ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ
СОЮЗА ССР

ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ КОНИЧЕСКИЕ С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ

ГОСТ 19624—74

Издание официальное

Цена 11 коп.

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СТАНДАРТОВ
СОВЕТА МИНИСТРОВ СССР
Москва

gost.e-ecolog.ru

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ
СОЮЗА ССР

ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ КОНИЧЕСКИЕ С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ

ГОСТ 19624—74

Издание официальное

МОСКВА—1974

РАЗРАБОТАН Центральным научно-исследовательским институтом технологии машиностроения (ЦНИИТМАШ)

Зам. директора **Тимофеев М. М.**
Руководитель темы **Борович Л. С.**
Исполнитель **Горячева Н. А.**

Экспериментальным научно-исследовательским институтом металлорежущих станков (ЭНИМС)

Зам. директора **Белов В. С.**
Руководитель темы **Хлебалин Н. Ф.**
Исполнитель **Фролова Н. А.**

ВНЕСЕН Министерством тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Член коллегии **Полищук В. Л.**

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Всесоюзным научно-исследовательским институтом по нормализации в машиностроении (ВНИИНМАШ)

Директор **Верченко В. Р.**

УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 28 марта 1974 г. № 718

Редактор *И. Н. Топильская*
Технический редактор *Н. П. Замолодчикова*
Корректор *М. Н. Гринвальд*

Сдано в набор 09. 07. 74 Подп. в печ. 05. 08. 74 2,0. п. л. Тир. 40000

Издательство стандартов. Москва, Д-22, Новопресненский пер., 3
Калужская типография стандартов, ул. Московская, 256. Зак. 612

© Издательство стандартов. 1974

УДК 621.833.2(083.74) Группа Г15

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СОЮЗА ССР

ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ КОНИЧЕСКИЕ С ПРЯМЫМИ ЗУБЬЯМИ

Расчет геометрии

Straight bevel gear pairs. Calculation of geometry

ГОСТ 19624—74

Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 28 марта 1974 г. № 718 срок действия установлен

с 01.01. 1975 г.
до 01.01. 1980 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—70 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.

Издание официальное ★ Перепечатка воспрещена

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;

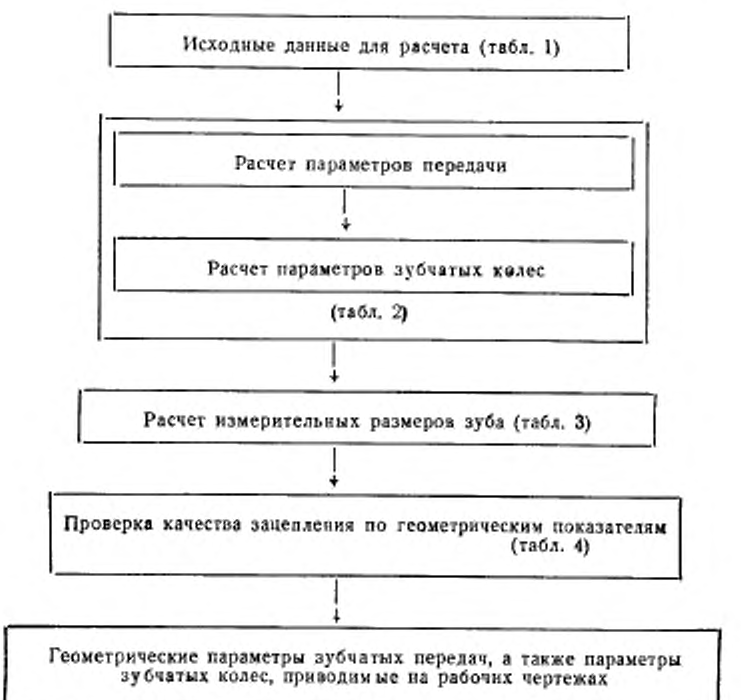
угловые размеры — с точностью не ниже 1′;

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

Наименования 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 $\Sigma=90^\circ$ $z_c=\sqrt{z_1^2+z_2^2}$	
2. Внешнее конусное расстояние	R_e	$R_e=0,5m_ez_c$	
3. Ширина зубчатого венца	b	1. Рекомендуется принимать $b\leqslant 0,3R_e$ и $b\leqslant 10m_e$. 2. Для передач с параметрами по ГОСТ 12289—66 ширину венца принимать по указанному стандарту. Вычисленные значения b округляют до целого числа	
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	$d=mz$	

Продолжение

Наименование параметров	Обозначение	Расчетные формулы и указания	
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	$\operatorname{tg}\delta_1=\frac{\sin\Sigma}{\frac{z_2}{z_1}+\cos\Sigma}$; $\quad\delta_2=\Sigma-\delta_1$; При $\Sigma=90°$ $\quad\operatorname{tg}\delta_1=\frac{z_1}{z_2}$; $\quad\delta_2=90°-\delta_1$. При $\Sigma\neq90°$ углы δ_1 и δ_2 определяются с точностью до $2''$. Углы δ должны находиться в пределах $5\div85°$	
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 $\Sigma\neq90°$
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_{t1} приведены в рекомендуемом приложении 2	
13. Коэффициент изменения расчетной толщины зуба шестерни	x_{t1}		

Продолжение

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
		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	$s_{e1}=(0{,}5\pi+2x_1\,\mathrm{tg}\,\alpha+x_{\tau 1})m_e$; $s_{e2}=\pi m_e-s_{e1}$
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}	$d_{ae}=d_e+2h_{ae}\cos\delta$

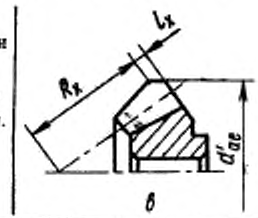
Продолжение

Наименование параметров	Обозначение	Расчетные формулы и указания
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

Наименование параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Расчет внешней постоянной хорды зуба и высоты до постоянной хорды			
1. Внешняя постоянная хорда зуба	$\overline{s}_{ce}$	$\overline{s}_{ce}=s_e\cos^3\alpha$, где s_e—по табл. 2, п. 17	Метод измерения рекомендуется для шестерни при любом значении x_1, а для колеса при $x_1<0{,}4$
2. Высота до внешней постоянной хорды зуба	$\overline{h}_{ce}$	$\overline{h}_{ce}=h_{ae}-0{,}25s_e\sin 2\alpha$, 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	$\psi_e=\frac{s_e\cos\delta}{d_e}$ рад, где δ и d_e—по табл. 2, пп. 8, 22	
4. Внешняя делительная толщина зуба по хорде	$\overline{s}_e$	$\overline{s}_e=\frac{d_e}{\cos\delta}\cdot\sin\psi_e$	Метод измерения рекомендуется для шестерни при любом значении x_1, а для колеса—при $x_1<0{,}4$
5. Высота до внешней делительной хорды зуба	$\overline{h}_{ae}$	$\overline{h}_{ae}=h_{ae}+0{,}25s_e\cdot\psi_e$	
6. Внешняя толщина зуба колеса по хорде на концентрической окружности диаметра d_{ye2}	$\overline{s}_{ye2}$	$\overline{s}_{ye2}=\frac{d_{e2}}{\cos\delta_2}\cdot\sin\psi_{e2}+m_e\,\mathrm{tg}\,\alpha$	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}	$\overline{h}_{aye2}$	$\overline{h}_{aye2}=h_{ae2}+0{,}25s_{e2}\cdot\psi_{e2}+0{,}5m_e$	

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания	
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 $l_x=0{,}5(d_{ae}-d'_{ae})(\mathrm{ctg}\delta_a+\mathrm{tg}\delta)\cos\delta$, 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 $x_1<0{,}4$
12. Высота зуба до хорды в измерительном сечении	$\bar{h}_{ax}$	$\bar{h}_{ax}=h_{ae}+0{,}25s_x\psi_e-l_x\mathrm{tg}\theta_a$	
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 $x_1>0{,}4$, $d_{yx2}=d_{e2}\frac{R_x}{R_e}-m_e\cos\delta_2$

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания	
14. Высота до хорды зуба на концентрической окружности диаметра d_{yx2} в измерительном сечении	$\bar{h}_{ayx2}$	$\bar{h}_{ayx2}=h_{ae2}+0,25s_{x2}\psi_{e2}-l_{x2}\operatorname{tg}\Theta_{a2}+0,5m_e$	Метод измерения рекомендуется для колеса при $x_1>0,4$, $d_{yx2}=d_{e2}\frac{R_x}{R_e}\cos\delta_2-m_e$

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

Таблица 4

Проверка качества зацепления по геометрическим показателям

Наименование параметров	Обозначение	Расчетные формулы и указания	
Проверка отсутствия подрезания зубьев			
1. Минимальное число зубьев шестерни, свободное от подрезания	z_{1min}	$z_{1min} \geqslant 2\left[h_a^* + c^* - \frac{\rho_{ко}}{m_e}(1-\sin\alpha) - x_1 + \frac{b^2\cos\alpha}{4d_0 m}\right]\frac{\cos\delta}{\sin^2\alpha}$, где $\rho_{ко}$ — радиус закругления вершины резца; δ — по табл. 2, п. 8. При исходном контуре по ГОСТ 13754—68 z_{1min} 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_{1min}	$x_{1min} = h_a^* + c^* - \frac{\rho_{ко}}{m_e}(1-\sin\alpha) - \frac{z_1 \cdot \sin^2\alpha}{2\cos\delta_1} + \frac{b^2 \cdot \cos\alpha}{4d_0 m}$. При исходном контуре по ГОСТ 13754—68 x_{1min} определяют по черт. 2 рекомендуемого приложения 3. При $x_1 \geqslant x_{1min}$ подрезание зуба отсутствует	

Продолжение

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
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 эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса	α_{tae}	$\cos\alpha_{tae}=\frac{d_{vte}}{d_{avte}}\cdot\cos\alpha$
7. Внешняя окружная толщина зуба на поверхности вершин, выраженная в долях модуля	s^*_{ae}	$s^*_{ae}\simeq s^*_{avte}=\frac{d_{avte}}{m_e}\left(\frac{s_e}{d_{vte}}+\mathrm{inv}\alpha-\mathrm{inv}\alpha_{tae}\right)$, 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: $s^*_{ae}=\frac{s_e-2h_{ae}\,\mathrm{tg}\,\alpha}{m_e}$. Рекомендуется $s^*_{ae}\geqslant 0{,}3$ при однородной структуре материала зубьев и $s^*_{ae}\geqslant 0{,}4$ — при поверхностном упрочнении зубьев. При исходном контуре по ГОСТ 13754—68 s^*_{ae} приближенно определяется по черт. 3 рекомендуемого приложения 3

Продолжение

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
Проверка коэффициента торцового перекрытия		
8. Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	$\varepsilon_\alpha=\varepsilon_a+\varepsilon_b-\varepsilon_c$, где $\varepsilon_a=\frac{1}{\pi\cdot\cos\alpha}\cdot\sqrt{\left(\frac{z_{vt1}}{2}+\frac{h_{ae1}}{m_e}\right)^2-\left(\frac{z_{vt1}}{2}\cos\alpha\right)^2}$; $\varepsilon_b=\frac{1}{\pi\cdot\cos\alpha}\sqrt{\left(\frac{z_{vt2}}{2}-\frac{h_{ae2}}{m_e}\right)^2-\left(\frac{z_{vt2}}{2}\cos\alpha\right)^2}$; $\varepsilon_c=\frac{z_{vt1}+z_{vt2}}{2\pi}\cdot\operatorname{tg}\alpha$. При исходном контуре по ГОСТ 13754—68 ε_α определяют по черт. 4 рекомендуемого приложения 3. Рекомендуемое значение $\varepsilon_\alpha\geqslant 1{,}3$

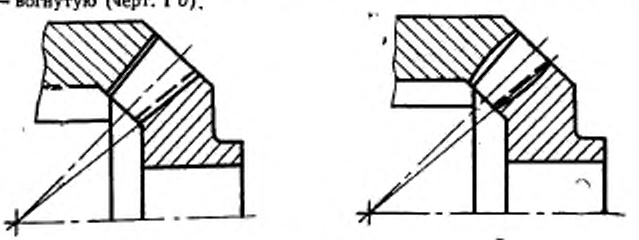
Примечание. Проверка по формулам таблицы производится при параметрах исходного контура, отличных от установленных ГОСТ 13754—68, или при отступлениях от рекомендаций, содержащихся в рекомендуемых приложениях 1 и 2.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1 к ГОСТ 19624—74
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. 1 *а*), а при обработке парными зуборезными головками — вогнутую (черт. 1 *б*).



а *б*

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—56. 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—68.

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—68 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

$$\rho_{k0max} = \frac{c^* m_e}{1 - \sin\alpha},$$

при исходном контуре по ГОСТ 13754—68 — по формуле

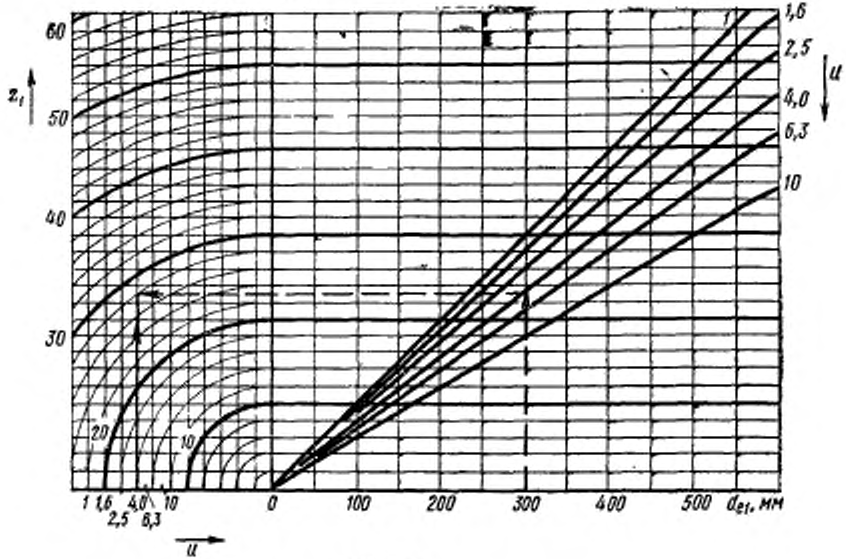
$$\rho_{k0max} = 0{,}3\ m_e.$$

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 к ГОСТ 19624—74
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 ($x_2=-x_1$).

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.

2. При $u\geqslant 2{,}5$ 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 ($\frac{\pi m_e}{2}$)

Таблица 1

Коэффициенты смещения для ортогональных конических зубчатых передач с прямыми зубьями при исходном контуре по ГОСТ 13754—68

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 $u_{\text{эф}}$ и $z_{\text{эф}1}$, а также для повышающих передач при $u\leqslant 3{,}15$.

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 $u < 3{,}15$.

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

Таблица 2

Расчет коэффициентов смещения для ортогональных конических зубчатых колес с прямыми зубьями

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

Примечания:

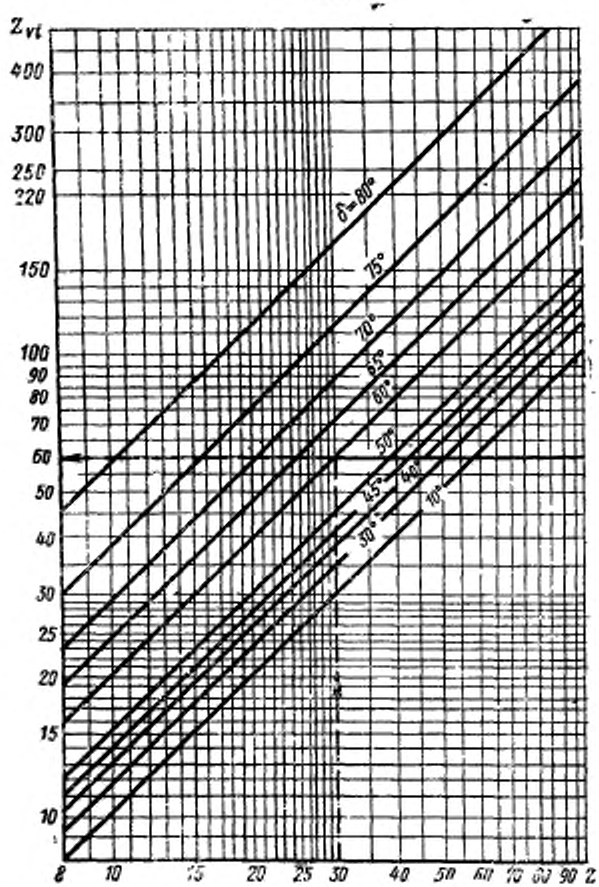
1. Цифры в скобках соответствуют номерам позиций таблицы. x_1 определяется в результате последовательного выполнения действий по позициям 1—31. Исходные данные для расчета по табл. 1 настоящего стандарта.

2. Расчетными формулами можно пользоваться и для неортогональных передач, если заменить u и z_1 соответственно на $u_{v\delta}$ и $z_{v\delta 1}$.

Упрощенный расчет некоторых геометрических параметров

Номограмма для определения чисел зубьев эквивалентного цилиндрического зубчатого колеса

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

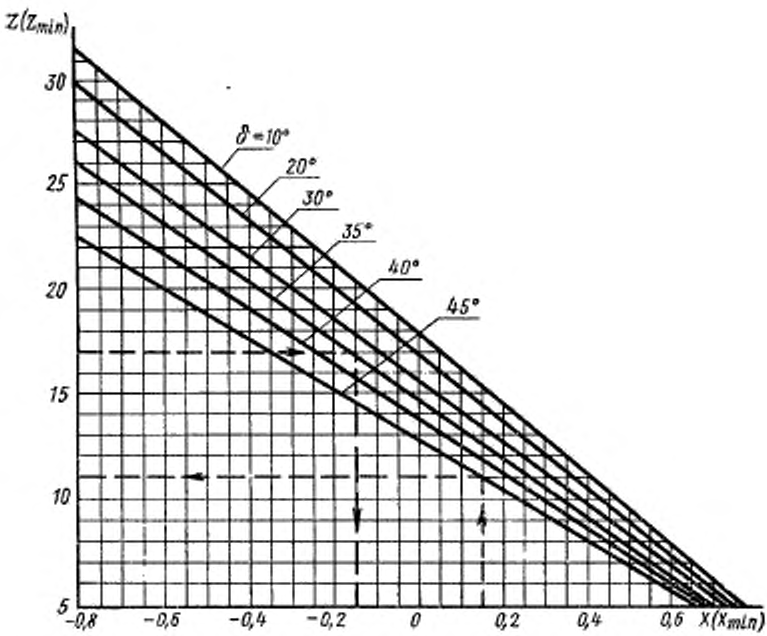


Черт. 1

Пример. Дано: $z = 30$; $\delta = 60°$. 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—68

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



Черт. 2

1. Дано: $z = 17$, $\delta = 35°$.

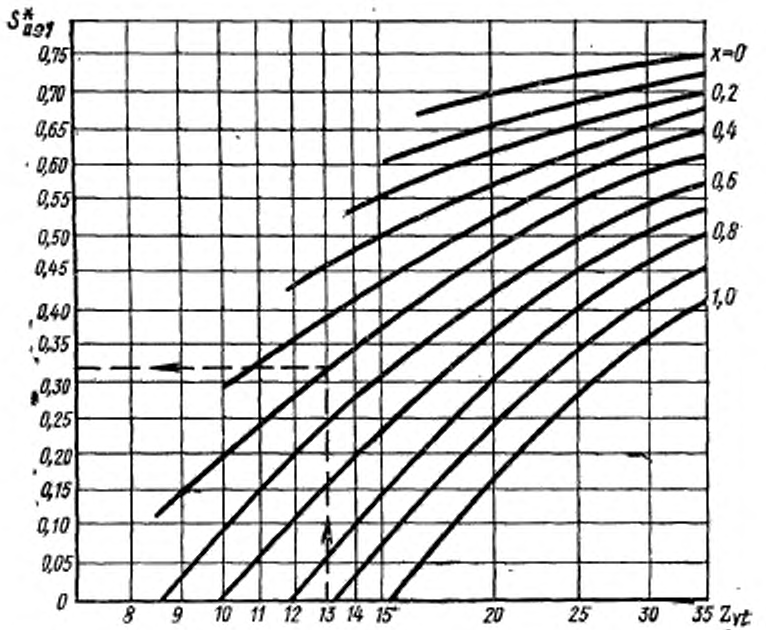
По графику определяем $x_{min} = -0{,}15$ (см. пунктир).

2. Дано: $x = 0{,}15$, $\delta = 45°$

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)

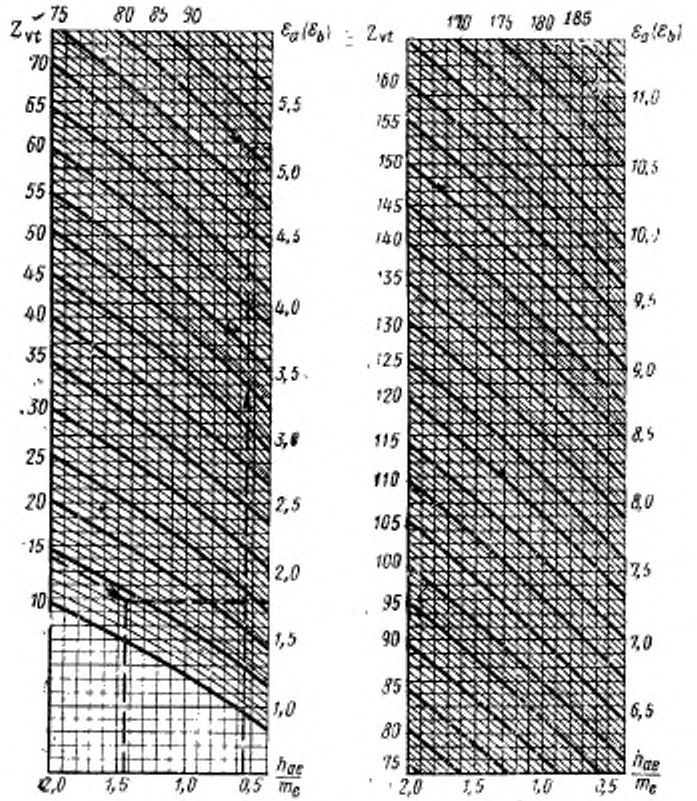
$$s^*_{ae1}=\frac{d_{avte1}}{m_e}\left(\frac{s_{e1}}{d_{vte1}}+0{,}014904-\operatorname{inv}\alpha_{tae1}\right)$$



Черт. 3

Пример. Дано z_{vt} = 13; x = 0,5.
По номограмме находим s_{ae1} = 0,32.

Номограммы для определения



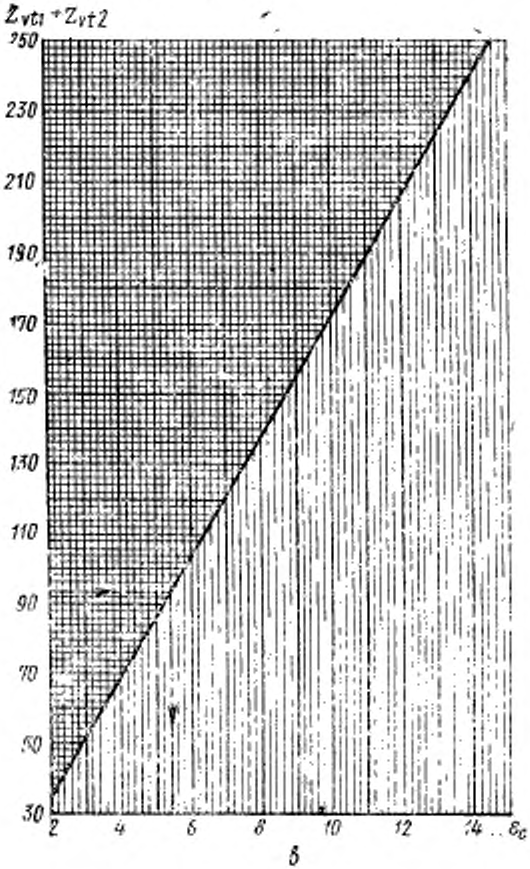
Черт.

Пример. Определить коэффициент торцового перекрытия передачи по данным:

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

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

коэффициента торцового перекрытия



4

$z_{vt1}=14$; $z_{vt2}=80$; $m_c=5$; $h_{ac1}=7{,}45$; $h_{ac2}=2{,}55$.

$\varepsilon_a=1{,}79$ и $\varepsilon_b=5{,}10$; $\varepsilon_c=5{,}4$ и, следователь-

ПРИЛОЖЕНИЕ 4 к ГОСТ 19624—74
Справочное

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

Таблица 1

Исходные данные для расчета

Наименование 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—68

Таблица 2

Расчет

Наименование 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	$b \leqslant 0{,}3 R_e$, $b \leqslant 10 m_e$	25
4. Среднее конусное расстояние	$R = R_e - 0{,}5b$	71,3525
5. Средний окружной модуль	$m = m_e \frac{R}{R_e}$	4,2546
6. Внутренний окружной модуль	$m_i = m_e \frac{R_e - b}{R_e}$	3,5093
7. Средний делительный диаметр	$d_1 = m z_1$ $d_2 = m z_2$	63,8190 127,6380

Продолжение

Наименование параметров	Обозначения и расчетные формулы	Численные значения
8. Угол делительного конуса	$\operatorname{tg}\delta_1 = \frac{z_1}{z_2}$ $\delta_2 = 90 - \delta_1$ $\sin\delta_2 = \cos\delta_2$ $\cos\delta_1 = \sin\delta_2$	26°34′ 63°26′ 0,44724 0,89441
9. Передаточное число	$u = \frac{z_2}{z_1}$	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	$h_{ae1} = (h_a^* + x_1)m_e$ $h_{ae2} = 2h_a^* m_e - h_{ae1}$	7,0000 3,0000
15. Внешняя высота ножки зуба	$h_{fe1} = h_{ae2} + 0,2m_e$ $h_{fe2} = h_{ae1} + 0,2m_e$	4,0000 8,0000
16. Внешняя высота зуба	$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1}$ $h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2}$	11,0000 11,0000
17. Внешняя окружная толщина зуба	$s_{e1} = (0,5\pi + 2x_1 \operatorname{tg}\alpha + x_{\tau 1})m_e$ $s_{e2} = \pi m_e - s_{e1}$	9,3096 6,3979
18. Угол ножки зуба	$\operatorname{tg}\Theta_{f1} = \frac{h_{fe1}}{R_e}$	$\operatorname{tg}\Theta_{f1} = 0,04770$ $\Theta_{f1} = 2°44'$
	$\operatorname{tg}\Theta_{f2} = \frac{h_{fe2}}{R_e}$	$\operatorname{tg}\Theta_{f2} = 0,09540$ $\Theta_{f2} = 5°27'$
19. Угол головки зуба	$\Theta_{a1} = \Theta_{f2}$ $\Theta_{a2} = \Theta_{f1}$	5°27′ 2°44′

Продолжение

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

Примечание. Номера позиций с 1 по 24 соответствуют номерам ящего стандарта; номера позиций с 25 по 29 соответствуют номерам 1—5 табл. 3 настоящего стандарта.

gost-e-ecolog.ru