

Министерство образования и науки Российской Федерации
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего профессионального образования
«Кузбасский государственный технический университет
имени Т. Ф. Горбачева»

Кафедра прикладной механики

РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Методические указания к практическому занятию
по дисциплине «**Детали машин и основы конструирования**»
для студентов направлений 151900.62, 190600.62, 241000.62,
по дисциплине «**Основы проектирования**»
для студентов направления 150700.62,
по дисциплине «**Прикладная механика**»
для студентов специальности 130409.65
всех форм обучения

Составители И. В. Смылова
О. В. Любимов

Утверждены на заседании кафедры
Протокол № 8 от 26.03.2014

Рекомендованы к печати
учебно-методической комиссией
направления 190600.62
Протокол № 6 от 28.05.2014

Электронная копия находится
в библиотеке КузГТУ

Кемерово 2014

1 Цель занятия. Общие положения

Цель практического занятия – освоение методики расчета и конструирования конических зубчатых передач, применяющихся в редукторах с пересекающимися или скрещивающимися осями валов.

Работа рассчитана на 2 часа.

Межосевой угол Σ у конических передач может изменяться в широком диапазоне значений (от 10 до 170 градусов), но наибольшее распространение имеют **ортогональные** конические передачи с углом $\Sigma = 90^\circ$.

Конические зубчатые передачи по сравнению с цилиндрическими имеют большую массу и габариты, сложнее в изготовлении и монтаже, так как требуют точной фиксации осевого положения зубчатых колес.

Конические колёса выполняют (рис. 1): *а* – с прямыми, *б* – с косыми и *в* – с круговыми зубьями.

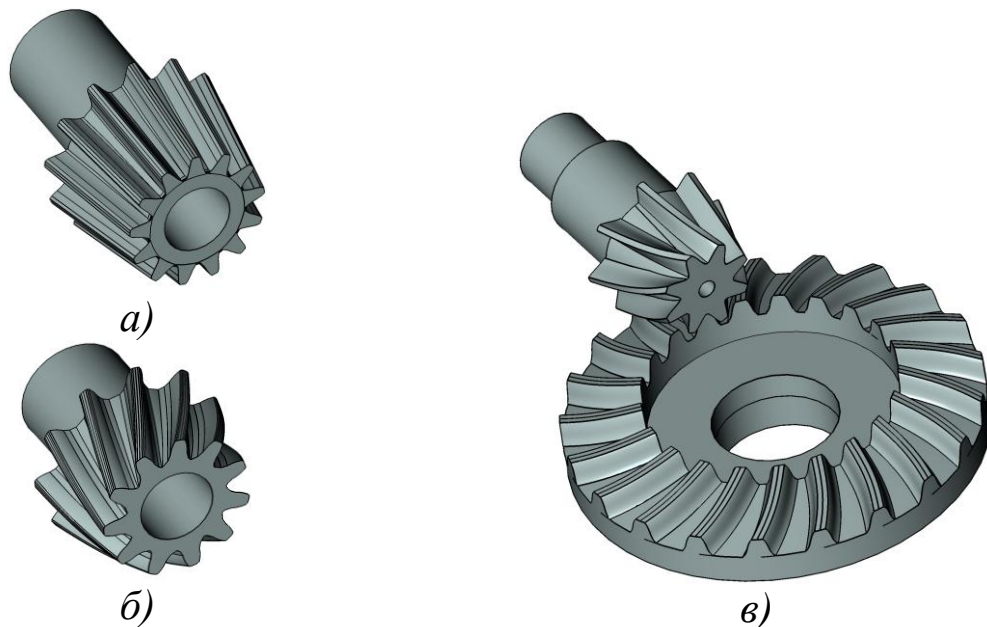


Рис. 1

Прямозубые конические колёса применяют при малых окружных скоростях (до 2...3 м/с, иногда допустимо до 8 м/с), как наиболее простые в монтаже.

При более высоких скоростях применяют колёса с **круговыми** зубьями, так как они обеспечивают плавное зацепление и имеют большую нагрузочную способность.

Выполнить коническое зацепление с той же степенью точности, что и цилиндрические, значительно труднее.

Одно из колёс, как правило, устанавливают консольно, другое – несимметрично относительно опор. При этом увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (рис. 2).

В коническом зацеплении действуют осевые силы, наличие которых усложняет конструкцию опор, а пересечение осей валов затрудняет их размещение.

Всё это приводит к тому, что (по опытным данным) нагрузочная способность конической передачи более чем на 15% ниже нагрузочной способности цилиндрической передачи.

2 Геометрические параметры

Расчёт геометрии конических прямозубых передач регламентирован ГОСТ19624-74, а передач с круговыми зубьями – ГОСТ19326-73.

На рис. 2 показаны основные геометрические параметры конических колёс:

R_e и R_m – внешнее и среднее конусные расстояния;

b – ширина зубчатого венца;

d_e и d_m – внешний и средний делительные диаметры;

d_{ae} – внешний диаметр вершин зубьев;

δ – угол делительного конуса;

δ_a и δ_f – углы конуса вершин и впадин зубьев;

θ_a и θ_f – угол конуса головки и ножки зуба.

Углы конуса головки и ножки зуба делают одинаковыми для того, чтобы образующая конуса вершин зубьев одного колеса была параллельна образующей конуса впадины второго колеса, в результате чего радиальный зазор по длине прямого зуба будет постоянным.

По приведённым выше параметрам определяют остальные размеры колёс и передачи:

– угол конуса вершин – $\delta_a = \delta + \theta_a$;

– угол конуса впадин – $\delta_f = \delta + \theta_f$;

– межосевой угол передачи – $\Sigma = \delta_1 + \delta_2$.

У конических колёс высота, толщина зубьев и окружной шаг по длине зуба не одинаковы, поэтому различают два окружных модуля:

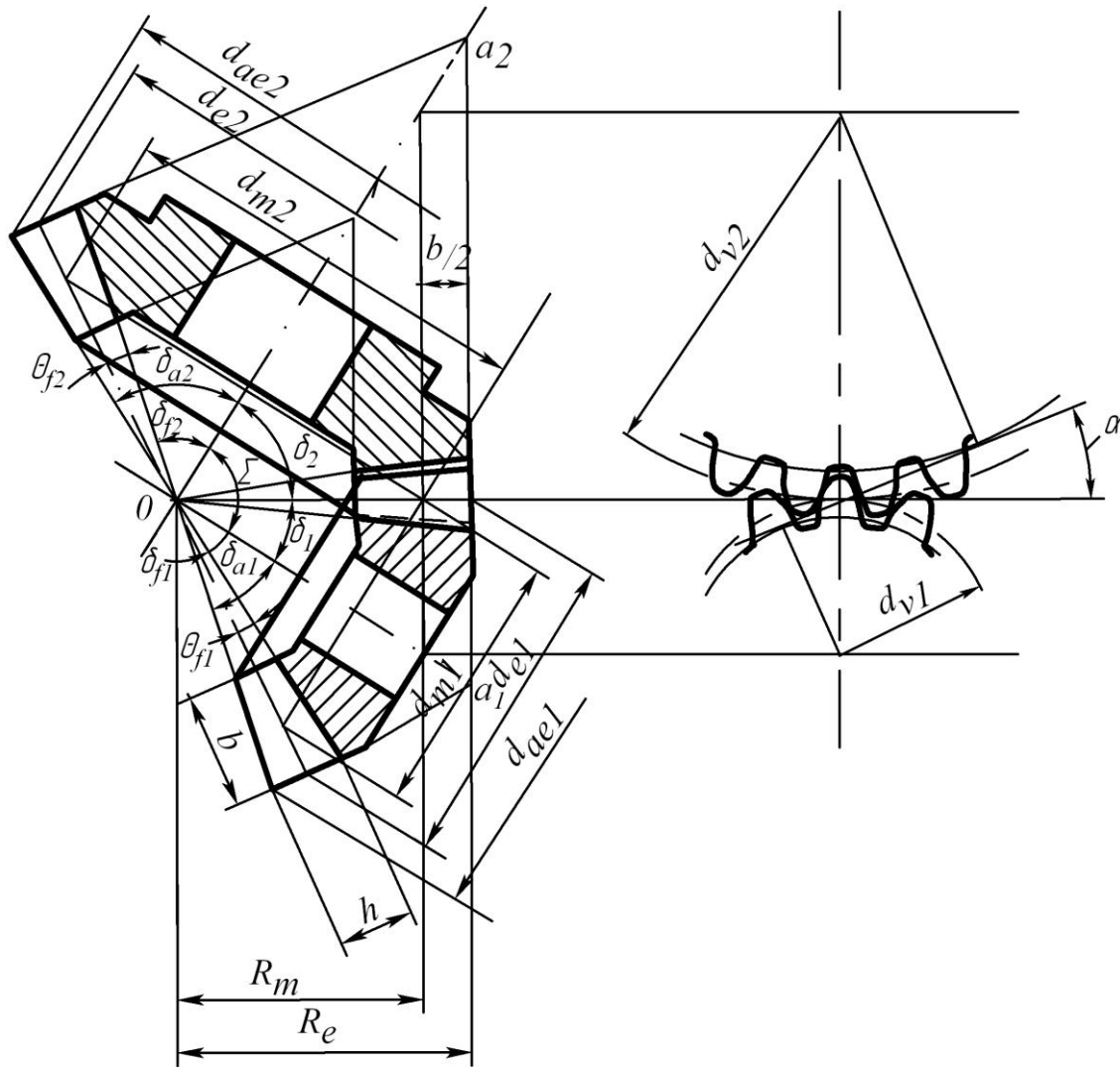


Рис. 2

m – средний делительный окружной модуль, причём $d = m \cdot z$, где z – число зубьев колеса;

m_e – внешний делительный окружной модуль, причём $d_e = m_e \cdot z$.

Внешний и средний модули пропорциональны соответствующим конусным расстояниям.

$$m_e = m \frac{R_e}{R_m}. \quad (1)$$

Для удобства измерений на чертежах задают внешние размеры зубьев и колёс, а модуль m_e называют производственным, который округляют до стандартного значения (табл. 1).

Таблица 1

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

В передачах с криволинейными и тангенциальными зубьями существуют **нормальные** внешний и средний модули m_{ne} и m_n .

Исходный контур для прямозубых конических колёс аналогичен исходному контуру для цилиндрических колёс, за исключением радиального зазора: $c = 0,2 \cdot m_e$;

внешняя высота головок зубьев – $h_{ae} = m_e$;

внешняя высота ножек зубьев – $h_{fe} = 1,2 \cdot m_e$.

Внешний диаметр вершин зубьев

$$d_{ae} = d_e + 2h_{ae} \cdot \cos \delta = m_e (z + 2 \cos \delta). \quad (2)$$

При $\Sigma = 90^\circ$

$$R_e = 0,5 \sqrt{d_{e1}^2 + d_{e2}^2} = 0,5 m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}, \quad (3)$$

а также

$$R_e = \frac{d_e}{2 \sin \delta}; \quad R = R_e - \frac{b}{2}. \quad (4)$$

Углы делительных конусов ортогональных передач легко определяются в зависимости от числа зубьев ведущего и ведомого колёс, а, следовательно, от передаточного числа передачи:

$$\operatorname{tg} \delta_1 = \frac{d_1}{d_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{u}, \text{ или } u = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2. \quad (5)$$

Ширину зубчатого венца b по стандарту рекомендуется принимать $b \leq 0,3R_e$ или $b \leq 10m_e$. Вычисленное значение округляется до целого числа.

3 Эквивалентные колёса

Зубья конических колёс профилируют по эвольвенте так же, как и зубья цилиндрических, но коническая передача является пространственной и поэтому точки её сопряжённых профилей лежат на сферической поверхности, которая не развёртывается на плоскость.

Поэтому профилирование зубьев конических колёс с незначительной погрешностью выполняется по поверхности **дополнительных конусов** (рис. 3).

Образующие дополнительных конусов перпендикулярны образующим делительных конусов, поэтому диаметры воображаемых цилиндрических прямозубых колёс, называемых **эквивалентными колёсами**, определяются по формулам:

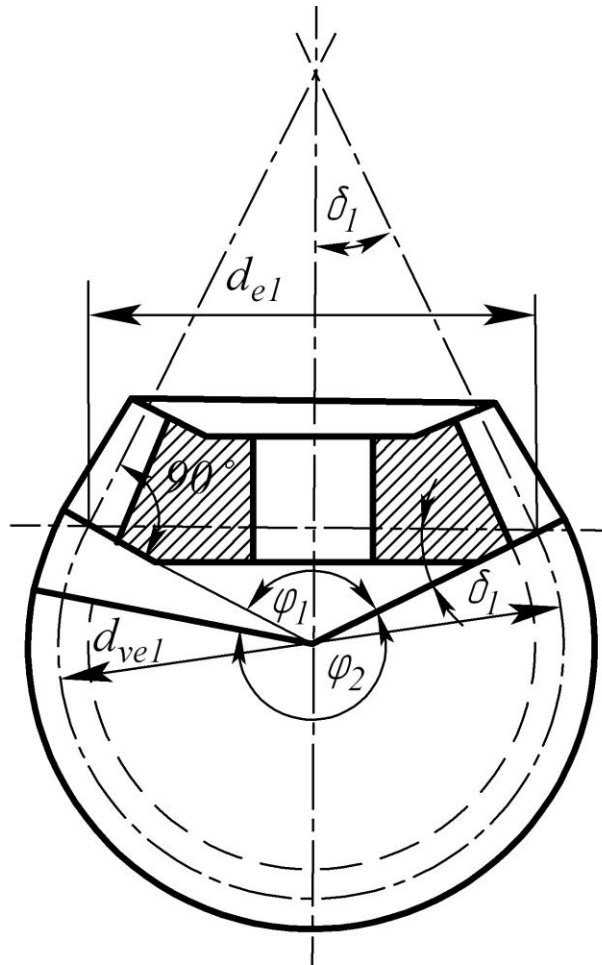


Рис. 3

$$d_{v1} = \frac{d_{e1}}{\cos \delta_1}; \quad d_{v2} = \frac{d_{e2}}{\cos \delta_2}. \quad (6)$$

Числа зубьев эквивалентных колёс, называемые **эквивалентным числом зубьев**, равны:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}. \quad (7)$$

Для конических колёс с непрямыми зубьями расчёт прочности ведут по параметрам **биэквивалентных** цилиндрических прямозубых колёс:

$$d_{vn} = \frac{d_e}{\cos \delta \cdot \cos^2 \beta_n}; \quad z_{vn} = \frac{z}{\cos \delta \cdot \cos^3 \beta_n}, \quad (8)$$

где β_n – угол наклона тангенциального или кругового зуба (рис. 4).

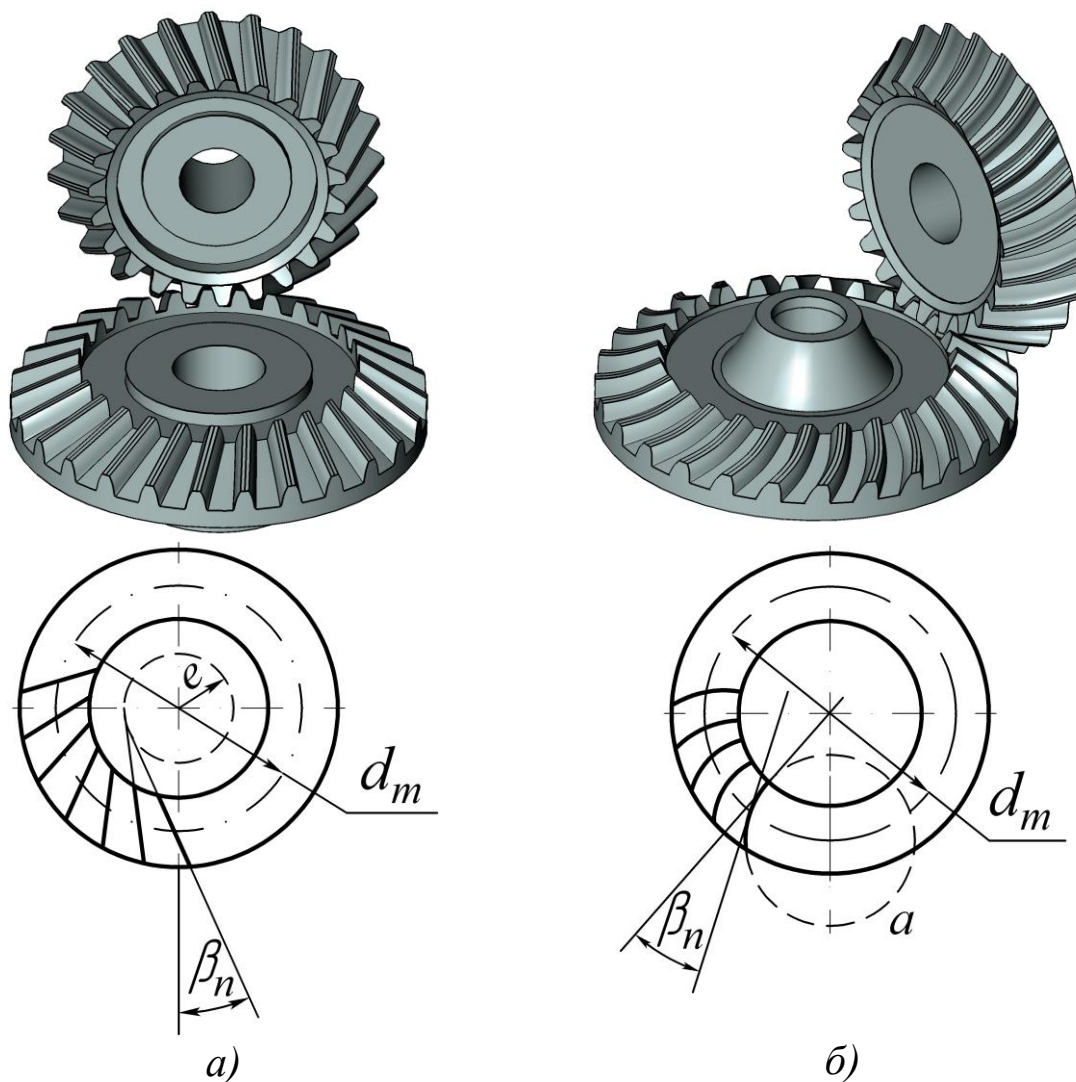


Рис. 4

Косой зуб направлен по касательной к некоторой воображаемой окружности радиусом e и составляет с образующей конуса угол β_n (см. рис. 4, а). Выполняют колеса, как правило, с углом $\beta_n = 25 \dots 30^\circ$.

Круговой зуб располагается по дуге окружности a (по этой окружности движется инструмент при нарезании зубьев). Угол наклона кругового зуба переменный. За расчётный принимают угол на окружности среднего диаметра колеса, как угол между касательной к окружности и образующей конуса в данной точке β_n . Принимают $\beta_n \approx 35^\circ$ (рис. 4, б).

Преимущественное применение получили колёса с круговыми зубьями. Они менее чувствительны к неточности взаимного расположения колёс и их изготовления.

4 Силы в зацеплении

4.1 Силы в зацеплении прямозубой конической передачи

В зацеплении конической передачи действуют силы (рис. 5):

- окружная F_t ;
- радиальная F_r ;
- осевая F_a .

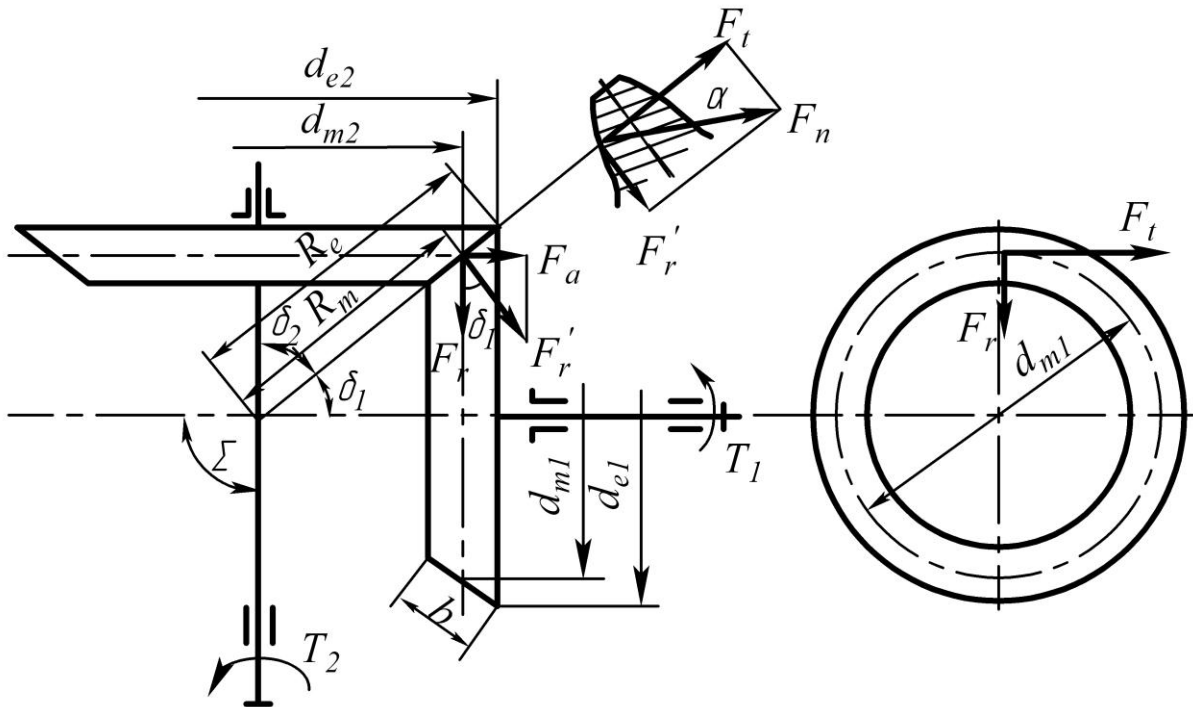


Рис. 5

На рисунке силы изображены приложенными к шестерне.

По нормали к зубу действует сила нормального давления F_n , которую раскладывают на F_t и F_r' . В свою очередь F_r' раскладывается на F_a и F_r :

$$\begin{aligned}
 F_t &= \frac{2T_1}{d_{m1}}; & F_n &= \frac{F_t}{\cos \alpha}; & F_r' &= F_t \operatorname{tg} \alpha; \\
 F_r &= F_r' \cos \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1; & & & & (9) \\
 F_a &= F_r' \sin \delta_1 = F_t \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1.
 \end{aligned}$$

Для колеса направления сил противоположны. При этом $F_{r2} = F_{a1}$, а $F_{a2} = F_{r1}$.

4.2 Силы в зацеплении конической передачи с непрямыми зубьями

Окружная сила $F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}}$.

Радиальная сила $F_r = \frac{F_t}{\cos \beta_n} (tg \alpha \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta_n \cdot \sin \delta_1)$. (10)

Осевая сила $F_a = \frac{F_t}{\cos \beta_n} (tg \alpha \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta_n \cdot \cos \delta_1)$.

В последних формулах знак зависит от направления внешнего момента, приложенного к валу шестерни и линии наклона зуба как винтовой линии.

Верхние знаки – направления момента (при наблюдении с внешнего торца) и винтовой линии **совпадают**, нижние – **не совпадают**.

5 Расчёт конической передачи на прочность

5.1 Расчёт на прочность по контактным напряжениям

Для расчёта конических передач на контактную прочность можно применить формулу Герца для цилиндрических передач с эквивалентными колёсами:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{qE_{np}}{\rho_{np}}}. \quad (11)$$

Приведённый радиус кривизны ρ_{np} для среднего сечения зуба определяют по формуле

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{2}{d_{m1} \cdot \sin \alpha} \cdot \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right). \quad (12)$$

Удельная нагрузка в этом сечении:

$$q_m = \frac{F_t \cdot K_H}{b_w \cos \alpha_w}. \quad (13)$$

Формула проверочного расчёта имеет вид

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{g_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \quad (14)$$

где \mathcal{G}_H – опытный коэффициент понижения нагрузочной способности конической передачи по сравнению с цилиндрической; K_H – коэффициент расчетной нагрузки.

Определение коэффициентов см. ниже.

Для проектного расчёта формулу преобразуют и записывают относительно d_{e2} , т.к. он определяет основной габаритный размер:

$$d_{e2} = 1,73 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\mathcal{G}_H \cdot [\sigma_H]^2 \cdot (1 - K_{be}) \cdot K_{be}}}, \quad (15)$$

где $K_{be} = \frac{b_w}{R_e}$ – коэффициент ширины зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния. Наиболее распространено значение $K_{be} = 0,285$.

Тогда

$$d_{e2} \approx 2,93 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot u \cdot K_{H\beta}}{\mathcal{G}_H \cdot [\sigma_H]^2}}. \quad (16)$$

5.2 Расчёт зубьев конической передачи по напряжениям изгиба

За расчётное сечение принято среднее сечение зуба с нагрузкой q_m . По аналогии с прямозубой цилиндрической передачей формула проверочного расчёта имеет вид

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{\mathcal{G}_F \cdot b_w \cdot m_m} \leq [\sigma_F], \quad (17)$$

где \mathcal{G}_F – опытный коэффициент понижения прочности конической передачи по сравнению с цилиндрической;

Y_F – коэффициент формы зуба. Определяют по графику (прил. А) или по таблицам в соответствии с эквивалентным (биеквивалентным) числом зубьев;

K_F – коэффициент нагрузки;

m_m – модуль в среднем сечении зуба.

5.3 Определение коэффициентов расчётной нагрузки и коэффициентов \mathcal{G}_H и \mathcal{G}_F .

Коэффициенты нагрузки K_H и K_F находят по формулам:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\nu}; \quad K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\nu}. \quad (18)$$

В этих формулах $K_{H\nu}$ и $K_{F\nu}$ – коэффициенты динамической нагрузки. Значения определяют по табл. 2 с понижением точности на одну степень против фактической; $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ – коэффициенты концентрации нагрузки.

$K_{H\beta}$ – определяют по графикам на рис.6

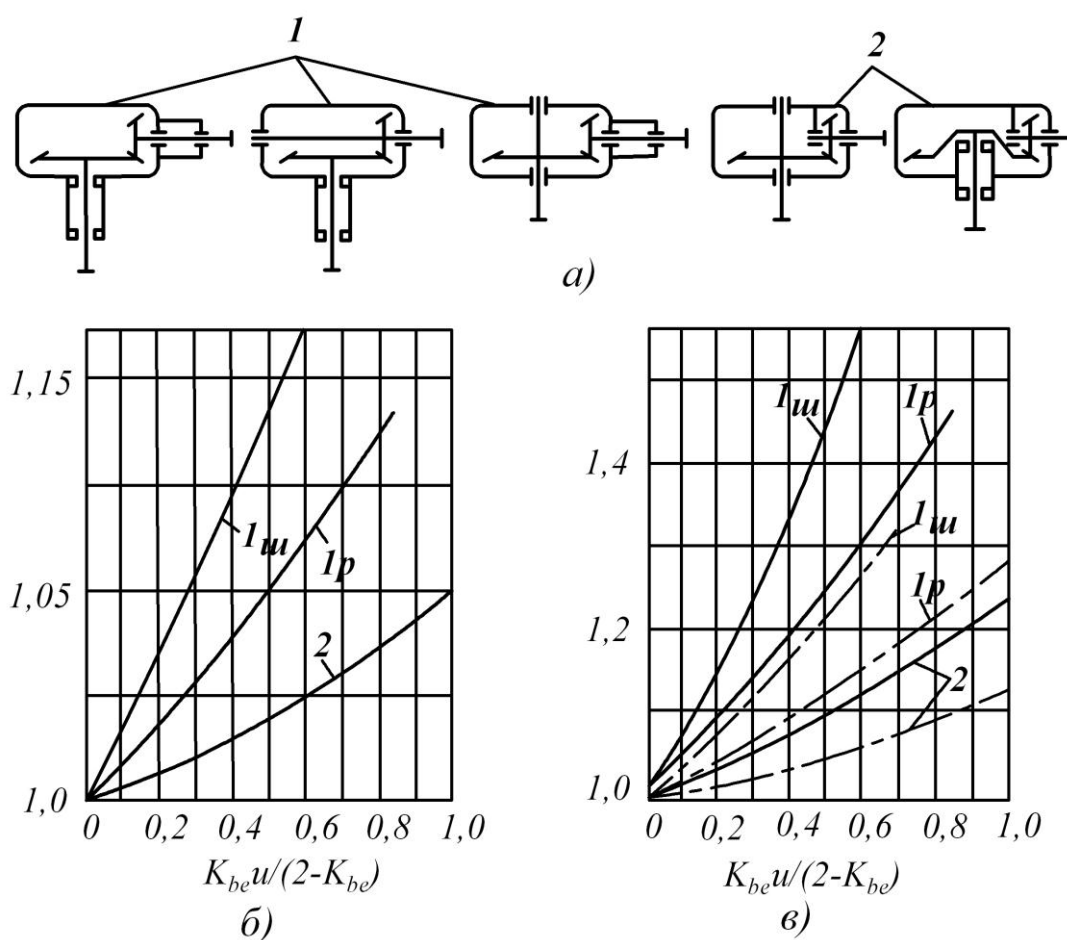


Рис. 6

На рис.7, а номера кривых соответствуют схемам передач, $1ш$ – шариковые, $1р$ – роликовые опоры; рис.7, б – при твёрдости рабочих поверхностей зубьев хотя бы у одного из колёс пары $H \leq 350$ HB; рис.7, в – при H_1 и $H_2 > 350$ HB; сплошные линии для прямозубых передач, штрихпунктирные – для передач с круговыми зубьями (для этих передач при $H_2 \leq 350$ HB принимают $K_{H\beta} = 1$).

Таблица 2

Степень точности	Твердость поверхности зубьев, НВ		Коэффициент K_{Hv} при окружной скорости, м/с					
			1	2	4	6	8	10
7	a	≤ 350	1,04/1,01	1,07/1,03	1,14/1,05	1,21/1,06	1,29/1,07	1,36/1,08
	б	> 350	1,03/1,00	1,05/1,01	1,09/1,02	1,14/1,03	1,19/1,03	1,24/1,04
8	a	≤ 350	1,04/1,01	1,08/1,03	1,16/1,05	1,24/1,06	1,32/1,07	1,40/1,08
	б	> 350	1,03/1,01	1,06/1,01	1,10/1,02	1,16/1,03	1,22/1,04	1,26/1,05
9	a	≤ 350	1,05/1,01	1,10/1,03	1,20/1,05	1,30/1,07	1,40/1,09	1,50/1,12
	б	> 350	1,04/1,01	1,07/1,01	1,13/1,02	1,20/1,03	1,26/1,04	1,32/1,05

Степень точности	Твердость поверхности зубьев, НВ		Коэффициент K_{Fv} при окружной скорости, м/с					
			1	2	4	6	8	10
7	a	≤ 350	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,62/1,22	1,80/1,27
	б	> 350	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	a	≤ 350	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	б	> 350	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,07	1,26/1,08
9	a	≤ 350	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,72/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	б	> 350	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

$K_{F\beta}$ определяют по формуле

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) \cdot 1,5. \quad (19)$$

Эта формула учитывает более благоприятное влияние приработки на контактную прочность, чем на изгибную.

Коэффициенты \mathcal{Y}_H и \mathcal{Y}_F для передач с круговыми зубьями рекомендуют принимать по табл. 3.

Таблица 3

Твёрдость	H_1 и $H_2 \leq 350\text{HB}$	$H_1 \geq 45\text{HRC}$ $H_2 \leq 350\text{HB}$	H_1 и $H_2 \geq 45\text{HRC}$
\mathcal{Y}_H	$1,22 + 0,21u$	$1,13 + 0,13u$	$0,81 + 0,15u$
\mathcal{Y}_F	$0,94 + 0,08u$	$0,85 + 0,043u$	$0,65 + 0,11u$

Для прямозубых передач $\mathcal{Y}_H = \mathcal{Y}_F \approx 0,85$.

5.4 Определение числа зубьев и модуля

В общем случае рекомендуется принимать $z_{v1} \geq z_{\min} = 17$ – условие отсутствия подрезания; $m_e \geq b/10$.

Для конических передач разработаны специальные рекомендации по выбору z и m (рис. 7).

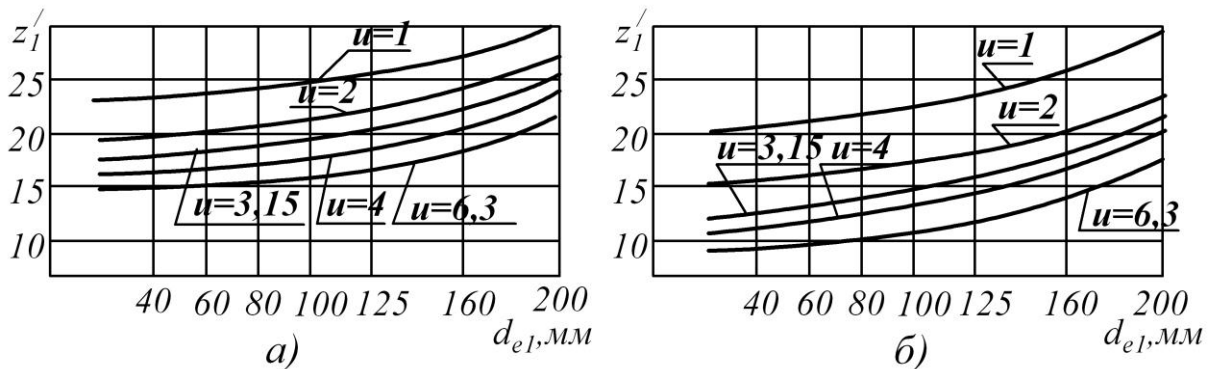


Рис. 7

Рис. 8, а – для прямозубых колёс, а рис. 8, б – для колёс с круговым зубом.

По значению z_1' определяют:

$$z_1 = 1,6z_1' \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 \leq 350 \text{ HB};$$

$$z_1 = 1,3z_1' \text{ при } H_1 \geq 45 \text{ HRC и } H_2 \leq 350 \text{ HB}; \quad (20)$$

$$z_1 = z_1' \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 \geq 45 \text{ HRC}.$$

По z_1 определяют

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1}; \quad m_{nm} = m_{tm} \cdot \cos \beta. \quad (21)$$

Значение m_{nm} для круговых зубьев округляют до стандартного. Для прямозубых передач стандартным назначают m_{ne} .

5.5 Смещение

В конических передачах с $u > 1$ для повышения сопротивления заеданию рекомендуется выполнять шестерню с положительным смещением ($x_1 > 1$), а колесо – с равным по абсолютному значению отрицательным смещением ($x_2 = -x_1$).

Значения x_1 для прямозубых и x_{n1} для передач с круговыми зубьями определяют по таблицам ГОСТ19624-74 и 19326-73 или по формуле ЭНИМС:

$$x_1 = x_{n1} = 2 \cdot \left(1 - \frac{1}{u^2} \right) \cdot \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_n}{z_1}}. \quad (22)$$

6 Конструирование конических колёс и передачи

Конструктивные формы конических зубчатых колёс с внешним диаметром вершин зубьев $d_{ae} \leq 120$ мм показаны на рис. 8.

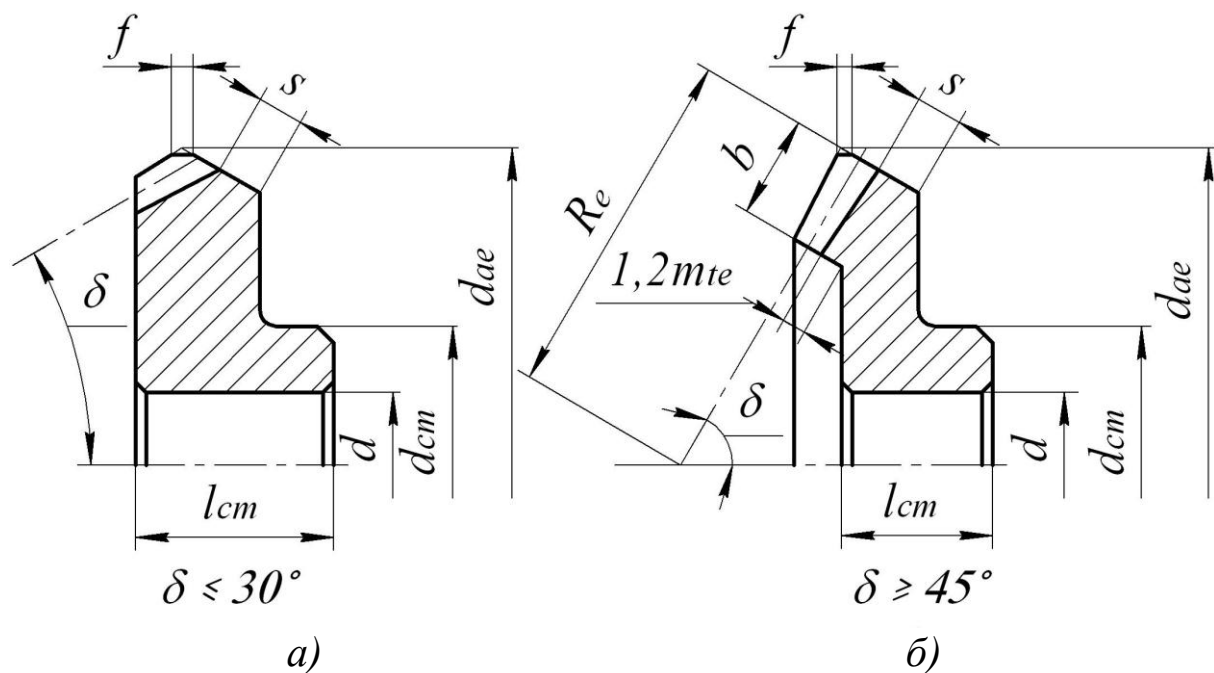


Рис. 8

При угле делительного конуса $\delta \leq 30^\circ$ колёса выполняют по рис. 8, а, а, при угле $\delta \geq 45^\circ$ – по рис. 8, б.

Если угол делительного конуса находится между 30° и 45° , то допускают обе формы конических колёс.

Размеры ступицы $d_{ст}$ и $l_{ст}$ по соотношениям для цилиндрических зубчатых колёс. Рекомендуется принимать:

- для стали $d_{ст} = (1,5...1,55)d$;
- для чугуна $d_{ст} = (1,55...1,6)d$;
- для лёгких сплавов $d_{ст} = (1,6...1,7)d$.

(23)

(Меньшие значения – для шлицевого соединения колеса с валом, большие – для шпоночного и соединения с гарантированным натягом.)

$$l_{ст} = (1,2...1,4)d. \quad (24)$$

На рис.9 показаны формы конических зубчатых колёс при внешнем диаметре вершин зубьев $d_{ae} \geq 120$ мм.

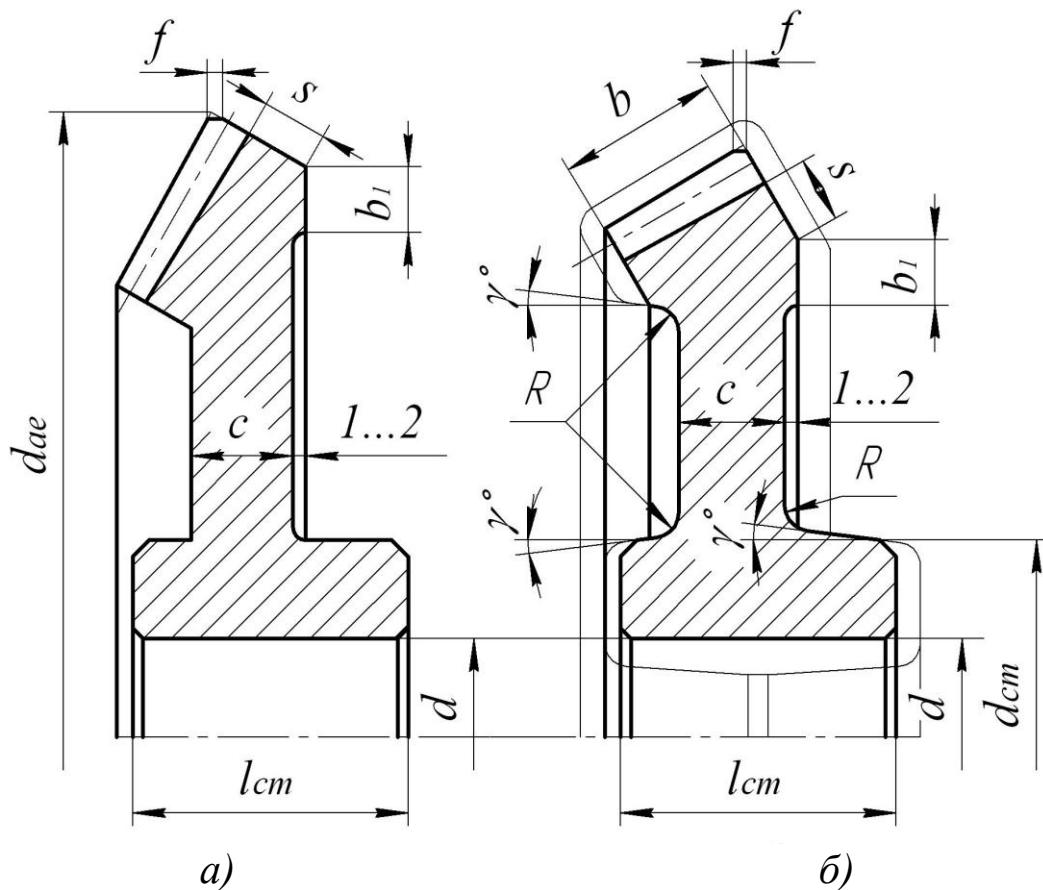


Рис. 9

Согласно рис. 9, а конструируют колёса при *единичном и мелкосерийном производстве*. Колёса меньших диаметров изго-

товляют из прутка, больших – свободной ковкой с последующей токарной обработкой.

Согласно рис. 9, б конструируют конические колёса при *крупносерийном производстве*. Тонкими линиями показана заготовка, получаемая ковкой в двусторонних штампах.

Толщину диска c определяют по соотношениям для цилиндрических колёс:

$$c = 0,5(s_{cm} + s) \geq 0,25b_2, \quad (25)$$

где $s_{cm} = 0,5(d_{cm} - d)$; s – ширина обода колеса.

При любой форме колёс:

$$\begin{aligned} f &= 0,5m_{te}; \\ s &= 2,5m_{te} + 2 \text{ мм}; \\ b_1 &= s, \end{aligned} \quad (26)$$

где m_{te} – внешний торцовый модуль колеса.

Торец зубчатого венца шириной b_1 используют для установки заготовки при нарезании зубьев.

Для уменьшения объёма точной механической обработки выполняют выточки глубиной 1...2 мм.

Шестерни конических передач, как правило, выполняют консольно заодно с валом (рис. 10).

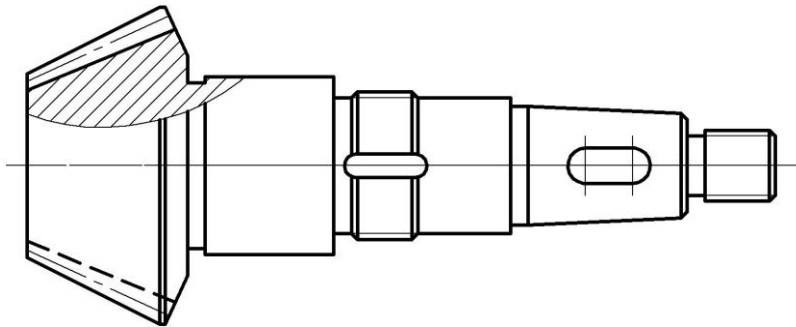


Рис.10

Вычерчивание передачи показано на рис. 11. Вершины делительных конусов и конусов впадин колеса и шестерни сходятся в полюсе пересечения осей.

Для того, чтобы обеспечить постоянный радиальный зазор между зубьями колеса и шестерни, по всей ширине образующие внешнего конуса шестерни рекомендуется делать параллельными образующим конуса впадин колеса, а образующие внешнего конуса колеса – параллельными образующим конуса впадин шестерни.

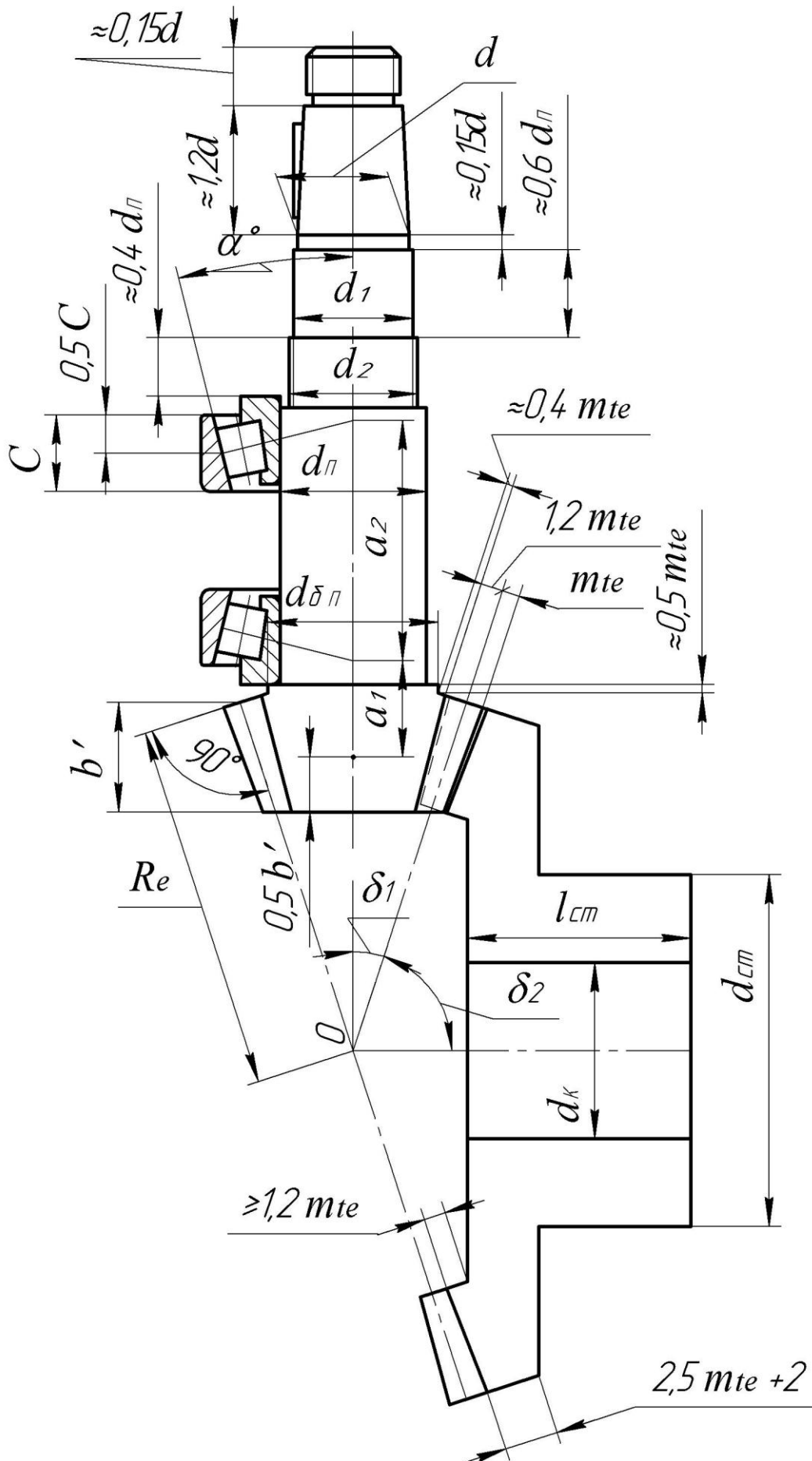


Рис. 11

Диаметры отдельных участков вала шестерни определяют при проектном расчете ведущего вала передачи.

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau_K]}}, \quad (27)$$

$$d_1 = d + 2t.$$

Диаметр резьбы (мм) :

$$d_P = d_1 + (2...4). \quad (28)$$

Резьбу выполняют с мелким шагом (например: M24x1,5).

Диаметр посадочной поверхности для подшипника принимают равным или большим внешнего диаметра резьбы, т.е. $d_{II} \geq d_P$. Диаметр буртика (заплечика) для упора подшипника $d_{бII} = d_{II} + 3r$, где r – радиус скругления кольца подшипника.

Чтобы уменьшить консоль вала, левый подшипник располагают как можно ближе к шестерне (размеры $0,5m_{te}$ и $0,4m_{te}$ на рис. 11, где m_{te} – торцовый внешний модуль).

Расстояние между подшипниками определяют прочерчиванием. Чтобы обеспечить достаточную жёсткость узла, принимают :

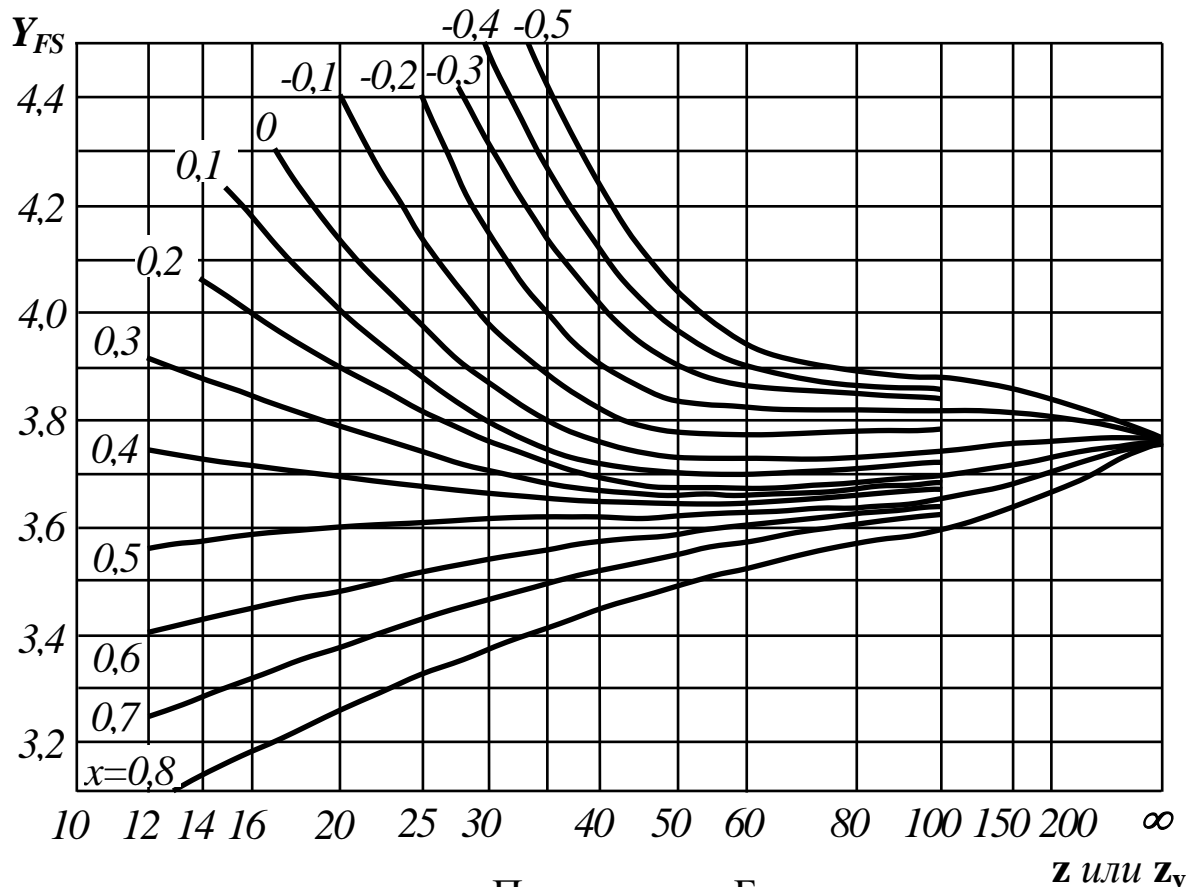
$$a_2 \approx 2,5a_1, \quad (29)$$

где a_1 – расстояние от середины венца (размер $0,5b'$) до точки пересечения с осью вала перпендикуляра, опущенного из середины поверхности контакта (размер $0,5C$) наружного кольца подшипника; a_2 – расстояние между точками пересечения с осью вала перпендикуляров, опущенных из середины поверхностей контакта наружных колец обоих подшипников.

Список рекомендуемой литературы

1. Иванов, М. Н. Детали машин /М. Н. Иванов, В. А. Финюгов. – М.: Высш. шк., 2009. – 408 с.
2. Анурьев, В. И. Справочник конструктора-машиностроителя. Т. 2 / В. И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 2001. – 901 с.
3. ГОСТ 19326-73. Передачи зубчатые конические с круговыми зубьями. Расчёт геометрии.
4. ГОСТ 19624-74. Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчёт геометрии.
5. Дунаев, П. Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П. Ф. Дунаев, О. П. Леликов. – М.: Академия, 2008. – 496 с.

Приложение А
График для определения коэффициента формы зуба



Приложение Б

Степень точности, не ниже	Окружная скорость м/с, не более		Примечание
	прямо- зубая	косо- зубая	
6 (высокоточные)	15	30	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи – делительные, отсчётные и т. п.
7 (точные)	10	15	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности
9 (пониженной точности)	2	4	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Приложение В

Пример выполнения расчета

5 Расчет быстроходной ступени

5.1 Задача расчета

Определить геометрические параметры колёс быстроходной ступени по условию контактной выносливости поверхности зубьев, проверить прочность зубьев по напряжениям изгиба и статическую прочность зубьев при перегрузках.

5.2 Данные для расчёта

Число оборотов ведущего вала $n_2 = 1420$ об/мин;

$$T_{\max} / T_{\text{ном}} = 2,2;$$

Крутящий момент на ведущем валу $T_1 = 17,6$ Н·м;

Крутящий момент на промежуточном валу $T_2 = 87,9$ Н·м

Допускаемые напряжения, МПа:

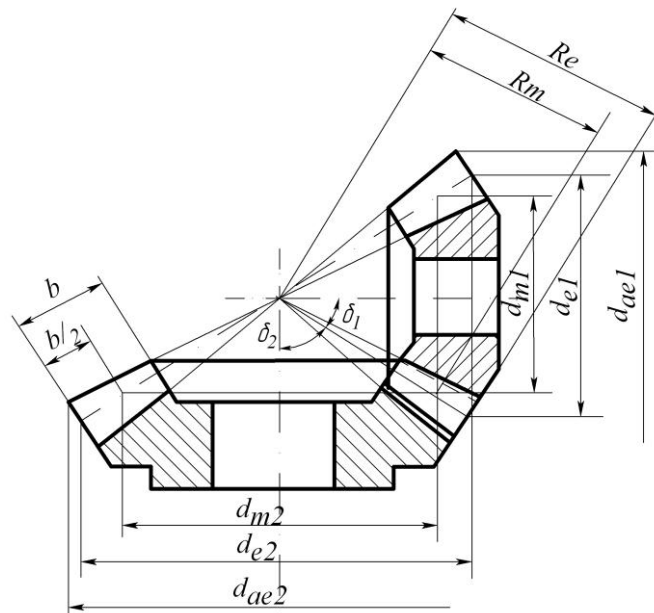
$$[\sigma_H] = 497; \quad [\sigma_H]_{\max} = 1540;$$

$$[\sigma_F]_1 = 309; \quad [\sigma_F]_{1\max} = 560; \quad [\sigma_F]_2 = 293; \quad [\sigma_F]_{2\max} = 440;$$

Твёрдость материала колёс пары: H_1 и $H_2 < 350$ НВ;

Передаточное отношение конической пары $u_{\delta} = 5$.

5.3 Расчётная схема



Основная надпись по ГОСТ 2.104-2006

Продолжение приложения В

5.4 Определение диаметра внешней делительной окружности колеса**5.4.1 Условие расчёта**

Расчёт произведём для конических колёс с круговым зубом.

Примем $K_{be} = b_w / R_e = 0,285$ – коэффициент ширины венца относительно внешнего конусного расстояния.

5.4.2 Расчётная формула

$$d_{e2} = 2,93 \sqrt[3]{\frac{E_{np} \cdot T_2 \cdot u_0 \cdot K_{H\beta}}{\mathcal{G}_H \cdot [\sigma_H]^2}}, \text{ мм}$$

где E_{np} – приведённый модуль упругости материала колёс; для стали $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа;

$K_{H\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки; $K_{H\beta} = 1$ (зуб круговой; $HВ_2 < 350$);

\mathcal{G}_H – опытный коэффициент;

$$\mathcal{G}_H = 1,22 + 0,21 \cdot u = 1,22 + 0,21 \cdot 5 = 2,27$$

Расчёт:

$$d_{e2} = 2,93 \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 87,9 \cdot 10^3 \cdot 5 \cdot 1}{2,27 \cdot 497^2}} = 158,63 \text{ мм}$$

5.5 Внешнее конусное расстояние

$$R_e = 0,5 \cdot d'_{e2} \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}, \text{ мм}$$

$$R_e = 0,5 \cdot 158,64 (\sqrt{5^2 + 1} / 5) = 80,9 \text{ мм.}$$

5.6 Ширина зубчатого венца

$$b'_w = K_{be} \cdot R'_e = 0,285 \cdot 80,9 = 23 \text{ мм}$$

Продолжение приложения В

5.7 Геометрические параметры

5.7.1 Углы делительных конусов

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \delta_2 &= u = 5; & \delta_2 &= 78^\circ 42'; \\ \delta_1 &= 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 78^\circ 42' = 11^\circ 18'. \end{aligned}$$

5.7.2 Внешний делительный диаметр шестерни

$$d'_{e1} = \frac{d'_{e2}}{u} = \frac{158,63}{5} = 31,73 \text{ мм.}$$

Далее расчёт ведём по параметрам среднего сечения, в котором для круговых зубьев нормальный модуль принимаем из стандартного ряда.

5.7.3 Средний делительный диаметр шестерни

$$d'_{m1} = d'_{e1} \frac{R'_e - 0,5b'_w}{R'_e} = 31,73 \frac{80,9 - 0,5 \cdot 23}{80,9} = 27,22 \text{ мм.}$$

5.7.4 Ориентировочное число зубьев

По графику рис. 8,б:

$$z'_1 = f(d'_{e1}, u); \text{ при } d'_{e1} = 31,73; u = 5 \quad z'_1 = 12.$$

$$z_1 = f(H_1, H_2); \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 < 350 \quad z_1 = 1,6z'_1 = 1,6 \cdot 12 = 19,2.$$

Принимаем $z_1 = 19$.

5.7.5 Осевой модуль в среднем сечении

$$m_{tm} = \frac{d'_{m1}}{z_1} = \frac{27,22}{19} = 1,43 \text{ мм.}$$

5.7.6 Нормальный модуль в среднем сечении

Примем $\beta_n = 35^\circ$,

$$m'_{nm} = m_{tm} \cdot \cos \beta_n = 1,43 \cdot \cos 35^\circ = 1,43 \cdot 0,82 = 1,17 \text{ мм.}$$

Продолжение приложения В

Для силовых передач принимаем модуль $m_{nm} = 1,5$ мм
(из стандартного ряда, рекомендуется $m \geq 1,5$)

Тогда:

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos \beta_n} = \frac{1,5}{\cos 35^\circ} = 1,83 \text{ мм};$$

$$z_1' = \frac{d_{m1}'}{m_{tm}} = \frac{27,22}{1,83} = 14,9.$$

Окончательно принимаем $z_1 = 15$; $z_2 = z_1 \cdot u = 15 \cdot 5 = 75$.

Примечание: В нашем случае z_2 – целое число. Если z_2 приходится округлять до целого числа, то изменится u . В результате необходимо будет уточнить углы δ_1 и δ_2 .

5.7.7 Делительные диаметры в среднем сечении

$$d_{m1} = m_{tm} \cdot z_1 = 1,83 \cdot 15 = 27,45 \text{ мм};$$

$$d_{m2} = m_{tm} \cdot z_2 = 1,83 \cdot 75 = 137,25 \text{ мм}.$$

5.8 Назначение степени точности

5.8.1 Определение окружной скорости

$$v = \frac{\pi \cdot d_{m1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 27,45 \cdot 1420}{60 \cdot 1000} = 2,04 \text{ м/с}.$$

5.8.2 При $v = 2,04$ м/с (по табл.7.3) назначаем 8-ю степень точности (с понижением на одну степень точности)

5.8.3 Обозначение передачи: 8-В ГОСТ1758-81.

5.9 Проверочный расчёт зубчатой передачи на контактную прочность

5.9.1. Расчётная формула:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{E_{np} \cdot T_1 \cdot K_H}{\varrho_H \cdot d_{m1}^2 \cdot b_w \cdot \sin 2\alpha} \left(\frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u} \right)} \leq [\sigma_H], \text{ МПа}$$

Продолжение приложения В

5.9.2 Определение K_H

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$$

Ранее приняли $K_{H\beta} = 1$.

$K_{H\alpha}$ определяем по таблице 2 в зависимости от степени точности, твёрдости материала колёс, окружной скорости и угла наклона зуба.

$$K_{H\alpha} = 1,05.$$

$$K_H = 1 \cdot 1,05 = 1,05.$$

5.9.3 Расчёт:

$$\sigma_H = 1,18 \sqrt{\frac{210000 \cdot 17600 \cdot 1,05}{2,27 \cdot 27,45^2 \cdot 23 \cdot \sin 2 \cdot 20^\circ} \left(\frac{\sqrt{5^2 + 1}}{5} \right)} = 466,8 \text{ МПа}$$

$$\sigma_H < [\sigma_H] = 497 \text{ МПа.}$$

5.9.4 Корректировка b_w по условию:

$$b_{w\phi} = b_w \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2 = 23 \left(\frac{466,8}{497} \right)^2 = 20,29 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_w = 21 \text{ мм.}$

5.10 Проверочный расчет по напряжениям изгиба

5.10.1 Расчётная формула:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{\rho_F \cdot b_w \cdot m_{nm}} \leq [\sigma_F], \text{ МПа.}$$

5.10.2 Определение Y_F

а) назначение коэффициентов смещения

$$x_{n1} = 2 \left(1 - \frac{1}{u^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 \beta_n}{z_1}} = 2 \left(1 - \frac{1}{5^2} \right) \sqrt{\frac{\cos^3 35^\circ}{15}} = 0,36;$$

Продолжение приложения В

$$x_{n2} = -x_{n1} = -0,36;$$

б) биэквивалентные числа зубьев

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1 \cdot \cos^3 \beta_n} = \frac{15}{\cos 11^\circ 18' \cos^3 35^\circ} = 27,8;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2 \cdot \cos^3 \beta_n} = \frac{75}{\cos 78^\circ 42' \cos^3 35^\circ} = 696,4;$$

в) определение коэффициента формы зуба

при $z_{v1} = 27,8$; $x_{n1} = 0,36$; $Y_{F1} = 3,78$ (приложение А);

при $z_{v2} = 696,4$; $x_{n2} = -0,36$; $Y_{F2} = 3,8$.

5.10.1.2 Определение окружной силы F_t

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 17,6 \cdot 10^3}{27,45} = 1282 \text{ Н.}$$

5.10.1.3 Определение коэффициента нагрузки K_F

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1 \cdot 1,14 = 1,14;$$

а) $K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) \cdot 1,5 = 1 + (1 - 1) \cdot 1,5 = 1$;

б) $K_{Fv} = 1,14$ (по таблице 2 в зависимости от v ; HB ; угла наклона зуба).

5.10.1.4 Определение коэффициента \mathcal{S}_F

При H_1 и $H_2 < 350$ $\mathcal{S}_F = 0,94 + 0,08u = 0,94 + 0,08 \cdot 5 = 1,34$.

5.10.2 Определение отношений $\frac{[\sigma_F]}{Y_F}$

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{309}{3,78} = 81,7; \quad \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{293}{3,8} = 77,1.$$

Продолжение приложения В

Расчёт прочности производится для колеса, как наименее прочного.

5.10.3 Расчёт:

$$\sigma_F = \frac{3,8 \cdot 1282 \cdot 1,14}{1,34 \cdot 21 \cdot 1,5} = 131,6 < [\sigma_F] = 293 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполнено.

5.11 Проверка прочности зубьев при перегрузках

5.11.1 Расчётные формулы:

$$\text{а) } \sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}} \leq [\sigma_H]_{\max};$$

$$\text{б) } \sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} \leq [\sigma_F]_{\max}.$$

В этих формулах $\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} = 2,2$ (для электродвигателя)

$$[\sigma_H]_{\max} = 1540 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_F]_{\max} = 440 \text{ МПа.}$$

5.11.2 Расчёт:

$$\sigma_{H \max} = 438 \cdot \sqrt{2,2} = 650 < [\sigma_{H \max}] = 1540 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{F \max} = 131,6 \cdot 2,2 = 289,52 < [\sigma_{F \max}] = 440 \text{ МПа.}$$

Прочность зубьев при перегрузках обеспечена.

Составители

Ирина Васильевна Смылова
Олег Владиславович Любимов

**РАСЧЕТ И КОНСТРУИРОВАНИЕ
КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ**

Методические указания к практическому занятию
по дисциплине «**Детали машин и основы конструирования**»
для студентов направлений 151900.62, 190600.62, 241000.62,
по дисциплине «**Основы проектирования**»
для студентов направления 150700.62,
по дисциплине «**Прикладная механика**»
для студентов специальности 130409.65
всех форм обучения

Печатается в авторской редакции

Подписано в печать 16.06.2014. Формат 60×84/16.

Бумага офсетная. Отпечатано на ризографе. Уч.-изд. л. 1,4.

Тираж 74 экз. Заказ .

КузГТУ. 650000, Кемерово, ул. Весенняя, 28.

Издательский центр КузГТУ. 650000, Кемерово, ул. Д. Бедного, 4а.