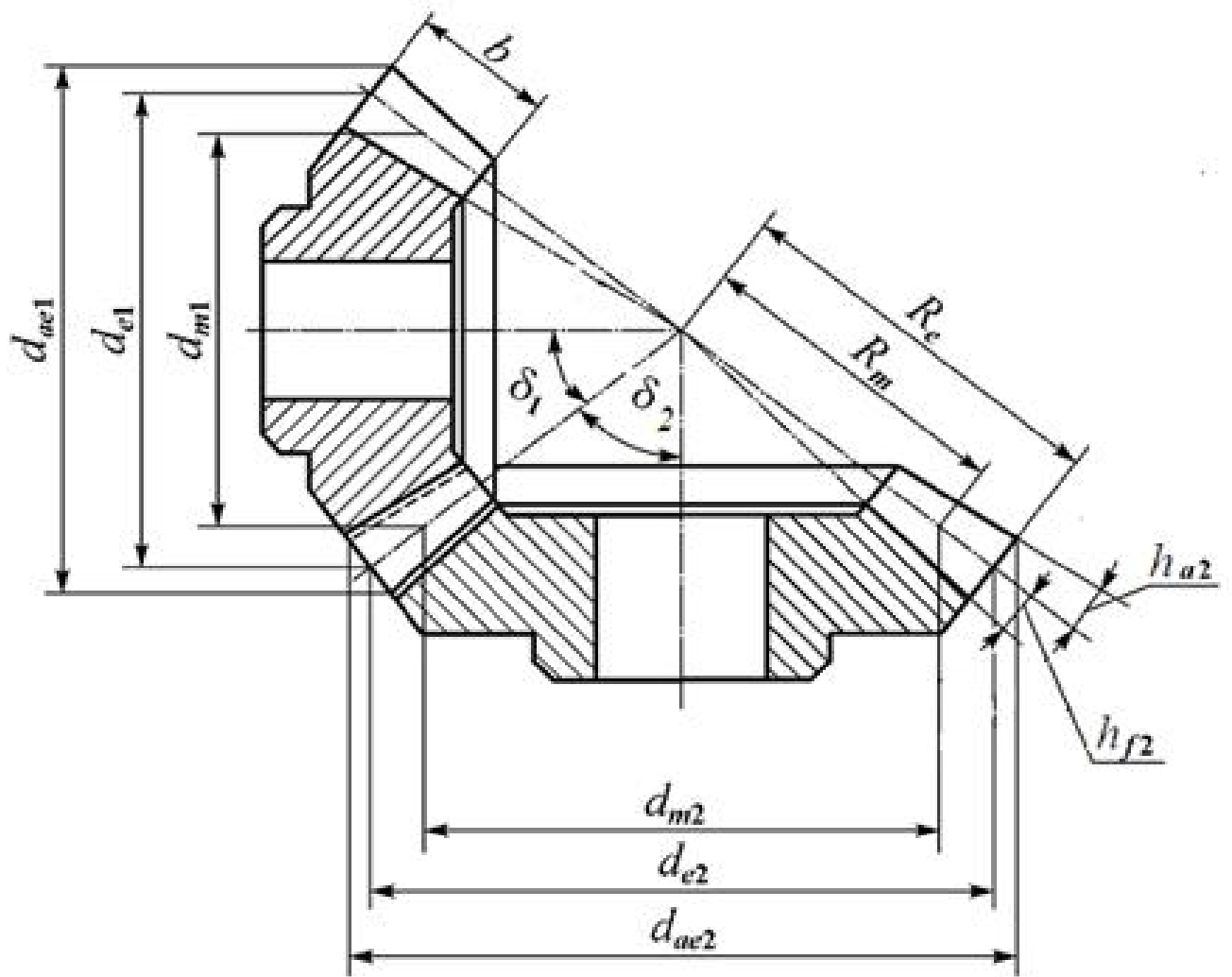


Рис. 5.2. Геометрические параметры конического зубчатого зацепления

- средний делительный диаметр  $d$  ( $d_1 = mz_1$ ,  $d_2 = mz_2$ );
- угол делительного конуса  $\delta$  ( $\delta_1 = \frac{2\Sigma}{u+1}$ ,  $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$ );
- коэффициент смещения у шестерни  $x_1$ ;
- коэффициент тангенциального смещения у шестерни  $x_{\tau 1}$ ;
- внешний делительный диаметр  $d_e$  ( $d_{e1} = m_e z_1$ ,  $d_{e2} = m_e z_2$ );
- внешняя высота головки зуба  $h_{ae}$   $h_{ae1} = m_e$ ;
- внешний диаметр вершин зубьев  $d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 - X_{e1})m_{te} \cos\delta_2$ ;
- внешний диаметр впадин зубьев  $d_{fe2} = d_{e2} - 2(1,2 - X_{e1})m_{te} \cos\delta_2$ ;
- внешняя высота ножки зуба  $h_{fe}$   $h_{fe1} = 1,2m_e$ ;
- внешняя высота зуба  $h_e = h_{ae} + h_{fe}$ ;
- внешняя окружная толщина зуба  $S_e$  ( $S_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + x_{\tau 1})m_e$ ,  
 $S_{e2} = \pi m_e - S_{e1}$ );

- угол ножки зуба  $\theta_f = \arctg \frac{h_{fe}}{R_e}$ ;
- угол головки зуба  $\theta_a$  ( $\theta_{a1} = \theta_{f2}$ ,  $\theta_{a2} = \theta_{f1}$ );
- угол конуса вершин  $\delta_a = \delta - \theta_a$ ;
- угол конуса впадин  $\delta_f = \delta - \theta_f$ ;

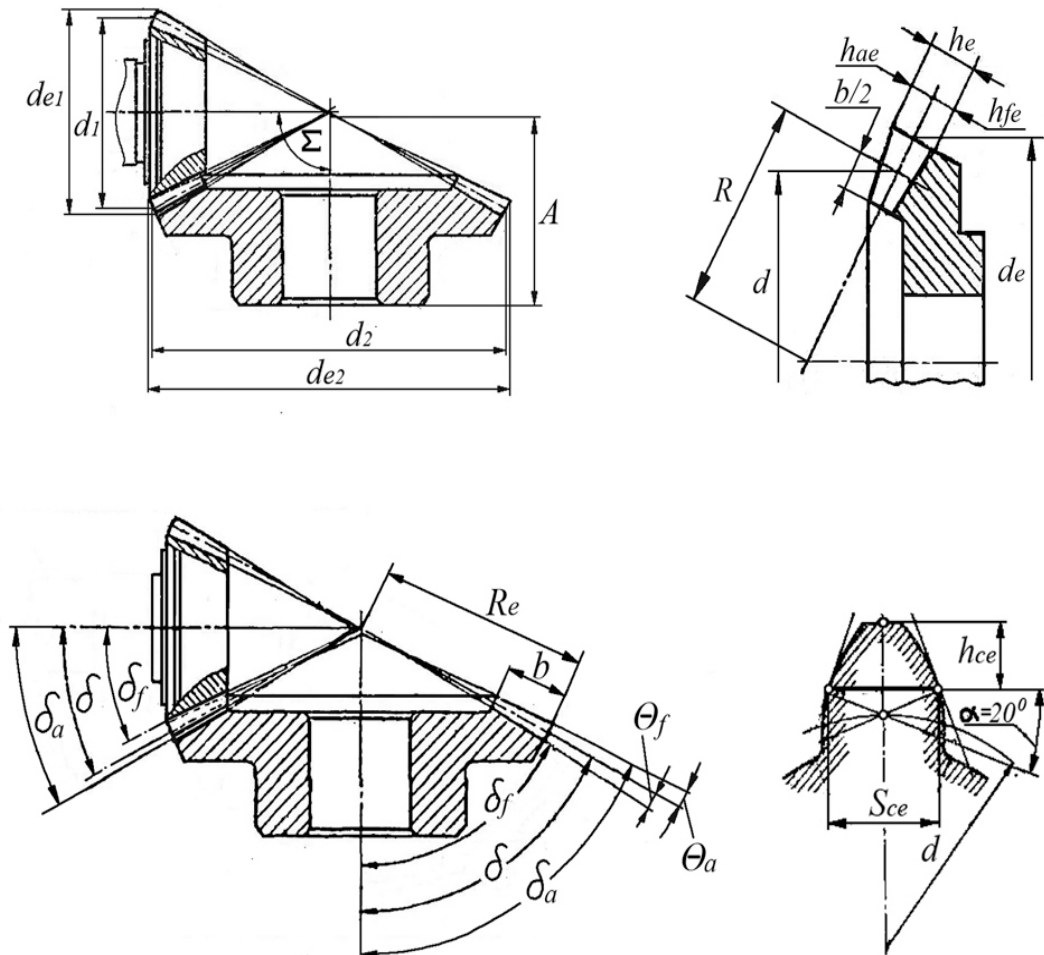


Рис. 5.3. Основные геометрические параметры конической передачи

## 6 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

### 6.1 Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям

После определения геометрических параметров колес и передачи в целом их проверяют на контактную выносливость.

Проверочный расчет на контактную выносливость выполняют по формуле:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_m K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \sqrt{u^2 + 1}}{v_H b_w d_{m1} u}} \leq [\sigma_{HP}], \quad (6.1)$$

где  $K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, определяется по рис. 6.1;

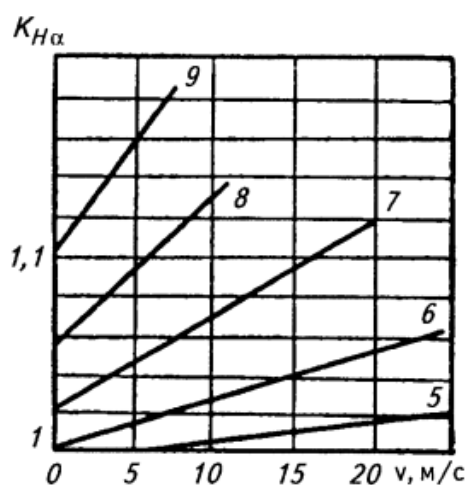


Рис. 6.1. График для определения коэффициента  $K_{H\alpha}$  для косозубых и шевронных передач (цифры соответствуют степени точности передачи)

$K_{HV}$  – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, определяется по таблице 6.1;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии; выбирают в зависимости от твердости поверхности зубьев, ширины колес и схемы передачи по рис. 6.2;

$Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес, для стали  $Z_E \cong 190 \text{ МПа}$ ;

$Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_1} \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\operatorname{tg} \alpha_1}}, \quad (6.2)$$

где  $\alpha_1$  – угол зацепления, град; при  $\alpha_1 = 20^\circ$   $Z_H = 2,5 \sqrt{\cos \beta}$ ; для колес с прямыми зубьями можно принимать  $Z_H = 2,5$ , с круговыми зубьями (при  $\beta_m = 35^\circ$   $Z_H = 2,26$ );



Таблица 6.1 – Значения коэффициентов  $K_{HV}$  и  $K_{FV}$

Степень точности изготовления передачи (ГОСТ 1643-81)	Твердость поверхностей зубьев	$K_{HV}$					$K_{FV}$				
		при окружной скорости $V$ , м/с									
		1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
6	$HB_1 \leq 350$ или $HB_2 \leq 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,16}{1,06}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,64}{1,26}$	$\frac{1,06}{1,03}$	$\frac{1,32}{1,13}$	$\frac{1,64}{1,26}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{-}{1,51}$
	$HB_1 > 350$ или $HB_2 > 350$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,10}{1,06}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,40}{1,16}$
7	$HB_1 \leq 350$ или $HB_2 \leq 350$	$\frac{1,04}{1,02}$	$\frac{1,20}{1,08}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,60}{1,24}$	$\frac{1,80}{1,32}$	$\frac{1,08}{1,03}$	$\frac{1,40}{1,16}$	$\frac{1,80}{1,32}$	$\frac{-}{1,48}$	$\frac{-}{1,64}$
	$HB_1 > 350$ или $HB_2 > 350$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,50}{1,20}$	$\frac{1,02}{1,01}$	$\frac{1,12}{1,05}$	$\frac{1,25}{1,10}$	$\frac{1,37}{1,15}$	$\frac{1,50}{1,20}$
8	$HB_1 \leq 350$ или $HB_2 \leq 350$	$\frac{1,05}{1,02}$	$\frac{1,24}{1,10}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,72}{1,29}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{1,10}{1,04}$	$\frac{1,48}{1,19}$	$\frac{1,96}{1,38}$	$\frac{-}{1,58}$	$\frac{-}{1,77}$
	$HB_1 > 350$ или $HB_2 > 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,15}{1,06}$	$\frac{1,30}{1,12}$	$\frac{1,45}{1,18}$	$\frac{1,60}{1,24}$
9	$HB_1 \leq 350$ или $HB_2 \leq 350$	$\frac{1,06}{1,02}$	$\frac{1,28}{1,11}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{1,84}{1,34}$	$\frac{-}{1,45}$	$\frac{1,11}{1,04}$	$\frac{1,56}{1,22}$	$\frac{-}{1,45}$	$\frac{-}{1,67}$	$\frac{-}{-}$
	$HB_1 > 350$ или $HB_2 > 350$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$	$\frac{1,03}{1,01}$	$\frac{1,17}{1,07}$	$\frac{1,35}{1,14}$	$\frac{1,52}{1,21}$	$\frac{1,70}{1,28}$

Примечание: В числителе указаны значения для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых.

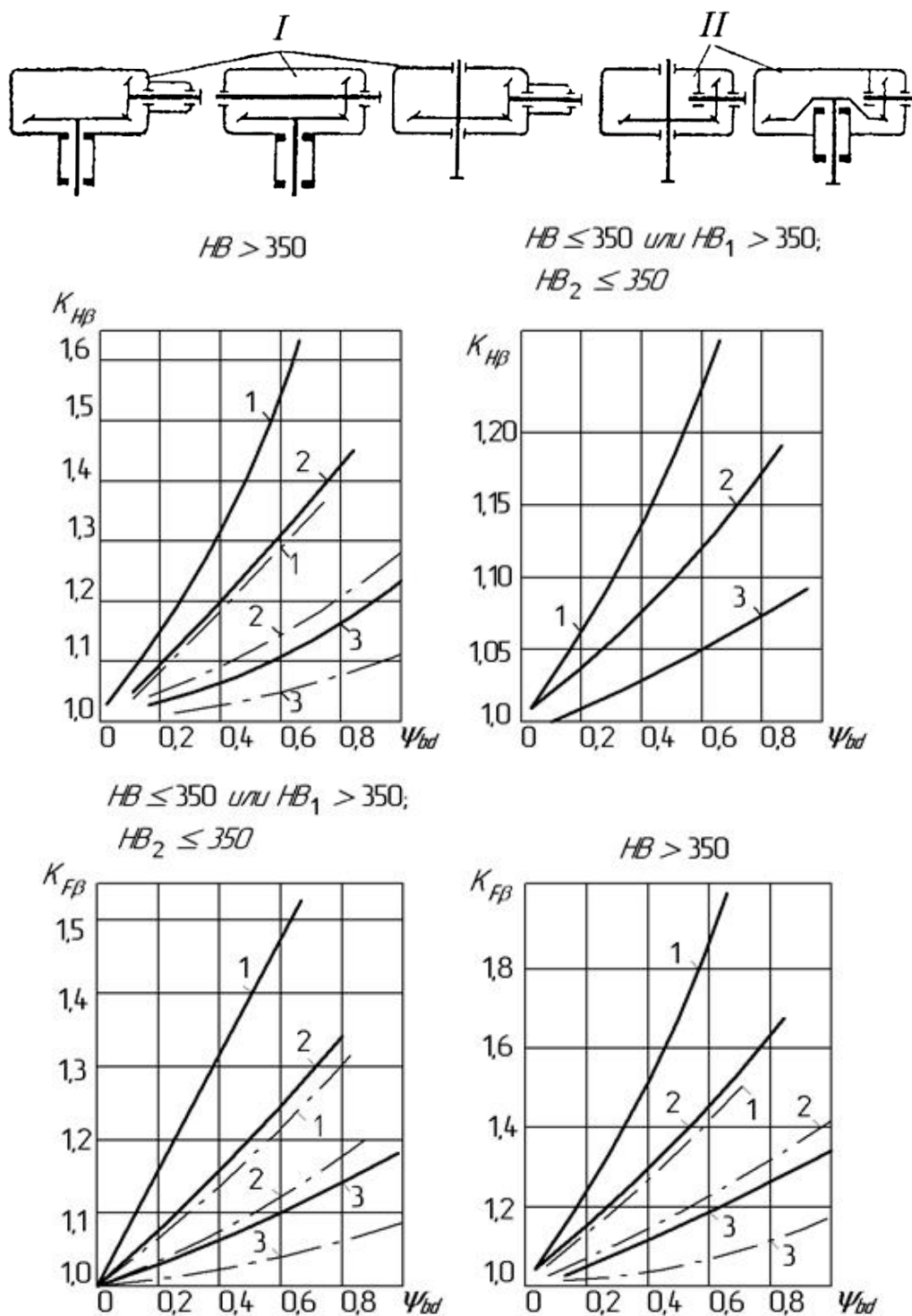


Рис. 6.2. Графики для определения ориентировочных значений  $K_{H\beta}$  и  $K_{F\beta}$

для конических передач:

1 – передача I (опоры на шариковых подшипниках); 2 – передача I (опоры на роликовых подшипниках); 3 – передача II. Штрихпунктирные линии соответствуют коническим передачам с круговыми зубьями. Для этих передач при  $HB_1 < 350$  и

$HB_2 < 350$  следует принимать  $K_{H\beta} = 1$

$Z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий;

- для прямозубых конических передач:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}, \quad (6.3)$$

- для конических передач с круговыми зубьями:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{0,95\varepsilon_\alpha}}, \quad (6.4)$$

где  $\varepsilon_\alpha$  – коэффициент торцевого перекрытия зубьев, определяемый по выражению:

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta. \quad (6.5)$$

Окружная сила на среднем диаметре, Н, определяется по формуле:

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_{m1}}, \quad (6.6)$$

где  $T_1$  – вращающий момент на быстроходном валу, Н·м;

$d_{m1}$  – средний делительный диаметр шестерни, мм.

Если недогрузка передачи по контактным напряжениям выше 10% или перегрузка более 5%, то необходимо скорректировать ширину колес, межосевое расстояние или применить другой материал.

## 6.2 Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба

Напряжение изгиба в зубе шестерни:

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_{tm} K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{v_F b_w m_{nm}} \leq [\sigma_{FP}], \quad (6.7)$$

где  $Y_{F1}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни, определяется по рис. 6.3. в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса, которое вычисляется по формуле:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cos^3 \beta_m}, \quad (6.8)$$

$Y_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, для конических передач с прямыми зубьями принимают  $Y_\varepsilon = 1$ , а с круговыми зубьями определяют по формуле:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{0,95\varepsilon_\alpha}, \quad (6.9)$$

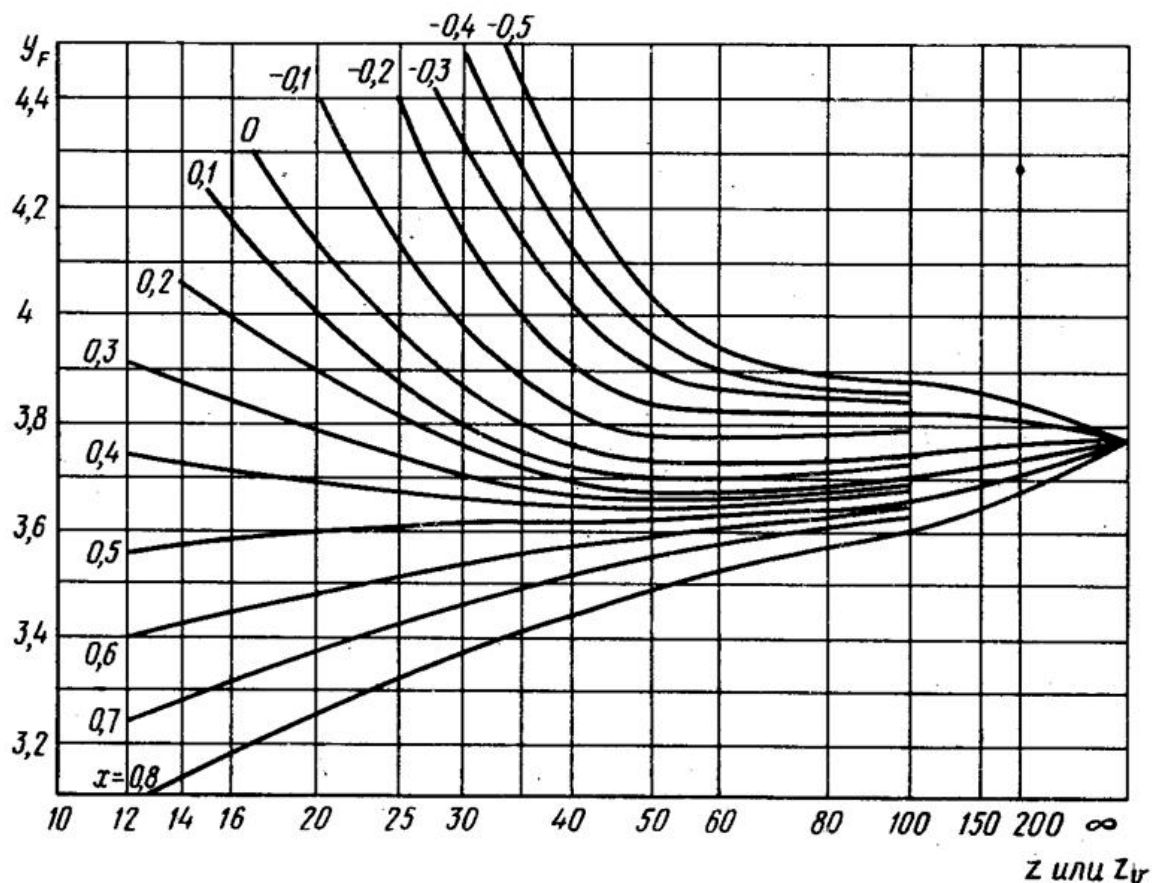


Рис.6.3. График для определения коэффициента  $Y_F$

$Y_\beta$  – коэффициент, учитывающий наклон линии зуба, для конических передач с прямыми зубьями принимают  $Y_\beta = 1$ , с круговыми

зубьями (при  $\beta_m = 35^\circ$ )  $Y_\beta = \frac{\beta_m}{140^\circ} \geq 0,75$ ;

$K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для конических передач с прямыми зубьями принимают  $K_{F\alpha} = 1$ , с круговыми зубьями его определяют по таблице 6.2 в зависимости от степени точности изготовления колес и окружной скорости, м/с:

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 10^3}, \quad (6.10)$$

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, определяется по графику на рис. 6.2;

$K_{FV}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, выбирается по таблице 6.1;

$m_{nm}$  – нормальный модуль на середине ширины зубчатого венца, мм;

Таблица 6.2 – Значения коэффициента  $K_{F\alpha}$  для колес с круговыми зубьями

Окружная скорость, м/с	$K_{F\alpha}$ при степени точности изготовления колес				
	5	6	7	8	9
2,5	1	1,04	1,12	1,22	1,35
5	1,02	1,07	1,17	1,28	1,4
10	1,05	1,1	1,22	1,38	-
15	1,08	1,12	1,29	-	-
20	1,1	1,17	1,35	-	-
25	1,12	1,2	-	-	-

$b_{w2}$  – ширина зубчатого венца колеса, мм;

$\nu_F$  – коэффициент вида зубьев конических колес, для конических передач с прямыми зубьями  $\nu_F = 0,85$ , для передач с круговыми зубьями  $\nu_F$  определяют по формуле из таблицы 5.1.

При известном напряжении  $\sigma_{F1}$  для зуба шестерни условие прочности для зуба колеса имеет вид:

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{FP}], \quad (6.11)$$

где  $Y_{F2}$  – коэффициент, учитывающий форму зуба колеса, определяется по таблице 6.3 или по графику на рис. 6.3. в зависимости от числа зубьев эквивалентного колеса:

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cos^3 \beta_m}, \quad (6.12)$$

*Эквивалентные зубчатые колеса – это прямозубые цилиндрическое зубчатые колёса, геометрические параметры которых используются при расчётах на прочность по контактным напряжениям и напряжениям изгиба. Форма зуба конического колеса в нормальном сечении дополнительным конусом такая же, как у эквивалентного колеса.*

Таблица 6.3 – Значения коэффициента  $Y_F$  для передач, выполненных без смещения исходного контура

$z_v$	16	17	20	25	30	40	50	60	80	100
$Y_F$	4,47	4,28	4,08	3,9	3,8	3,7	3,65	3,62	3,6	3,6

## 7 СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ

В прямозубой конической передаче силу нормального давления  $F_n$  можно разложить на две составляющие (рис. 7.1): окружную  $F_t$  и распорную, в свою очередь, раскладывают на осевую  $F_a$  и радиальную  $F_r$  силы.

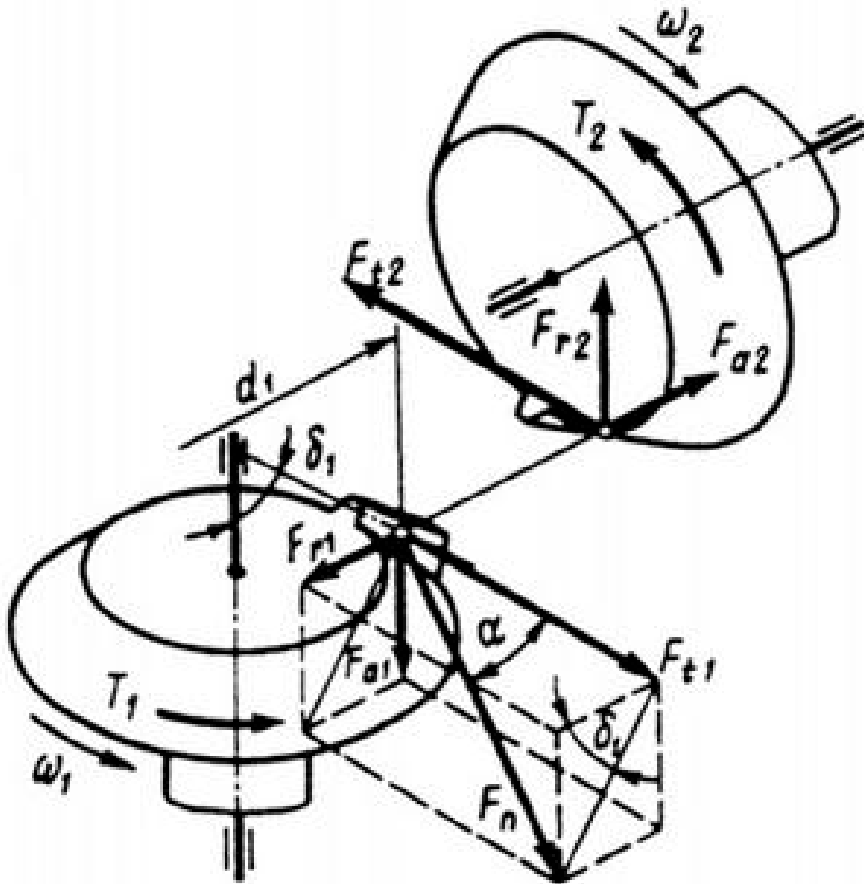


Рис. 7.1. Силы в зацеплении конической передачи

Окружная сила соответственно на шестерне и колесе определится:

$$F_{tm} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2T_2}{d_{m2}}, \quad (7.1)$$

где  $T_1$  и  $T_2$  – вращающие моменты соответственно на шестерне и колесе, Н·м;

$d_{m1}$  и  $d_{m2}$  – средние делительные диаметры шестерни и колеса, мм.

Из рис. 7.1 видно, что осевая сила на шестерне определится по выражению:

$$F_{a1} = F_{m1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = F_{r2}. \quad (7.2)$$

Радиальная сила на шестерне определится по выражению:

$$F_{r1} = F_{m1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = F_{a2}. \quad (7.3)$$

В конических прямозубых передачах направления осевых и радиальных сил неизменные, а в конических передачах с круговыми зубьями они зависят (рис. 7.2) от направлений наклона зубьев, вращения колес и силового потока.

Для определения сил в зацеплении конической передачи с круговыми зубьями используются формулы из таблицы 7.1.

Таблица 7.1 – Формулы для определения сил в зацеплении

Сила	Ведущее зубчатое колесо	Ведомое зубчатое колесо
Окружная	$F_{m1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_{m1}}$	$F_{m2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_2}{d_{m2}}$
Осевая	$F_{a1} = F_m \left( \operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_m} \pm \operatorname{tg} \beta_m \cos \delta_1 \right)$	$F_{a2} = F_m \left( \operatorname{tg} \alpha \frac{\sin \delta_2}{\cos \beta_m} \mp \operatorname{tg} \beta_m \cos \delta_2 \right)$
Радиальная	$F_{r1} = F_m \left( \operatorname{tg} \alpha \frac{\cos \delta_1}{\cos \beta_m} \mp \operatorname{tg} \beta_m \sin \delta_1 \right)$	$F_{r2} = F_m \left( \operatorname{tg} \alpha \frac{\cos \delta_2}{\cos \beta_m} \pm \operatorname{tg} \beta_m \sin \delta_2 \right)$

Примечания: **1.** Верхние знаки в формулах даны для случая, когда направление вращения рассматриваемого зубчатого колеса (если смотреть на него со стороны вершины конуса) совпадает с направлением наклона зубьев, а нижние знаки – при отсутствии такого совпадения. **2.** Направление вращения по ходу часовой стрелки – правое, против хода часовой стрелки – левое. **3.** Направления действия усилий  $F_a$  и  $F_r$  определяют по знакам (+ или –), получаемым в результате расчета.

Направление линии зубьев следует выбирать такое, при котором большее из осевых усилий сопряженных колес было бы направлено от вершины конуса. В противном случае в зацеплении возможно заклинивание.

## 8 КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Основные геометрические параметры зубчатых колес (диаметр, ширина, модуль, число зубьев и пр.) определены при проектировании передачи (п. 5). Конструкция колес зависит главным образом от проектных размеров, материала, способа получения заготовки и масштаба производства.

Основные конструктивные элементы колеса – обод, ступица и диск (рис. 8.1).

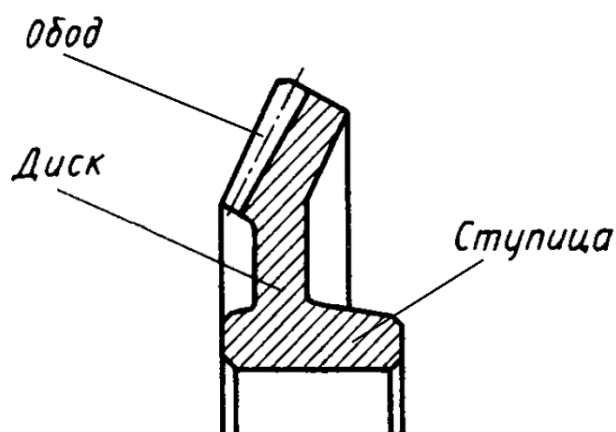


Рис. 8.1

*Обод* воспринимает нагрузку от зубьев и должен быть достаточно прочным и в то же время податливым, чтобы способствовать равномерному распределению нагрузки по длине зуба. Жесткость обода обеспечивает его толщина  $S$  (таблица 8.1).

*Ступица* служит для соединения колеса с валом и может быть расположена симметрично или несимметрично относительно диска (таблица 8.1). Это определяется технологическими или конструктивными условиями. Длина ступицы  $l_{ст}$  должна быть оптимальной, чтобы обеспечить, с одной стороны, устойчивость колеса на валу в плоскости, перпендикулярной оси вала, а с другой – получение заготовок ковкой и нарезание шпоночных пазов методом протягивания.

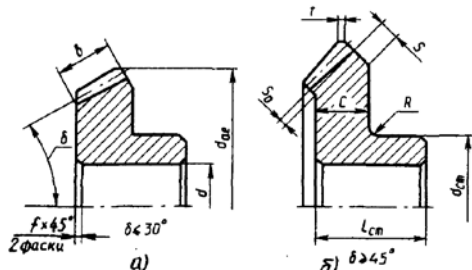
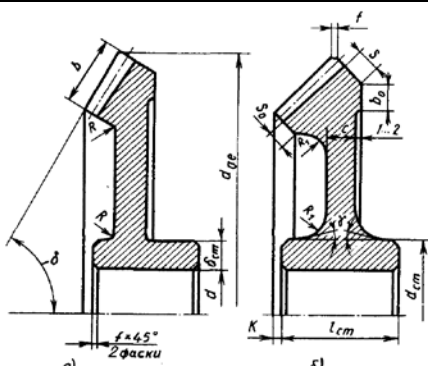
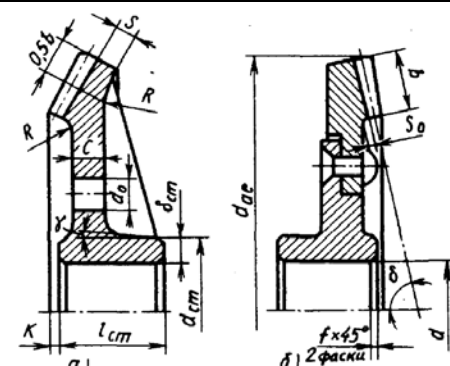
*Диск* соединяет обод и ступицу. Его толщина  $C$  определяется в зависимости от способа изготовления колеса. Иногда в дисках колес выполняют отверстия, которые используют при транспортировке и обработке колес, а при больших размерах и для уменьшения массы. Диски больших литых колес усиливают ребрами или заменяют спицами (таблица 8.1).

Также в таблице 8.1 даны расчеты конструктивных элементов зубчатых колес при индивидуальном и мелкосерийном производстве.

Острые кромки на торцах ступицы и углах обода притупляют фасками, размер  $f$  которых принимают по таблице 8.2.



Таблица 8.1 – Конструкция и размеры конических зубчатых колес, мм

Элемент колеса	Размер						
		Способ получения заготовки					
		<i>a</i> – круглый прокат, <i>б</i> – ковка		<i>a</i> – ковка, <i>б</i> – штамповка		<i>a</i> – литье, <i>б</i> – составные	
Обод	Диаметр	$d_{ae} < 120 \text{ мм}$		$d_{ae} > 120 \text{ мм}$		$d_{ae} > 180 \text{ мм}$	
	Толщина	$S = 2,5m_e(m_e) + 2$ ; $S_0 > 1,2m_e(m_e)$					
	Ширина	–		$b_0 = S$		$b_0 = 0,5b$ ; <i>b</i> (см. п.5)	
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_g$ ( $d_g$ – диаметра вала в месте посадки зубчатого колеса, определяется предварительным проектным расчетом вала)					
	Диаметр наружный	$d_{cm} = 1,55d$ при соединении шпоночном и с натягом					
	Толщина	$\delta_{cm} \approx 0,3d$					
	Длина	$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5)d$					
Диск	Толщина	<i>C</i> – определяется графически		$C = 0,5(S + \delta_{cm}) \geq 0,25b$			
	Радиусы закруглений	$R \geq 1$		$R \geq 1, R_1 \geq 6$		$R \geq 10$	
	Уклон	–		$\gamma \geq 7^\circ$			
	Отверстия	–		–		$d_0 \geq 25, n = 4 \dots 6$	

Примечания к таблице 8.1:

1. При определении длины ступицы  $l_{cm}$  числовой коэффициент перед  $d$  принимают ближе к единице при посадке колеса на вал с натягом и ближе к верхнему пределу – при переходной посадке.

2. На торцах зубьев выполняют фаски размером  $f = (0,6...0,7)m_n$  с округлением до стандартного значения по таблице 8.2.

3. Фаски снимают параллельно оси отверстия колеса.

4. Колеса конструируются со ступицей, выступающей за торец диска со стороны большого конуса; при этом размер  $K$  принимается конструктивно.

5. Для шестерни открытой передачи при больших размерах длины зуба и длина ступицы  $l_{cm}$  принимается конструктивно.

Значения высоты бутика  $t$ , ориентировочные величины фаски ступицы  $f$  и координаты фаски подшипника  $r$  определяют в зависимости от диаметра соответствующей ступени  $d$  по таблице 8.2.

Таблица 8.2 – Стандартные размеры, мм

$d$	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
$t$	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
$r$	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
$f$	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

В проектируемых приводах колеса редукторов получают относительно небольших диаметров и их изготавливают из круглого проката, поковок или получают штамповкой. Большие колеса открытых зубчатых передач изготавливают литьем или составными (таблица 8.1).

## 9 ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать закрытую зубчатую передачу одноступенчатого конического редуктора.

Исходные данные для расчета:

Вращающий момент на тихоходном валу редуктора  $T_2 = 120 \text{ Н} \cdot \text{м}$ , частота вращения быстроходного вала  $n_1 = 950 \text{ мин}^{-1}$ , частота вращения приводного вала  $n_2 = 301 \text{ мин}^{-1}$ . Передаточное число редуктора  $u = 3,15$ . Нагрузка спокойная, ресурс работы передачи  $L_h = 15000 \text{ ч}$ .

### 1) Выбор материала зубчатых колес

По таблице 3.1 для изготовления шестерни назначаем сталь 40Х (термообработка – улучшение),  $HB_1 = 260 \dots 280$ ,  $\sigma_B = 950 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_T = 700 \text{ МПа}$ ; для колеса – ту же сталь 40Х (термообработка – улучшение), но твердостью на 15 единиц ниже  $HB_2 = 230 \dots 260$ ,  $\sigma_B = 850 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_T = 550 \text{ МПа}$ .

### 2) Определение допустимых контактных напряжений

Предел контактной выносливости зубьев колеса и шестерни, соответствующий базовому числу циклов напряжения (по таблице 4.1):

- для шестерни

$$\sigma_{H \lim b_1} = 2 \cdot HB_1 + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ МПа}$$

при расчетной твердости

$$HB_1 = \frac{HB_{\max 1} + HB_{\min 1}}{2} = \frac{280 + 260}{2} = 270;$$

- для колеса

$$\sigma_{H \lim b_2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 245 + 70 = 560 \text{ МПа}$$

при расчетной твердости

$$HB_2 = \frac{HB_{\max 2} + HB_{\min 2}}{2} = \frac{260 + 230}{2} = 245.$$

Для однородной структуры материала зубчатых колес  $S_{H \min} = 1,1$ .

Коэффициент долговечности  $Z_N$  определяем графически. Для этого сначала по графику на рис. 4.2, в зависимости от твердости материала, находим:

- для шестерни

$$N_{H \lim 1} = 20 \cdot 10^6 \text{ млн. циклов};$$

- для колеса

$$N_{H \lim 2} = 15 \cdot 10^6 \text{ млн. циклов}.$$

Расчетное число циклов при постоянном режиме нагружения определяем по формуле (4.5):

- для шестерни

$$N_{K1} = 60n_1 \cdot c \cdot L_h = 60 \cdot 950 \cdot 1 \cdot 15000 = 8,55 \cdot 10^8 \text{ млн.циклов};$$

- для колеса

$$N_{K2} = 60n_2 \cdot c \cdot L_h = 60 \cdot 302 \cdot 1 \cdot 15000 \approx 2,72 \cdot 10^8 \text{ млн.циклов}.$$

Частота вращения тихоходного вала редуктора по формуле (2.2):

$$n_2^\phi = \frac{n_1}{u} = \frac{950}{3,15} = 302 \text{ мин}^{-1}.$$

Отклонение фактической частоты вращения приводного вала от заданной находим по формуле (2.3):

$$\Delta_\phi = \frac{|n_2^\phi - n_2|}{n_2} \cdot 100\% = \frac{|302 - 301|}{301} \cdot 100\% = 0,3\%.$$

Полученное значение  $\Delta_\phi$  не должно превышать допустимого значения  $\Delta = 5\%$ .

При расчете контактной выносливости коэффициент долговечности  $Z_N$  определяем по графику (рис. 4.1) в зависимости от отношения расчетного цикла  $N_K$  к базовому  $N_{H \lim}$ .

Для шестерни при:

$$\frac{N_{K1}}{N_{H \lim 1}} = \frac{8,55 \cdot 10^8}{20 \cdot 10^6} = 42,75,$$

имеем

$$Z_{N1} = 0,82.$$

Для колеса при:

$$\frac{N_{K2}}{N_{H \lim 2}} = \frac{2,72 \cdot 10^8}{15 \cdot 10^6} = 18,$$

получаем

$$Z_{N2} = 0,89.$$

Допустимые контактные напряжения вычисляем по формуле (4.1):

- для шестерни

$$[\sigma_{HP1}] = \frac{\sigma_{H \lim b_1}}{S_{H \min}} \cdot Z_{N1} = \frac{610}{1,1} \cdot 0,82 = 454,7 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$[\sigma_{HP2}] = \frac{\sigma_{H \lim b_2}}{S_{H \min}} \cdot Z_{N2} = \frac{560}{1,1} \cdot 0,89 = 448 \text{ МПа},$$

С учетом рекомендаций (п. 4.1) расчетное допустимое контактное напряжение для косозубой передачи вычисляем по формуле (4.7):

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (454,7 + 448) = 406,2 \text{ МПа}.$$

Т.к. это значение меньше  $[\sigma_{HP}]$ , то в качестве расчетного принимаем минимальное значение:

$$[\sigma_{HP}] = [\sigma_{HP2}] = 448 \text{ МПа}.$$

### 3) Определение допустимых напряжений изгиба

По таблице 4.2 определяем коэффициент запаса прочности  $S_F = 1,7$  и вычисляем предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов:

для шестерни

$$\sigma_{F\text{lim}b1}^0 = 1,75HB_1 = 1,75 \cdot 270 = 472,5 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{F\text{lim}b2}^0 = 1,75HB_2 = 1,75 \cdot 245 = 428,75 \text{ МПа}.$$

При расчете по изгибной выносливости коэффициент долговечности  $Y_N$  определяем по формуле (4.9). Поскольку для стальных колес  $N_{F\text{lim}} = 4 \cdot 10^6$ , то:

- для шестерни

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{F\text{lim}1}}{N_{K1}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{8,55 \cdot 10^8}} < 1;$$

- для колеса

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{F\text{lim}2}}{N_{K2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,71 \cdot 10^8}} < 1.$$

Принимаем  $Y_{N2} = Y_{N1} = 1$ .

При одностороннем приложении нагрузки коэффициент  $Y_A = 1$ .

Допустимые напряжения изгиба определяем по формуле (4.8):

- для шестерни

$$[\sigma_{FP1}] = \frac{\sigma_{F\text{lim}b1}^0}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_A = \frac{472,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 278 \text{ МПа};$$

- для колеса

$$[\sigma_{FP2}] = \frac{\sigma_{F\text{lim}b2}^0}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_A = \frac{428,75}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 = 252,2 \text{ МПа}.$$

### 4) Проектный расчет

Определяем основные геометрические параметры конической зубчатой передачи.

Выбираем угол наклона линии зуба в среднем сечении  $\beta_m = 35^\circ$ , коэффициент относительной ширины колес принимаем  $K_{be} = 0,285$ .

Ориентировочное значение внешнего делительного диаметра  $d_{e2}$  определяем по формуле (5.1):

$$d_{e2} = 1650 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta} u}{[\sigma_{HP}]^2 v_H}} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 1 \cdot 3,15}{448^2 \cdot 0,85}} = 218,6 \text{ мм},$$

где  $K_{H\beta} = 1$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца зубчатого колеса; для прирабатывающихся колес с прямыми зубьями;

$v_H = 0,85$  – коэффициент вида зубьев конических колес для конических передач с прямыми зубьями.

По ГОСТ 27142-86\* по таблице 5.2 принимаем  $d_{e2} = 225 \text{ мм}$ , ширину зубчатого венца  $b_{w2} = 34 \text{ мм}$ .

Окружную скорость колес определяем по формуле (5.2):

$$V = \frac{\pi d_{e2} n_2^{\phi}}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 225 \cdot 302}{60 \cdot 10^3} = 3,6 \text{ м/с}.$$

Число зубьев шестерни должно быть в пределах  $z_1 = 18 \dots 32$ . Принимаем  $z_1 = 20$ .

Число зубьев колеса определяем по формуле (5.3):

$$z_2 = z_1 u = 20 \cdot 3,15 = 63.$$

Внешний окружной модуль зубчатых колес определяем по формуле 5.5:

$$m_{te} = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{225}{63} = 3,57 \text{ мм}.$$

Полученное значение проверяем по условию (5.6):

$$m_{te} \geq \frac{b_{w2}}{10} = \frac{34}{10} = 3,4$$

Условие выполняется.

Внешнее конусное расстояние  $R_e$  определяем по формуле (5.8):

$$R_e = 0,5 m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5 \cdot 3,57 \cdot \sqrt{20^2 + 63^2} = 117,986 \text{ мм}.$$

Углы делительных конусов  $\delta_1$  и  $\delta_2$  определяем по формулам (5.9):

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{1}{u} = \frac{1}{3,15} = 0,31746, \quad \delta_1 = \operatorname{arctg} 0,31746 = 17^\circ 36';$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 = 90^\circ - 17^\circ 36' = 72^\circ 24'.$$

Внешний делительный диаметр шестерни  $d_{e1}$  вычисляем по выражению (5.10):

$$d_{e1} = m_{te} z_1 = 3,57 \cdot 20 = 71,4 \text{ мм}.$$

Среднее конусное расстояние  $R_m$  определяем по выражению (5.11):

$$R_m = 117,986 - 0,5 \cdot 34 = 100,986 \text{ мм}.$$

Коэффициент относительной ширины колеса  $K_{be}$  определяем по формуле (5.12):

$$K_{be} = \frac{b_w}{R_e} = \frac{34}{117,986} = 0,288.$$

Средний делительный диаметр колеса  $d_{m2}$  находим из выражения (5.13):

$$d_{m2} = (1 - 0,5K_{be})d_{e2} = (1 - 0,5 \cdot 0,288) \cdot 225 = 192,6 \text{ мм}.$$

Средний делительный диаметр шестерни  $d_{m1}$  определяем по формуле (5.14):

$$d_{m1} = (1 - 0,5K_{be})d_{e1} = (1 - 0,5 \cdot 0,288) \cdot 71,4 = 61,12 \text{ мм}.$$

Средний окружной модуль  $m$  определяем находим по формуле (5.15):

$$m = \frac{m_{te} R_m}{R_e} = \frac{3,57 \cdot 100,986}{117,986} = 3,06 \text{ мм}.$$

### 5) Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям

Значение коэффициентов, входящих в формулу (6.1) принимаем по рекомендациям п.6.1.

Коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес, для стали  $Z_E = 190 \text{ МПа}$ .

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления, для колес с прямыми зубьями  $Z_H = 2,5$ .

Коэффициент торцевого перекрытия зубьев определяем по формуле (6.5):

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) = 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{20} + \frac{1}{63} \right) = 1,669.$$

Для косозубых колес коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, найдем по формуле (6.3):

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,669}{3}} = 0,88.$$

Уточняем окружную скорость колес по среднему диаметру по формуле (6.10):

$$V = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 61,12 \cdot 950}{60 \cdot 10^3} = 3,04 \text{ м/с}.$$

По таблице 6.2 принимаем степень точности изготовления передачи 8.

Коэффициенты:  $K_{H\alpha} = 1$  (для прямозубых передач);  $K_{H\beta} = 1,05$  (по рис. 6.2, кривая I);  $K_{HV} = 1,17$  (по таблице 6.1).

Для определения окружной силы на среднем диаметре колеса используем формулу (6.6):

$$F_m = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 120}{192,6} = 1247 \text{ Н}.$$

Контактные напряжения в зубьях определяем по формуле (6.1):

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_m K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} \sqrt{u^2 + 1}}{v_H b_w d_{m1} u}} = \\ &= 2,5 \cdot 190 \cdot 0,88 \cdot \sqrt{\frac{1247 \cdot 1 \cdot 1,05 \cdot 1,17 \cdot \sqrt{3,15^2 + 1}}{0,85 \cdot 34 \cdot 61,12 \cdot 3,15}} = 399 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Полученное значение меньше допустимого  $[\sigma_{HP}] = 448 \text{ МПа}$ .

Отклонение расчетного значения напряжения от допустимого (в данном случае – недогружение зубьев передачи по контактным напряжениям):

$$\Delta_H = \frac{[\sigma_{HP}] - \sigma_H}{[\sigma_{HP}]} \cdot 100\% = \frac{448 - 399}{448} \cdot 100\% = 10,9\%.$$

Если рабочее напряжение  $\sigma_H$  будет превышать допустимое значение более чем на 10%, то необходимо увеличить конусное расстояние (наибольший модуль) и пересчитать параметры передачи.

#### б) Проверочный расчет на выносливость при изгибе

Чтобы определить коэффициенты, входящие в формулы (6.7) и (6.11), сначала вычисляем число зубьев эквивалентного колеса:

- для шестерни

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{20}{0,953} = 21;$$

- для колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{63}{0,302} = 209.$$

Затем по числу зубьев эквивалентного колеса принимаем значения коэффициента формы зуба по таблице 6.3:  $Y_{F1} = 4$ ,  $Y_{F1} = 3,6$ . Определяем коэффициенты  $K_{F\beta} = 1,11$  по графику на рис. 6.2 и  $K_{FV} = 1,1$  по таблице 6.3. Для конических передач с прямыми зубьями коэффициенты:  $K_{F\alpha} = 1$ ,  $v_F = 0,85$ ,  $Y_\beta = 1$ ,  $Y_\varepsilon = 1$ .

Напряжение изгиба:

- для шестерни (по формуле 6.7):

$$\sigma_{F1} = Y_{F1} Y_\varepsilon Y_\beta \frac{F_m K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}}{v_F b_{w2} m_{nm}} = 4 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{1247 \cdot 1 \cdot 1,11 \cdot 1,1}{0,85 \cdot 34 \cdot 3,06} = 68,9 \text{ МПа};$$

- для колеса (по формуле 6.11):

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 68,9 \cdot \frac{3,6}{4} = 62 \text{ МПа}.$$



$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} Y_{F2}}{Y_{F1}} = 68,9 \times \frac{3,6}{4} = 62 \text{ МПа.}$$

Полученные значения меньше допустимых ( $[\sigma_{FP1}] = 278 \text{ МПа}$ ,  $[\sigma_{FP2}] = 252,2 \text{ МПа}$ ).

#### 7) Силы, действующие в зацеплении

Определяем по формулам (7.2) и (7.3):

$$F_{a1} = F_{r2} = F_m \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = 1247 \cdot 0,364 \cdot 0,302 = 137 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_m \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 = 1247 \cdot 0,364 \cdot 0,953 = 433 \text{ Н}.$$

#### 8) Размеры зубчатого колеса

Диаметр обода (внешний делительный диаметр)  $d_{e2} = 225 \text{ мм}$ .

Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 - X_{e1})m_{te} \cos \delta_2 = 225 + 2(1 - 0,4)3,57 \cos 72,38^\circ = 226,3 \text{ мм};$$

Внешний диаметр впадин зубьев

$$d_{fe2} = d_{e2} - 2(1,2 + X_{e1})m_{te} \cos \delta_2 = 225 - 2(1,2 + 0,4)3,57 \cos 72,38^\circ = 221,54 \text{ мм};$$

Толщина обода:

- с внешней стороны

$$S = 2,5m_{te} + 2 = 2,5 \cdot 3,57 + 2 = 10,9 \approx 11 \text{ мм};$$

- с внутренней стороны

$$S_0 = 1,2m_{te} = 1,2 \cdot 3,57 = 4,3 \approx 5 \text{ мм}.$$

Внутренний диаметр ступицы равен диаметру ступени вала под колесо:

$$d = d_s = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{120 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 31,1 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 6636-69 принимаем  $d = 32 \text{ мм}$ .

Наружный диаметр ступицы:

$$d_{cm} = 1,55d = 1,55 \cdot 32 = 49,6 \approx 50 \text{ мм}.$$

Длина ступицы:

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5)d = (1,2 \dots 1,5) \cdot 32 = 38,4 \dots 48 \approx 45 \text{ мм}.$$

На рис. 9.1 представлен чертеж зубчатого колеса.

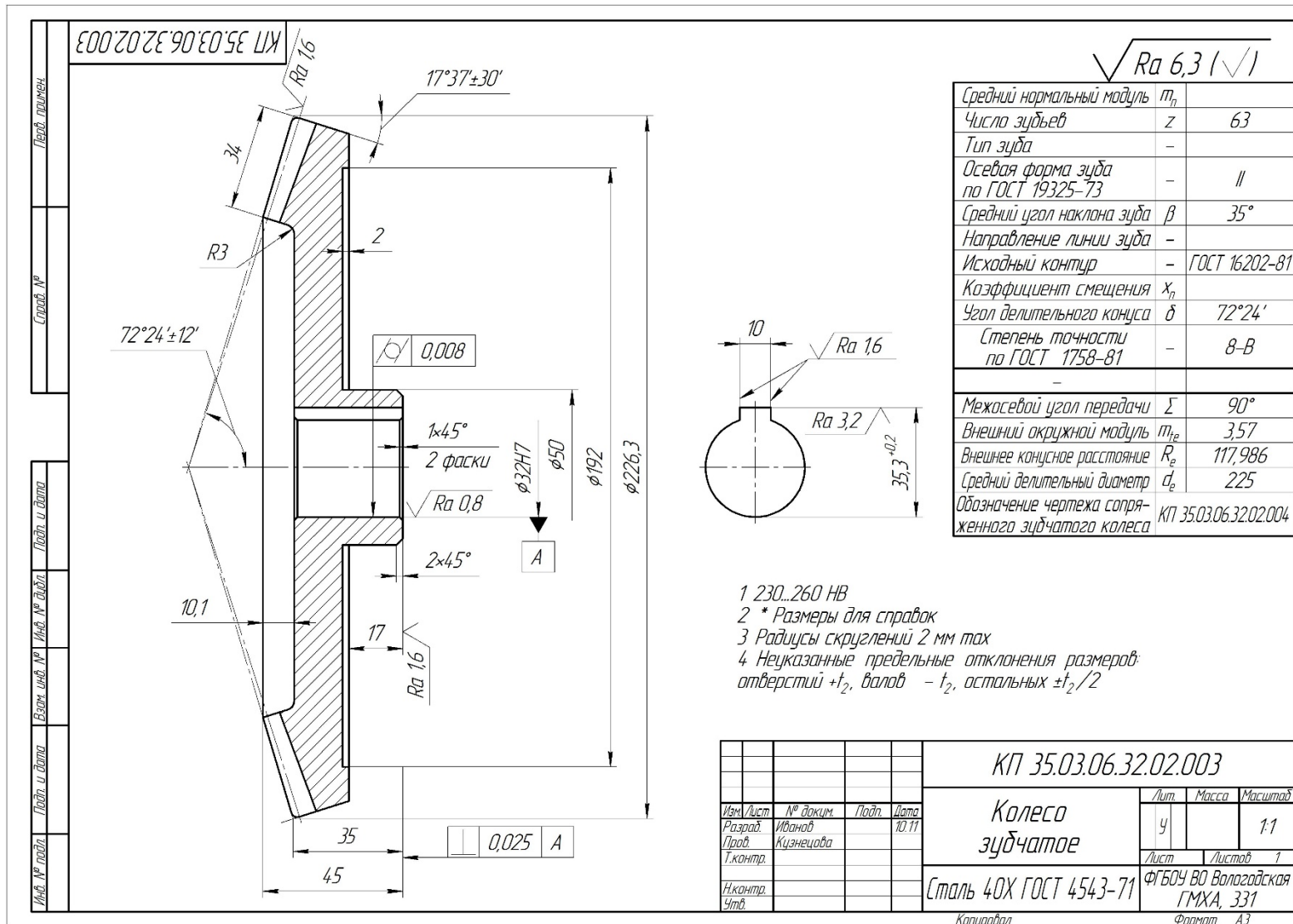


Рис. 9.1. Чертеж зубчатого конического колеса

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Детали машин: Учебник / Куклин Н.Г., Куклина Г.С., Житков В.К., 9-е изд. перераб. и доп. [Электронный ресурс] – М.: КУРС, НИЦ ИНФРА-М, 2019. – 512 с.  
Режим доступа: <http://znanium.com/bookread2.php?book=496882>.
2. Детали машин и основы конструирования / М. Н. Ерохин и др.; под ред. М. Н. Ерохина. Москва. Издательство: КолосС. 2011., 511 с.
3. Курсовое проектирование деталей машин : учеб. пособие / С.А. Чернавский, К.Н. Боков, И.М. Чернин [и др.]. — 3-е изд., перераб. и доп. — М. : ИНФРА-М, 2021. — 414 с. - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog/product/982378>.
4. Михайлов Ю.Б. Конструирование деталей механизмов и машин: /Ю.Б. Михайлов. - М.: Издательство Юрайт,2019.-414 с.- Серия: Бакалавр. Академический курс.
5. В.А. Жуков. Детали машин и основы конструирования: Основы расчета и проектирования соединений и передач [Электронный ресурс]: учебное пособие / В. А. Жуков. - 2-е изд. - Электрон.дан. - М.: Инфра-М, 2019. - 416 с. - (Высшее образование - Бакалавриат). - Внешняя ссылка: <http://znanium.com/go.php?id=989484.4>
6. ГОСТ 19624-74 «Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии»
7. ГОСТ 19326 -73 «Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчет геометрии».

## СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 ГЕОМЕТРИЯ ЗАЦЕПЛЕНИЯ КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС .....	6
2 ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ.....	8
3 ВЫБОР МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС .....	9
4 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСТИМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ .....	11
4.1 Определение допустимых контактных напряжений.....	11
4.2. Определение допустимых напряжений изгиба.....	14
5. ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЧАТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ... ..	17
6 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ .....	24
6.1 Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям.....	24
6.2 Проверочный расчет на выносливость по напряжениям изгиба ...	27
7 СИЛЫ, ДЕЙСТВУЮЩИЕ В ЗАЦЕПЛЕНИИ .....	30
8 КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС .....	32
9 ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ.....	35
СПИСОК ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ .....	43