ГОСТ 19624-74 Передачи зубчатые конические с прямыми зубьями. Расчет геометрии

Принявший орган: Госстандарт СССР

Дата введения 01.01.1975

Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 28 марта 1974 г. N 718 срок действия установлен с 01.01.75

ПЕРЕИЗДАНИЕ. Май 1990 г.

Настоящий стандарт распространяется на зубчатые конические передачи с прямыми пропорционально понижающимися зубьями внешнего зацепления с внешним окружным модулем более 1 мм, с межосевыми углами от 10 до 170° и с прямолинейным профилем исходного контура, зубчатые колеса которых нарезаются методом обкатки зубострогальными резцами и парными зуборезными головками, а также методом копирования по шаблону.

Стандарт устанавливает метод расчета геометрических параметров зубчатой передачи, а также геометрических параметров зубчатых колес, приводимых на рабочих чертежах.

Стандарт не распространяется на конические зубчатые передачи с прямыми зубьями кругового профиля.

1.ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1.Принципиальная схема расчета геометрии приведена на чертеже.

1.2.Термины и обозначения, примененные в настоящем стандарте, соответствуют ГОСТ 16530-83 и ГОСТ 19325-73.

1.3.Наименования параметров, приводимых на рабочих чертежах зубчатых колес, выделены в таблицах настоящего стандарта полужирным шрифтом.

1.4.При отсутствии в обозначениях параметров индексов "1" и "2", относящихся соответственно к шестерне и колесу, имеется в виду любое зубчатое колесо передачи.

1.5.При отсутствии дополнительных указаний везде, где упоминается профиль зуба, имеется в виду внешний торцовый профиль.

1.6.Расчетом определяются номинальные размеры зубчатой передачи и зубчатых колес.

1.7.Вычисления по формулам стандарта и приложений к нему, за исключением случаев специально отмеченных, должны производиться со следующей точностью:

линейные размеры - с точностью не ниже 0,0001 мм;

отвлеченные величины - с точностью не ниже 0,0001;

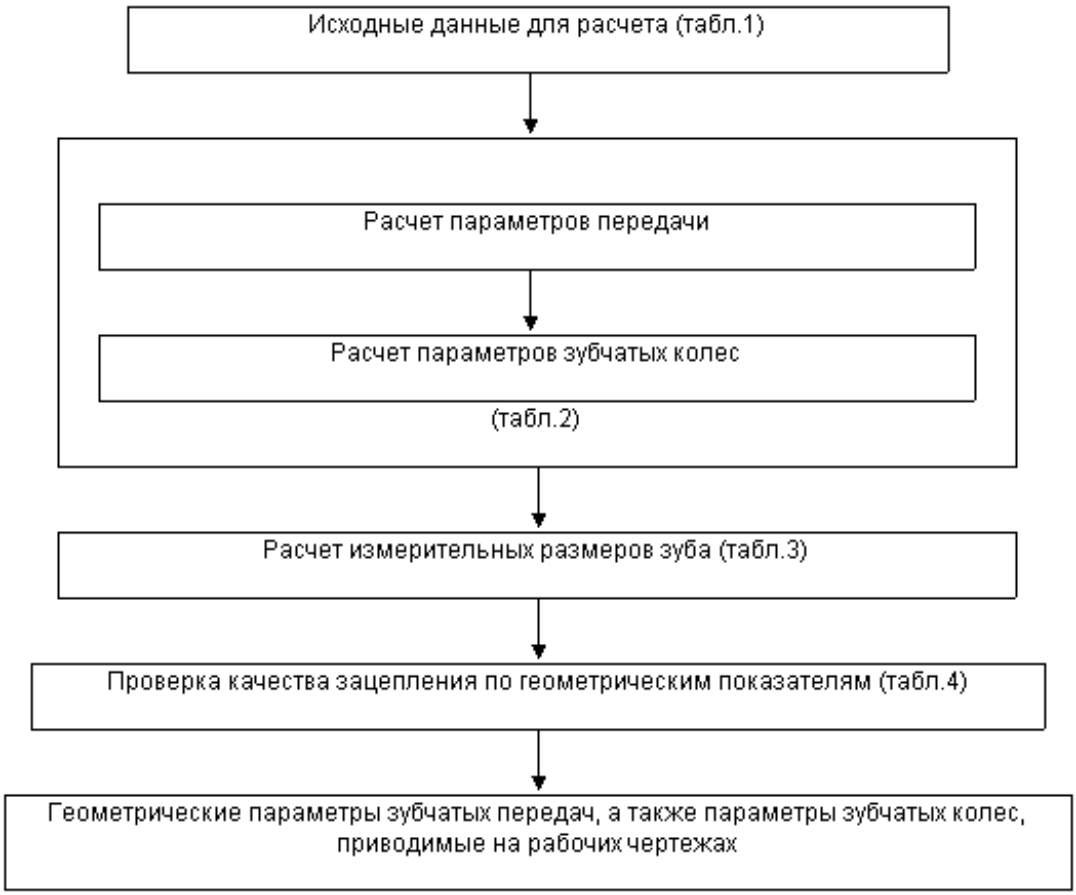
угловые размеры - с точностью не ниже 1';

тригонометрические величины - с точностью не ниже 0,00001;

передаточные числа, числа зубьев эквивалентных зубчатых колес, коэффициенты смещения и коэффициенты изменения толщины зуба - с точностью не ниже 0,01.

1.8.Пример расчета приведен в справочном приложении 4.

Принципиальная схема расчета геометрии



2.РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ И ЭЛЕМЕНТОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Таблица 1.Исходные данные для расчета

Наименование параметров		Обозначения
Число зубьев	шестерни	z_1
	колеса	z_2
Внешний окружной модуль		m_e
Межосевой угол		Σ
Внешний торцовый исходный контур	Угол профиля	α
	Коэффициент высоты головки	h_a^*
	Коэффициент радиального зазора	c^*
	Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой в граничной точке профиля	ρ_f^*

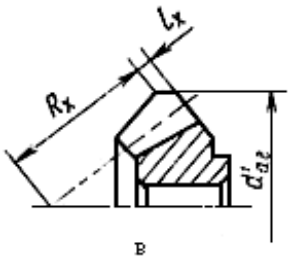
Примечание. Рекомендации по выбору исходных данных приведены в рекомендуемом приложении 1.

Таблица 2.РАСЧЕТ ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Расчет параметров передачи			
1. Число зубьев плоского колеса	z_c	$z_c = \frac{1}{\sin\Sigma} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2 + 2z_1z_2 \cdot \cos\Sigma}$. При $\Sigma = 90°$ $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	
2. Внешнее конусное расстояние	R_e	$R_e = 0{,}5 m_e z_c$	
3. Ширина зубчатого венца	b	1. Рекомендуется принимать $b \le 0{,}3R_e$ и $b \le 10m_e$. 2. Для передач с параметрами по ГОСТ 12289-66* ширину венца принимать по указанному стандарту. Вычисленные значения b округляют до целого числа	
_____ * На территории Российской Федерации действует ГОСТ 12289-76			
4. Среднее конусное расстояние	R	$R = R_e - 0{,}5b$	Используется при расчетах наладочных данных и на прочность
5. Средний окружной модуль	m	$m = m_e \frac{R}{R_e}$	
6. Средний делительный диаметр	d	$d = mz$	
7. Внутренний окружной модуль	m_i	$m_i = m_e \frac{R_e - b}{R_e}$	Используется при расчетах наладочных данных
8. Угол делительного конуса	δ	$\mathrm{tg}\delta_1 = \frac{\sin\Sigma}{\frac{z_2}{z_1} + \cos\Sigma}$; $\delta_2 = \Sigma - \delta_1$; При $\Sigma = 90°$ $\mathrm{tg}\delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$; $\delta_2 = 90° - \delta_1$. При $\Sigma \ne 90°$ углы δ_1 и δ_2 определяются с точностью до 2". Углы δ должны находиться в пределах $5 \div 85°$	
9. Передаточное число	u	$u = \frac{z_2}{z_1}$	
10. Передаточное число эквивалентной конической передачи	u_{vb}	$u_{vb} = \sqrt{u \frac{\cos\delta_1}{\cos\delta_2}}$	Определяется для передач $\Sigma \ne 90°$
11. Число зубьев эквивалентной конической шестерни	z_{vb1}	$z_{vb1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} \cdot \frac{u_{vb}}{\sqrt{1 + u_{vb}^2}}$	
12. Коэффициент смещения у шестерни	x_1	Рекомендации по выбору x_1 и $x_{\tau 1}$ приведены в рекомендуемом приложении 2	
13. Коэффициент изменения расчетной толщины зуба шестерни	$x_{\tau 1}$		
Расчет параметров зубчатых колес			

14. Внешняя высота головки зуба	h_{ae}	$h_{ae1} = (h_a^* + x_1) m_e$; $h_{ae2} = 2h_a^* m_e - h_{ae1}$
15. Внешняя высота ножки зуба	h_{fe}	$h_{fe1} = h_{ae2} + c^* m_e$; $h_{fe2} = h_{ae1} + c^* m_e$
16. Внешняя высота зуба	h_e	$h_e = h_{ae} + h_{fe}$
17. Внешняя окружная толщина зуба	s_e	$s_{e1} = (0{,}5\pi + 2x_1 \mathrm{tg}\alpha + x_{t1}) m_e$; $s_{e2} = \pi m_e - s_{e1}$
18. Угол ножки зуба	Θ_f	$\mathrm{tg}\Theta_f = \frac{h_{fe}}{R_e}$
19. Угол головки зуба	Θ_a	$\Theta_{a1} = \Theta_{f2}$; $\Theta_{a2} = \Theta_{f1}$
20. Угол конуса вершин	δ_a	$\delta_a = \delta + \Theta_a$
21. Угол конуса впадин	δ_f	$\delta_f = \delta - \Theta_f$
22. Внешний делительный диаметр	d_e	$d_e = m_e z$
23. Внешний диаметр вершин зубьев	d_{ae}	$d_{ae} = d_e + 2h_{ae}\cos\delta$
24. Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев	B	$B = R_e \cos\delta - h_{ae}\sin\delta$. Значение $\cos\delta$ принимается с точностью не ниже 0,000001. При $\Sigma =$ 90° $B_1 = 0{,}5d_{e2} - h_{ae1}\sin\delta_1$, $B_2 = 0{,}5d_{e1} - h_{ae2}\sin\delta_2$.

Таблица 3. Расчет измерительных размеров зуба

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Расчет внешней постоянной хорды зуба и высоты до постоянной хорды			
1. Внешняя постоянная хорда зуба	$\bar{s}_{ce}$	$\bar{s}_{ce} = s_e \cos^2 \alpha$, где s_e - по табл.2, п.17	Метод измерения рекомендуется для шестерни при любом значении x_1 , а для колеса при $x_1 \leq$ 0,4
2. Высота до внешней постоянной хорды зуба	$\bar{h}_{ce}$	$\bar{h}_{ce} = h_{ae} - 0{,}25 s_e \sin 2\alpha$, где h_{ae} - по табл.2, п.14	
Расчет внешней делительной толщины зуба по хорде и высоты до хорды			
3. Половина внешней угловой толщины зуба	ψ_e	$\psi_e = \dfrac{s_e \cos\delta}{d_e}$ рад, где δ и d_e - по табл.2 пп.8, 22	
4. Внешняя делительная толщина зуба по хорде	$\bar{s}_e$	$\bar{s}_e = \dfrac{d_e}{\cos\delta} \cdot \sin \psi_e$	Метод измерения рекомендуется для шестерни при любом значении x_1 , а для колеса - при $x_1 \leq$ 0,4
5. Высота до внешней делительной хорды зуба	$\bar{h}_{ae}$	$\bar{h}_{ae} = h_{ae} + 0{,}25 s_e \cdot \psi_e$	
6. Внешняя толщина зуба колеса по хорде на концентрической окружности диаметра d_{ye2}	$\bar{s}_{ye2}$	$\bar{s}_{ye2} = \dfrac{d_{e2}}{\cos\delta_2} \cdot \sin \psi_{e2} + m_e \operatorname{tg}\alpha$	Метод измерения рекомендуется для колеса при $x_1 >$ 0,4, $d_{ye2} = d_{e2} - m_e \cdot \cos\delta_2$
7. Высота до внешней хорды зуба колеса на концентрической окружности диаметра d_{ye2}	$\bar{h}_{aye2}$	$\bar{h}_{aye2} = h_{ae2} + 0{,}25 s_{e2} \cdot \psi_{e2} + 0{,}5 m_e$	
Расчет делительной толщины зуба по хорде и высоты до хорды в любом сечении по ширине зубчатого венца			
8. Величина преднамеренного смещения измерительного сечения	l_x	Определяют построением или рассчитывают по формуле $l_x = 0{,}5(d_{ae} - d'_{ae}) \times (\operatorname{ctg}\delta_a + \operatorname{tg}\delta)\cos\delta$, где δ , δ_a и d_{ae} - по табл.2, пп.8, 20 и 23	

9. Конусное расстояние до измерительного сечения	R_x	$R_x = R_e - l_x$, где R_e - по табл.2, п.2	
10. Окружная толщина зуба в измерительном сечении	s_x	$s_x = s_e \frac{R_x}{R_e}$	
11. Толщина зуба по хорде в измерительном сечении	$\bar{s}_x$	$\bar{s}_x = \frac{d_e}{\cos\delta} \frac{R_x}{R_e} \sin\psi_e$	Метод измерения рекомендуется для шестерни при любом значении x_1 , а для колеса - при $x_1 \leq$ 0,4
12. Высота зуба до хорды в измерительном сечении	$\bar{h}_{ax}$	$\bar{h}_{ax} = h_{ae} + 0{,}25 s_x \psi_e - l_x \mathrm{tg}\Theta_a$	
13. Толщина зуба по хорде на концентрической окружности диаметра d_{yx2} в измерительном сечении	$\bar{s}_{yx2}$	$\bar{s}_{yx2} = \frac{d_{e2}}{\cos\delta_2} \frac{R_x}{R_e} \sin\psi_{e2} + m_e \mathrm{tg}\alpha$	Метод измерения рекомендуется для колеса при $x_1 >$ $d_{yx2} = d_{e2} \frac{R_x}{R_e} -$ 0,4, $- m_e \cos\delta_2$
14. Высота до хорды зуба на концентрической окружности диаметра d_{yx2} в измерительном сечении	$\bar{h}_{ayx2}$	$\bar{h}_{ayx2} = h_{ae2} + 0{,}25 s_{x2} \psi_{e2} -$ $- l_{x2} \mathrm{tg}\Theta_{a2} + 0{,}5 m_e$	Метод измерения рекомендуется для колеса при $x_1 >$ $d_{yx2} = d_{e2} \frac{R_x}{R_e} -$ 0,4, $- m_e \cos\delta_2$

Примечание. Выбор измерительного сечения и метода контроля измерительных размеров настоящим стандартом не регламентируются.

Таблица 4.Проверка качества зацепления по геометрическим показателям

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Проверка отсутствия подрезания зубьев			
1. Минимальное число зубьев шестерни, свободное от подрезания	$z_{1\min}$	$z_{1\min} \geq 2\left[h_a^* + c^* - \frac{\rho_{ко}}{m_e}(1-\sin\alpha) - x_1 + \frac{b^2\cos\alpha}{4d_0 m}\right]\frac{\cos\delta}{\sin^2\alpha}$, где $\rho_{ко}$ - радиус закругления вершины резца; δ - по табл.2, п.8. При исходном контуре по ГОСТ 13754-81 $z_{1\min}$ определяют по черт.2 рекомендуемого приложения 3	Выражение $\frac{b^2\cos\alpha}{4d_0 m}$ учитывают только при расчете зубчатых колес, нарезанных парными зуборезными головками методом обкатки, где d_0 - диаметр зуборезной головки, b и m - по табл.2, пп.3 и 5
2. Коэффициент наименьшего смещения у шестерни	$x_{1\min}$	$x_{1\min} = h_a^* + c^* - \frac{\rho_{ко}}{m_e}(1-\sin\alpha) - \frac{z_1\cdot\sin^2\alpha}{2\cos\delta_1} + \frac{b^2\cdot\cos\alpha}{4d_0 m}$. При исходном контуре по ГОСТ 13754-81 $x_{1\min}$ определяют по черт.2 рекомендуемого приложения 3. При $x_1 \geq x_{1\min}$ подрезание зуба отсутствует	
Проверка внешней окружной толщины зуба на поверхности вершин			
3. Число зубьев эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса	z_{vt}	$z_{vt} = \frac{z}{\cos\delta}$ Упрощенный расчет z_{vt} приведен на черт.1 рекомендуемого приложения 3	
4. Делительный диаметр внешнего эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса	d_{vte}	$d_{vte} = z_{vt}\cdot m_e$	
5. Диаметр вершин зубьев внешнего эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса	d_{avte}	$d_{avte} = d_{vte} + 2h_{ae}$, где h_{ae} - по табл.2, п.14	
6. Угол профиля зуба в точке на окружности вершин зубьев внешнего	α_{tae}	$\cos\alpha_{tae} = \frac{d_{vte}}{d_{avte}}\cdot\cos\alpha$	

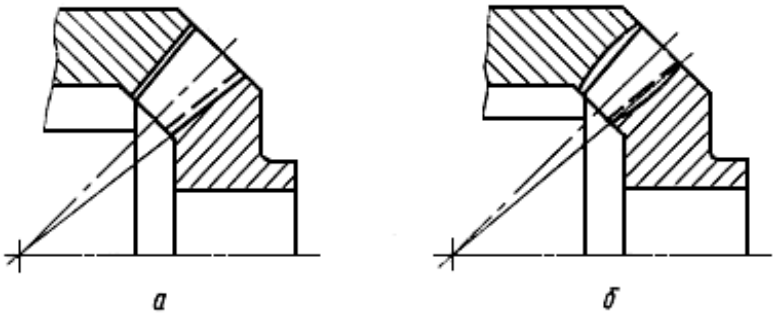
эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса		
7. Внешняя окружная толщина зуба на поверхности вершин, выраженная в долях модуля	s^*_{ae}	$s^*_{ae} \cong s^*_{avte} = \frac{d_{avte}}{m_e}\left(\frac{s_e}{d_{vte}} + \text{in}\,v\alpha - \text{in}\,v\alpha_{tae}\right)$, где s_e - по табл.2, п.17. Значения величин в скобках определяют с точностью не менее 0,000001. При числе зубьев z_{vt} свыше 150 внешнюю окружную толщину зуба на поверхности вершин, выраженную в долях модуля, можно определять по формуле $s^*_{ae} = \frac{s_e - 2h_{ae}\,\text{tg}\alpha}{m_e}$. Рекомендуется $s^*_{ae} \geq$ 0,3 при однородной структуре материала зубьев и $s^*_{ae} \geq$ 0,4 - при поверхностном упрочнении зубьев. При исходном контуре по ГОСТ 13754-81 s^*_{ae} приближенно определяется по черт.3 рекомендуемого приложения 3
Проверка коэффициента торцового перекрытия		
8. Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_a + \varepsilon_b - \varepsilon_c$, где $\varepsilon_a = \frac{1}{\pi \cdot \cos\alpha}\sqrt{\left(\frac{z_{vt1}}{2} + \frac{h_{ae1}}{m_e}\right)^2 - \left(\frac{z_{vt1}}{2}\cos\alpha\right)^2}$; $\varepsilon_b = \frac{1}{\pi \cdot \cos\alpha}\sqrt{\left(\frac{z_{vt2}}{2} - \frac{h_{ae2}}{m_e}\right)^2 - \left(\frac{z_{vt2}}{2}\cos\alpha\right)^2}$; $\varepsilon_c = \frac{z_{vt1} + z_{vt2}}{2\pi} \cdot \text{tg}\,\alpha$. При исходном контуре по ГОСТ 13754-81 ε_α определяют по черт.4 рекомендуемого приложения 3. Рекомендуемое значение $\varepsilon_\alpha \geq$ 1,3

Примечание. Проверка по формулам таблицы производится при параметрах исходного контура, отличных от установленных ГОСТ 13754-81, или при отступлениях от рекомендаций, содержащихся в рекомендуемых приложениях 1 и 2.

Приложение 1 Рекомендуемое ВЫБОР ИСХОДНЫХ ДАННЫХ ДЛЯ РАСЧЕТА

Прямозубные конические передачи выполняют с осевой формой зуба I и постоянным радиальным зазором по ширине зубчатого венца.

При обработке зубчатых колес зубострогальными резцами дно впадины имеет коническую форму (черт.1a), а при обработке парными зуборезными головками - вогнутую (черт.1б).



Черт.1

Предпочтительными к применению являются конические зубчатые колеса с продольной модификацией зуба.

Передаточные числа. Числа зубьев конических зубчатых колес

Понижающие конические передачи могут выполняться с передаточными числами от 1 до 10. Предпочтительными к применению являются передаточные числа от 1 до 6,3 по ряду Ra 10 ГОСТ 8032-84. Для передач редукторов с параметрами по ГОСТ 12289-66 это требование является обязательным.

Повышающие передачи не рекомендуется выполнять с передаточными числами, превышающими 3,15.

Числа зубьев шестерни и колеса ортогональной конической зубчатой передачи следует выбирать с учетом данных, приведенных в табл.1.

Таблица 1.Минимальное допустимое число зубьев ортогональной конической передачи с прямыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ 13754-81

Число зубьев шестерни z_1	Наименьшее число зубьев сопряженного колеса z_2
12	30
13	26
14	20
15	19
16	18
17	17

Число зубьев цементованных конических зубчатых колес рекомендуется определять по номограмме, приведенной на черт.2.

Термически улучшенные конические зубчатые колеса могут выполняться с тем же или с увеличенным числом зубьев на 10-20%.

Модули

В системе расчета по настоящему стандарту в качестве расчетного принят внешний окружной модуль m_e . Модуль m_e рекомендуется устанавливать по ГОСТ 9563-60.

Допускается использовать дробные и нестандартные значения m_e , если это не влечет за собой применения специального инструмента.

Параметры исходного контура

Конические передачи с прямыми зубьями общего назначения при m_e выше 1 мм должны выполняться в соответствии с исходным контуром по ГОСТ 13754-81 со следующими параметрами: $\alpha = 20°$; $h_a^* = 1$;

$c^* = 0{,}2$ и $\rho_f^* = 0{,}2$.

Наибольший допустимый радиус закругления на вершине резца при постоянном радиальном зазоре в передаче определяется по формуле

$$\rho_{ко\,max} = \frac{c^* m_e}{1 - \sin\alpha},$$

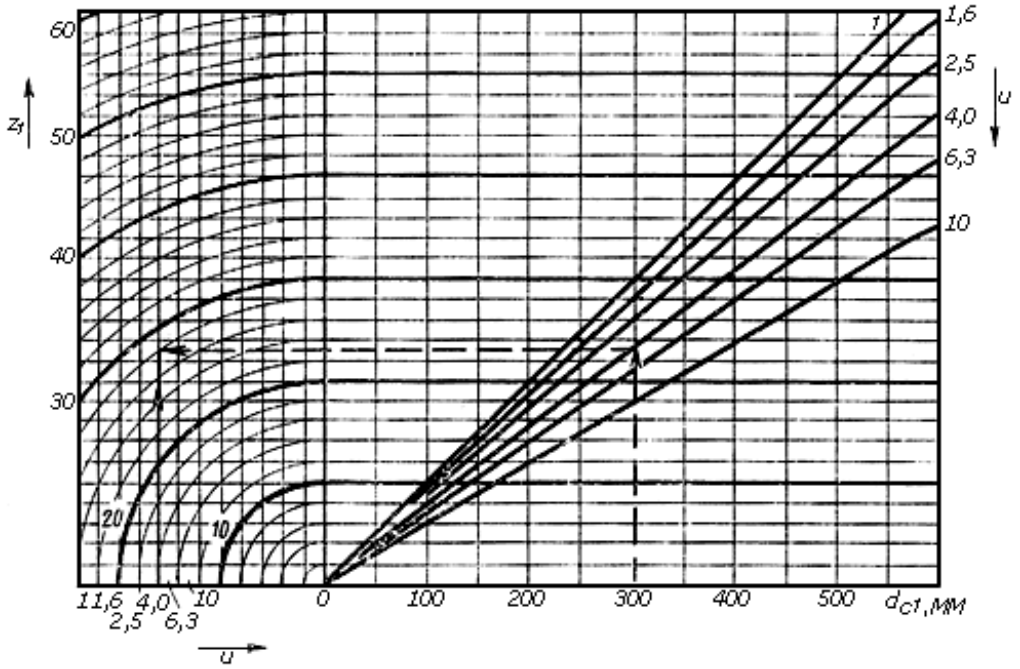
при исходном контуре по ГОСТ 13754-81 - по формуле

$$\rho_{ко\,max} = 0{,}3 m_e.$$

В обоснованных случаях (например, при требовании повышенной сопротивляемости зубьев излому) допускается при стандартном инструменте увеличивать угол зацепления в передаче α_ω специальной настройкой гитары обкатки станка, но с обязательной проверкой качества зацепления по формулам, приведенным в табл.4 настоящего стандарта, принимая значения $\alpha = \alpha_\omega$.

Номограмма для определения рекомендуемого числа зубьев шестерни ($\alpha = 20°$, $\Sigma = 90°$)

$$z_1 = \sqrt{(22 - 9\lg u)^2 + (6{,}25 - 4\lg u)\frac{d_{e1}^2}{645}}$$



Черт.2

Пример. Дано: $d_{e1} =$ 300 мм; $u =$ 4. По номограмме определяем $z_1 =$ 28.

Приложение 2 Рекомендуемое ВЫБОР КОЭФФИЦИЕНТОВ СМЕЩЕНИЯ И КОЭФФИЦИЕНТОВ ИЗМЕНЕНИЯ РАСЧЕТНОЙ ТОЛЩИНЫ ЗУБА ИСХОДНОГО КОНТУРА

1.В передачах с $u >$ 1 шестерню рекомендуется выполнять с положительным смещением (x_1) по табл.1, а колесо с равным ему по величине отрицательным смещением $(x_2 = -x_1)$.

Таблица 1.Коэффициенты смещения для ортогональных конических зубчатых передач с прямыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ 13754-81

Число зубьев шестерни z_1	Значения коэффициента смещения x_1 при передаточном числе передачи u											
	1	1,12	1,25	1,4	1,6	1,8	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3 и выше
12	-	-	-	-	-	-	-	0,50	0,53	0,56	0,57	0,58
13	-	-	-	-	-	-	0,44	0,48	0,52	0,54	0,55	0,56
14	-	-	-	0,27	0,34	0,38	0,42	0,47	0,50	0,52	0,53	0,54
15	-	-	0,18	0,25	0,31	0,36	0,40	0,45	0,48	0,50	0,51	0,52
16	-	0,10	0,17	0,24	0,30	0,35	0,38	0,43	0,46	0,48	0,49	0,50
18	0,00	0,09	0,15	0,22	0,28	0,33	0,36	0,40	0,43	0,45	0,46	0,47
20	0,00	0,08	0,14	0,20	0,26	0,30	0,34	0,37	0,40	0,42	0,43	0,44
25	0,00	0,07	0,13	0,18	0,23	0,26	0,29	0,33	0,36	0,38	0,39	0,40
30	0,00	0,06	0,11	0,15	0,19	0,22	0,25	0,28	0,31	0,33	0,34	0,35
40	0,00	0,05	0,09	0,12	0,15	0,18	0,20	0,22	0,24	0,26	0,27	0,28

Примечание. Данные таблицы могут быть использованы для неортогональных передач, если вместо u и z_1 принимать соответственно u_{vb} и z_{vb1} , а также для повышающих передач при $u \leq$ 3,15, у исходного контура шестерни и соответственно уменьшенной у исходного контура колеса.

Коэффициент изменения расчетной толщины зуба исходного контура $x_{\tau 1}$ положительный для шестерни и равный ему по величине, но обратный по знаку $x_{\tau 2}$ для колеса, рекомендуется вычислять по формуле

$$x_{\tau 1} = 0{,}03 + 0{,}008\,(u - 2{,}5) .$$

Формулой можно пользоваться для неортогональных передач, если u заменить на u_{vb} , а также для повышающих передач при $u \leq$ 3,15.

Для ответственных тяжелонагруженных передач значения $x_{\tau 1}$ следует определять из расчета зубьев на изломную прочность.

Для передач, у которых u и z_1 отличается от указанных в табл.1, коэффициенты

смещения принимаются с округлением в большую сторону.

Для зубчатых колес, выполняемых не в соответствии со стандартным исходным контуром, коэффициенты смещения рекомендуется вычислять по формулам, приведенным в табл.2.

Таблица 2. Расчет коэффициентов смещения для ортогональных конических зубчатых колес с прямыми зубьями

Номер позиции	Расчетные зависимости
1	$\cos\alpha$
2	$\sin^2\alpha$
3	u^2
4	$\frac{(3)}{(3)-1}$
5	$(3)+1$
6	$\frac{z_1\sqrt{(5)}}{u}$
7	0,5 (2)·(4)·(6)
8	$\sqrt{(7)^2+(h_a^*)^2}$
9	(8)-(7)
10	0,5 (6)
11	(3)·(10)
12	(10)+h_a^* +(9)
13	(11)+ h_a^* -(9)
14	$\cos\alpha_{a1}=\frac{(1)\cdot(10)}{(12)}$
15	α_{a1}
16	$\cos\alpha_{a2}=\frac{(1)\cdot(11)}{(13)}$
17	α_{a2}
18	$\lambda_1=(15)-\alpha$
19	$\lambda_2=(17)-\alpha$
20	$1-\cos\lambda_1$
21	$1-\cos\lambda_2$
22	(12)·(20)
23	(13)·(21)
24	h_a^*- (22)
25	h_a^*- (23)
26	(22)-(23)
27	(7)-0,5 (26)
28	(26)·(27)
29	(7) (26)+(28)
30	$\sqrt{(27)^2+(29)}$
31	$x_1=$ (30)-(27)

Примечания:

1.Цифры в скобках соответствуют номерам позиций таблицы. x_1 определяется в

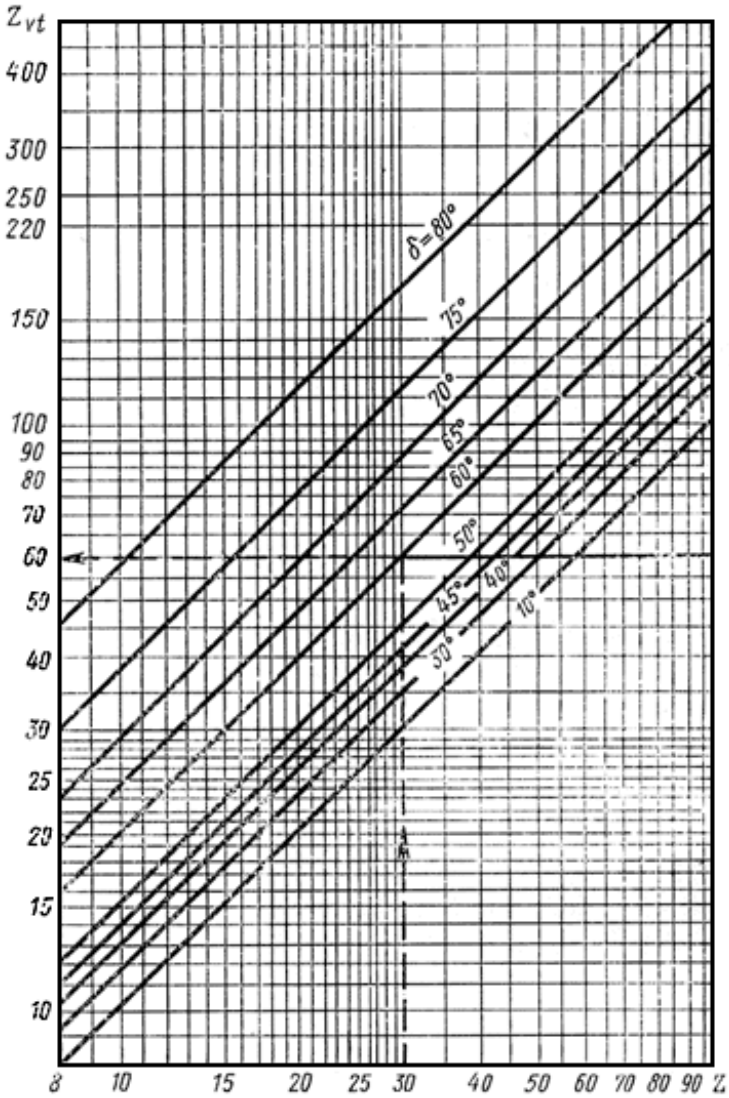
результате последовательного выполнения действий по позициям 1-31. Исходные данные для расчета по табл.1 настоящего стандарта.

2.Расчетными формулами можно пользоваться и для неортогональных передач, если заменить u и z_1 соответственно на u_{vb} и z_{vb1} .

2.При $u \geq$ 2,5 зубчатые колеса рекомендуется выполнять не только со смещением, устанавливаемым по п.1 настоящего приложения, но и с различной толщиной зуба исходного контура: увеличенной по сравнению с расчетной $\left(\frac{\pi m_e}{2}\right)$.

Приложение 3 Рекомендуемое Упрощенный расчет некоторых геометрических параметров Номограмма для определения чисел зубьев эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса

$$z_{vt} = \frac{z}{\cos\delta}$$



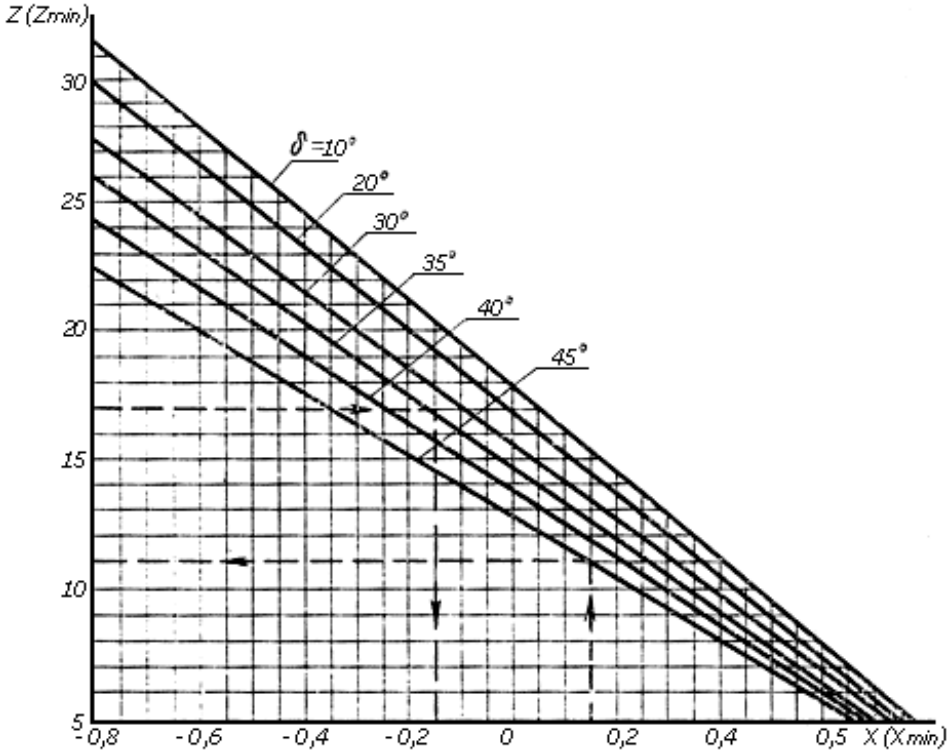
Черт.1

Пример. Дано: z = 30; δ = 60°. По номограмме определяем z_{vt} = 60.

График для определения величины x_{min} в зависимости от z и δ

или z_{min} в зависимости от x и δ при исходном контуре по ГОСТ 13754-81

$$x_{min} = 1{,}068 - \frac{0{,}058z}{\cos\delta}$$



Черт.2

1.Дано: z = 17; δ = 35°.

По графику определяем x_{min} = -0,15 (см. пунктир).

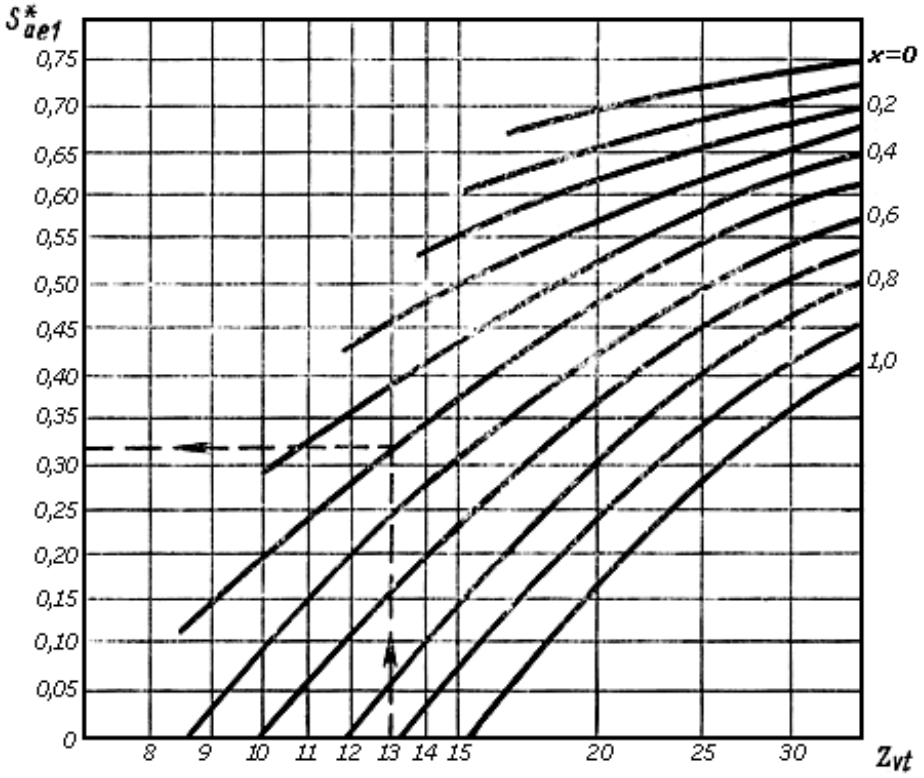
2.Дано: x = 0,15; δ = 45°.

По графику определяем наименьшее число зубьев z_{min} = 11 (см. пунктир).

Номограмма для определения окружной толщины зуба на поверхности вершин зубьев шестерни

в долях окружного модуля (α = 20°; h_a^* = 1)

$$s_{ae1}^* = \frac{d_{avte1}}{m_e}\left(\frac{s_{e1}}{d_{vte1}} + 0{,}014904 - \mathrm{in}\,v\alpha_{tae1}\right)$$

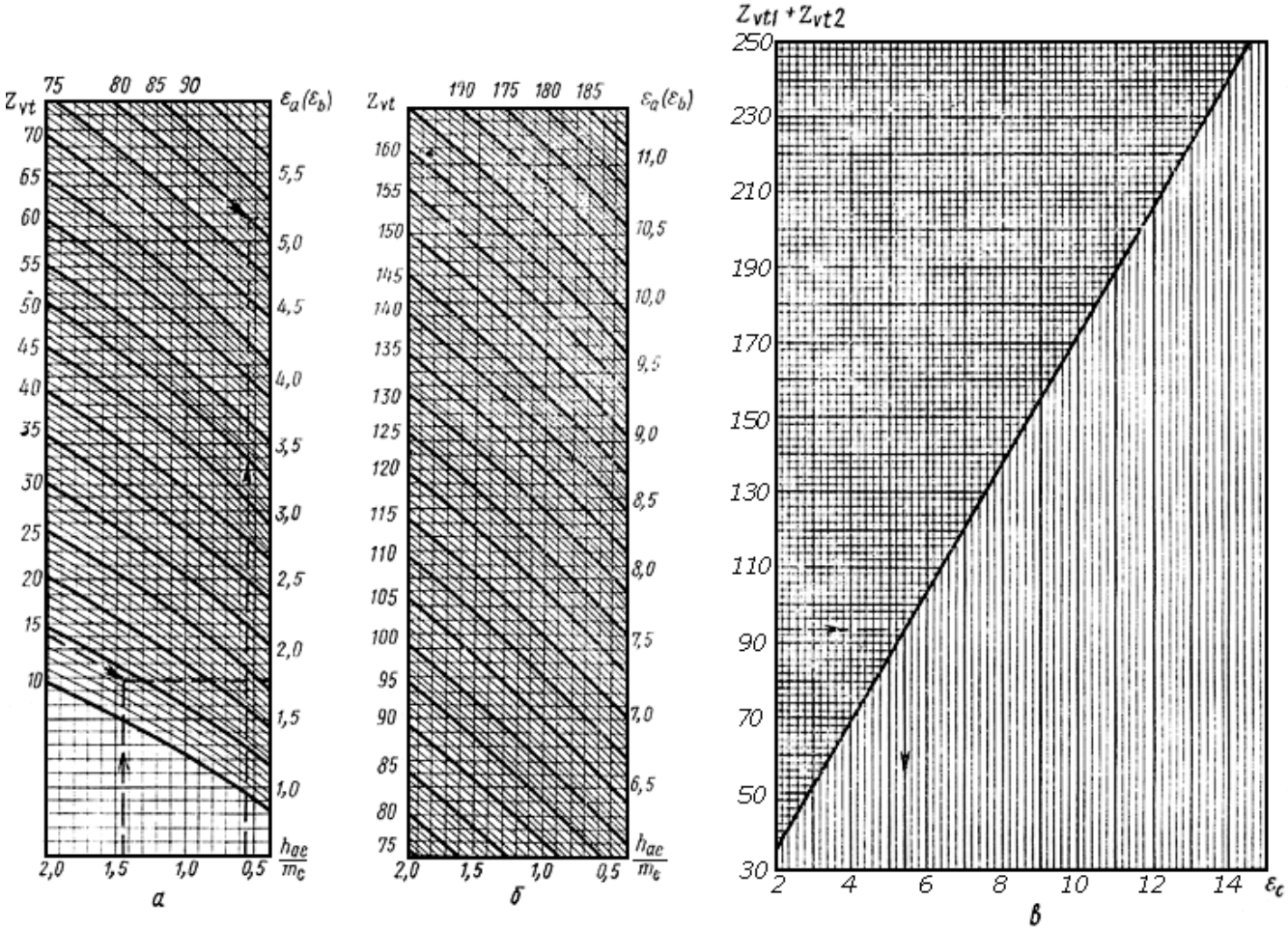


Черт.3

Пример. Дано $z_{vt} = 13$; $x = 0{,}5$.

По номограмме находим $s_{ae1} = 0{,}32$.

Номограммы для определения коэффициента торцового перекрытия



Черт.4

Пример. Определить коэффициент торцового перекрытия передачи по данным: z_{vt1} = 14; z_{vt2} = 80; m_e = 5; h_{ae1} = 7,45; h_{ae2} = 2,55.

Определяем:

$\frac{h_{ae1}}{m_e} = \frac{7,45}{5} = 1,49$; $\frac{h_{ae2}}{m_e} = \frac{2,55}{5} = 0,51$ и по графикам ε_a = 1,79 и $\varepsilon_в$ = 5,10; ε_c = 5,4 и, следовательно,

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_a + \varepsilon_в + \varepsilon_c = 1,79 + 5,10 - 5,4 = 1,49$$

.

Приложение 4 Справочное ПРИМЕР РАСЧЕТА ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ОРТОГОНАЛЬНОЙ КОНИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ ПРИ СТАНДАРТНОМ ИСХОДНОМ КОНТУРЕ

Таблица 1.Исходные данные для расчета

Наименования параметров		Обозначения и расчетные формулы	Численные значения
Число зубьев	шестерни	z_1	15
	колеса	z_2	30
Внешний окружной модуль		m_e	5
Внешний торцовый исходный контур		-	По ГОСТ 13754-81

Таблица 2.Расчет

Наименования параметров	Обозначения и расчетные формулы	Численные значения
1. Число зубьев плоского колеса	$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$	33,5410
2. Внешнее конусное расстояние	$R_e = 0{,}5 m_e z_c$	83,8525
3. Ширина зубчатого венца	$b \le 0{,}3 R_e$, $b \le 10 m_e$	25
4. Среднее конусное расстояние	$R = R_e - 0{,}5 b$	71,3525
5. Средний окружной модуль	$m = m_e \dfrac{R}{R_e}$	4,2546
6. Внутренний окружной модуль	$m_i = m_e \dfrac{R_e - b}{R_e}$	3,5093
7. Средний делительный диаметр	$d_1 = m z_1$	63,8190
	$d_2 = m z_2$	127,6380
8. Угол делительного конуса	$\mathrm{tg}\delta_1 = \dfrac{z_1}{z_2}$	26°34'
	$\delta_2 = 90 - \delta_1$	63°26'
	$\sin\delta_1 = \cos\delta_2$	0,44724
	$\cos\delta_1 = \sin\delta_2$	0,89441
9. Передаточное число	$u = \dfrac{z_2}{z_1}$	2
10. Передаточное число эквивалентной цилиндрической передачи	Расчет производится только для неортогональных передач по формулам табл.2 настоящего стандарта (пп.10 и 11)	
11. Число зубьев эквивалентной цилиндрической передачи		
12. Коэффициент смещения у шестерни	x_1 (по табл.1 приложения 2)	0,40
13. Коэффициент изменения толщины зуба шестерни	$x_{\tau 1}$ (по приложению 2)	0
14. Внешняя высота головки зуба	$h_{ae1} = (h_a^* + x_1) m_e$	7,0000
	$h_{ae2} = 2 h_a^* m_e - h_{ae1}$	3,0000
15. Внешняя высота ножки зуба	$h_{fe1} = h_{ae2} + 0{,}2 m_e$	4,0000
	$h_{fe2} = h_{ae1} + 0{,}2 m_e$	8,0000
16. Внешняя высота зуба	$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1}$	11,0000
	$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2}$	11,0000
17. Внешняя окружная толщина зуба	$s_{e1} = (0{,}5\pi + 2 x_1 \mathrm{tg}\alpha + x_{\tau 1}) m_e$	9,3096
	$s_{e2} = \pi m_e - s_{e1}$	6,3979
18. Угол ножки зуба	$\mathrm{tg}\Theta_{f1} = \dfrac{h_{fe1}}{R_e}$	$\mathrm{tg}\Theta_{f1}$ = 0,04770 Θ_{f1} = 2°44'

	$\mathrm{tg}\Theta_{f2} = \frac{h_{fe2}}{R_e}$	$\mathrm{tg}\Theta_{f2} =$ 0,09540 $\Theta_{f2} =$ 5°27'
19. Угол головки зуба	$\Theta_{a1} = \Theta_{f2}$	5°27'
	$\Theta_{a2} = \Theta_{f1}$	2°44'
20. Угол конуса вершин	$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_{a1}$	32°01'
	$\delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_{a2}$	66° 10'
21. Угол конуса впадин	$\delta_{f1} = \delta_1 - \Theta_{f1}$	23°50'
	$\delta_{f2} = \delta_2 - \Theta_{f2}$	57°59'
22. Внешний делительный диаметр	$d_{e1} = m_e z_1$	75,0000
	$d_{e2} = m_e z_2$	150,0000
23. Внешний диаметр вершин зубьев	$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1$	87,5217
	$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2$	152,6834
24. Расстояние от вершины до плоскости внешней окружности вершин зубьев	$B_1 = 0{,}5d_{e2} - h_{ae1}\sin\delta_1$	71,8693
	$B_2 = 0{,}5d_{e1} - h_{ae2}\sin\delta_2$	34,8168
Расчет внешней постоянной хорды и высоты до нее (при $x_1 \leq$ 0,4)		
25. Внешняя постоянная хорда зуба	$\bar{s}_{ce1} = 0{,}8830 s_{e1}$	8,2206
	$\bar{s}_{ce2} = 0{,}8830 s_{e2}$	5,6496
26. Высота до внешней постоянной хорды	$\bar{h}_{ce1} = h_{ae1} 0{,}1607 s_{e1}$	5,5039
	$\bar{h}_{ce2} = h_{ae2} 0{,}1607 s_{e2}$	1,9718
Расчет внешней делительной толщины зуба по хорде и высоты до нее (при $x_1 \leq$ 0,4)		
27. Половина внешней угловой толщины зуба	$\psi_{e1} = \frac{s_{e1}\cos\delta_1}{d_{e1}}$	0,11102
	$\psi_{e2} = \frac{s_{e2}\cos\delta_2}{d_{e2}}$	0,01907
28. Внешняя делительная толщина зуба по хорде	$\bar{s}_{e1} = \frac{d_{e1}}{\cos\delta_1}\sin\psi_{e1}$	9,2986
	$\bar{s}_{e2} = \frac{d_{e2}}{\cos\delta_2}\sin\psi_{e2}$	6,3422
29. Высота до внешней делительной хорды зуба	$\bar{h}_{ae1} = h_{ae1} + 0{,}25 s_{e1}\psi_{e1}$	7,2584
	$\bar{h}_{ae2} = h_{ae2} + 0{,}25 s_{e2}\psi_{e2}$	3,0305

Примечание. Номера позиций с 1 по 24 соответствуют номерам пунктов табл.2 настоящего стандарта; номера позиций с 25 по 29 соответствуют номерам 1-5 табл.3 настоящего стандарта.