ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ
СОЮЗА ССР

ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ

ГОСТ 19274—73

Издание официальное

14 р. 40 к. БЗ 1—92

ГОССТАНДАРТ РОССИИ
Москва

gost.e-ecolog.ru

УДК 621.833.1:006.354 Группа Г15

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ СОЮЗА ССР

ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ

Расчет геометрии

ГОСТ 19274—73

Cylindrical involute internal gear pairs.
Calculation of geometry

Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 14 декабря 1973 г. № 2694 срок введения установлен

с 01.01.75

Настоящий стандарт распространяется на зубчатые передачи с постоянным передаточным отношением, зубчатые колеса которых соответствуют исходным контурам с равными делительными номинальными толщиной зуба и шириной впадины, с делительной прямой, делящей глубину захода пополам, без модификации и с модификацией головки.

Стандарт устанавливает метод расчета геометрических параметров зубчатой передачи, а также геометрических параметров зубчатых колес, приводимых на рабочих чертежах в соответствии с требованиями ГОСТ 2.403—75.

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 16531—83.

1.3. Наименования параметров, приводимых на рабочих чертежах зубчатых колес в соответствии с требованиями ГОСТ 2.403—75, а также межосевое расстояние передачи 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 главный торцовый профиль зуба, являющийся эвольвентой основной окружности диаметра d_b.

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

1.7. Расчет некоторых геометрических и кинематических параметров, применяемых в расчете зубчатой передачи на прочность, приведен в приложении 3.

Издание официальное

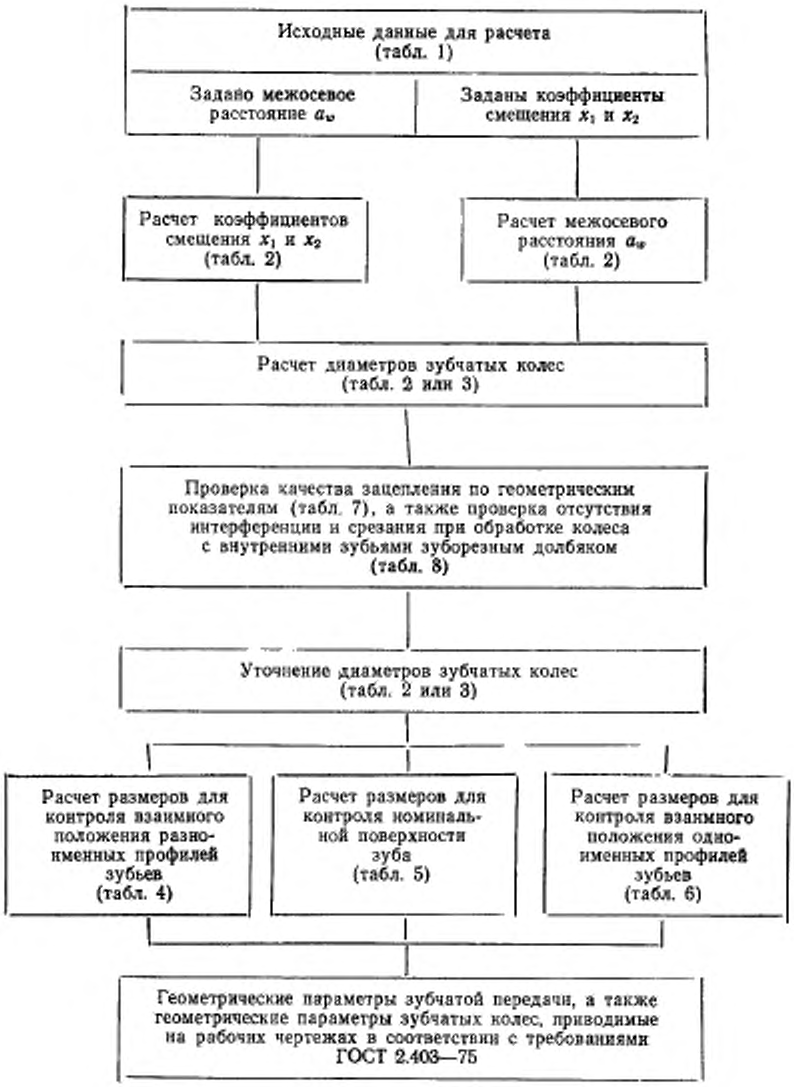
★

Переиздание. Июнь 1992 г.

© Издательство стандартов, 1973
© Издательство стандартов, 1992

Настоящий стандарт не может быть полностью или частично воспроизведен, тиражирован и распространен без разрешения Госстандарта России

Принципиальная схема расчета геометрии



2. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Таблица 1

Исходные данные для расчета

Наименование параметров			Обозначения	Расчетные формулы и указания
Число зубьев		шестерни	z_1	—
		колеса	z_2	—
Модуль			m	—
Угол наклона			β	—
Нормальный исходный контур	Угол профиля		α	—
	Коэффициент высоты головки		h_b^*	—
	Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой		ρ_f^*	—
	Коэффициент граничной высоты		h_1^*	—
	Коэффициент радиального зазора		c^*	—
	Линия модификации головки		—	—
	Коэффициент высоты модификации головки		h_a^*	—
	Коэффициент глубины модификации головки		Δ^*	—
Межосевое расстояние			a_w	Входит в состав исходных данных, если его значение задано
Коэффициент смещения		у шестерни	x_1	Входят в состав исходных данных, если значение межосевого расстояния a_w не задано. Рекомендации по выбору коэффициентов смещения настоящим стандартом не устанавливаются. Величины коэффициентов смещения определяются требуемыми прочностными и геометрическими показателями качества передачи
		у колеса	x_2	

Продолжение табл. 1

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Параметры, относящиеся к зуборезному долбяку			
Число зубьев	z_0	—	Входят в состав исходных данных, если предполагается окончательная обработка колеса с внутренними зубьями зуборезным долбяком. При исходном контуре по ГОСТ 13755—81 и ГОСТ 9587—81 принимать зуборезные долбяки по ГОСТ 9323—79 и ГОСТ 10059—80
Модуль	m_0	$m_0=m$	
Угол наклона	β_0	$\beta_0=\beta$	
Делительный диаметр	d_0	—	
Диаметр вершин	d_{a0}	—	
Номинальная нормальная толщина зуба	s_{n0}	—	
Угол развернутости профиля в точке притупления продольной кромки зуба	ν_{k0}	—	
Угол развернутости профиля в начальной точке модификации ножки зуба	ν_{e0}	—	
Угол развернутости профиля в точке начала технологического утолщения ножки зуба	ν_{f0}	Для зуборезных долбяков по ГОСТ 9323—79, если угол неизвестен, принимать $\nu_{f0}=\nu_{g0}$	
Угол развернутости профиля в граничной точке	ν_{l0}	—	
Коэффициент смещения исходного контура	x_0	Для долбяков по ГОСТ 9323—79 и ГОСТ 10059—80, не подвергавшихся переточке, значения x_0 приведены в указанных стандартах. Если значение x_0 не задано, его определяют по табл. 3, п. 3	
Коэффициент высоты головки в исходном сечении	h^*_{a0}	—	

Таблица 2

Расчет основных геометрических параметров

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Расчет коэффициентов смещения x_1 и x_2 при заданном межосевом расстоянии			
1. Делительное межосевое расстояние	a	$a=\frac{(z_2-z_1)m}{2\cos\beta}$	
2. Угол профиля	α_t	$\operatorname{tg}\alpha_t=\frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$	При $\alpha=20°$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755—81 и ГОСТ 9587—81) упрощенный расчет x_d, α_t и угла зацепления прямозубой передачи α_w приведен в табл. 1 приложения 1
3. Угол зацепления	α_{tw}	$\cos\alpha_{tw}=\frac{a}{a_w}\cdot\cos\alpha_t$	
4. Коэффициент разности смещений	x_d	$x_d=\frac{(z_2-z_1)(\operatorname{inv}\alpha_{tw}-\operatorname{inv}\alpha_t)}{2\operatorname{tg}\alpha}$	
5. Коэффициент смещения: у шестерни	x_1	Рекомендации по разбивке значения $x_d=x_2-x_1$ на составляющие x_1 и x_2 настоящим стандартом не устанавливаются. Величины коэффициентов смещения определяются требуемыми качествами передачи по прочностным и геометрическим показателям	
у колеса	x_2		

Продолжение табл. 2

Наименование параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания		
Расчет межосевого расстояния a_w при заданных коэффициентах смещения x_1 и x_2					
6. Коэффициент разности смещений		x_d	$x_d = x_2 - x_1$		
7. Угол профиля		α_t	$\operatorname{tg}\alpha_t = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta}$		При $\alpha = 20°$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755—81 и ГОСТ 9587—81) упрощенный расчет a_w, α_t и угла зацепления прямозубой передачи α_w приведен в табл. 1 приложения 1
8. Угол зацепления		α_{tw}	$\operatorname{inv}\alpha_{tw} = \frac{2x_d \operatorname{tg}\alpha}{z_2 - z_1} + \operatorname{inv}\alpha_t$		
9. Межосевое расстояние		a_w	$a_w = \frac{(z_2 - z_1)m}{2\cos\beta} \cdot \frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}}$		
Расчет диаметров зубчатых колес					
10. Делительный диаметр	шестерни	d_1	$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos\beta}$		
	колеса	d_2	$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos\beta}$		
11. Передаточное число		u	$u = \frac{z_2}{z_1}$		
12. Начальный диаметр	шестерни	d_{w1}	$d_{w1} = \frac{2a_w}{u-1}$		
	колеса	d_{w2}	$d_{w2} = \frac{2a_w u}{u-1}$		
13. Диаметр вершин зубьев	**шестерни**	d_{a1}	$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1)m$	Допускается изменение величин диаметров и расчет их по другим формулам для получения требуемых качеств зацепления по геометрическим показателям	Расчет производится для случая, когда не учитывается конкретный зуборезный инструмент
	колеса	d_{a2}	$d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 - 0{,}2)m$		
14. Диаметр впадин	шестерни	d_{f1}	$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m$	Размеры являются справочными. Для зубчатых колес, окончательно обработанных зуборезным долбяком, фактический диаметр впадин шестерни определяется по приложению 4 к ГОСТ 16532—70, а фактический диаметр впадин колеса — по табл. 3, п. 9	
	колеса	d_{f2}	$d_{f2} = d_2 + 2(h_a^* + c^* + x_2)m$		

Примечания:

1. Для прямозубых передач $\beta = 0°$, тогда $a = 0{,}5\ (z_2 - z_1)m$; $\alpha_t = \alpha$; $d = zm$.
2. При $a = a_w$ получаем $\alpha_{tw} = \alpha_t$; $x_d = 0$; $d_w = d$.
3. При $x_d = 0$ получаем $\alpha_{tw} = \alpha_t$; $a = a_w$; $d_w = d$.
4. Расчет диаметров вершин зубчатых колес для случая предполагаемой окончательной обработки колеса с внутренними зубьями зуборезным долбяком приведен в табл. 3.

Таблица 3

Расчет диаметров вершин и впадин зубчатых колес для случая предполагаемой окончательной обработки колеса с внутренними зубьями зуборезным долбяком

Наименование параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания	
1. Коэффициент воспринимаемого смещения		y	$y=\frac{a_w-a}{m}$	
2. Коэффициент уравнительного смещения		Δy	$\Delta y=x_d-y$	
3. Коэффициент смещения у долбяка		x_0	$x_0=\frac{2s_{n0}-\pi m}{4m\mathrm{tg}\alpha}$	
4. Угол станочного зацепления колеса с долбяком		α_{tw02}	$\mathrm{inv}\alpha_{tw02}=\frac{2(x_2-x_0)\mathrm{tg}\alpha}{z_2-z_0}+\mathrm{inv}\alpha_t$	
5. Межосевое расстояние в станочном зацеплении колеса с долбяком		a_{w02}	$a_{w02}=\frac{(z_2-z_0)m}{2\cos\beta}\cdot\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw02}}$	
6. Коэффициент воспринимаемого смещения в станочном зацеплении колеса с долбяком		y_{02}	$y_{02}=\frac{a_{w02}}{m}-\frac{z_2-z_0}{2\cos\beta}$	
7. Коэффициент уравнительного смещения в станочном зацеплении колеса с долбяком		Δy_{02}	$\Delta y_{02}=x_2-x_0-y_{02}$	
8. Диаметр вершин зубьев	шестерни	d_{a1}	$d_{a1}=d_1+2(h_a^*+x_1+\Delta y-\Delta y_{02})m$	Допускается изменение величин диаметров и расчет их по другим формулам для получения требуемых качеств зацепления по геометрическим показателям
	колеса	d_{a2}	$d_{a2}=d_2-2(h_a^*-x_2+\Delta y-K_2)m$, где $K_2=0{,}25-0{,}125x_2$ при $x_2<2$, $K_2=0$ при $x_2\geqslant 2$	
9. Диаметр впадин	шестерни	d_{f1}	$d_{f1}=d_1-2(h_a^*+c^*-x_1)m$	Размер является справочным. Фактический диаметр впадин шестерни, окончательно обработанной зуборезным долбяком, определяется по приложению 4 к ГОСТ 16532—70
	колеса	d_{f2}	$d_{f2}=2a_{w02}+d_{a0}$	

Таблица 4

Расчет размеров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Расчет постоянной хорды зуба и высоты до постоянной хорды				
1. Постоянная хорда зуба	шестерни	$\bar{s}_{c1}$	$\bar{s}_{c1}=\left(\frac{\pi}{2}\cos^2\alpha+x_1\sin 2\alpha\right)m$	При $\alpha=20^\circ$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755—81 и ГОСТ 9587—81) упрощенный расчет $\bar{s}_{c1}$, $\bar{s}_{c2}$ и $\bar{h}_{c1}$, $\bar{h}_{c2}$ приведен в табл. 1 приложения 1
	колеса	$\bar{s}_{c2}$	$\bar{s}_{c2}=\left(\frac{\pi}{2}\cos^2\alpha-x_2\sin 2\alpha\right)m$	
			Должно выполняться условие: для шестерни $\rho_{s1}>\rho_{p1}$, для колеса $\rho_{s2}<\rho_{p2}$, где ρ_s — радиус кривизны разноименных профилей зуба зубчатого колеса в точках, определяющих постоянную хорду; $\rho_{s1}=0{,}5\left(d_{b1}\operatorname{tg}\alpha_t+\bar{s}_{c1}\frac{\cos\beta_b}{\cos\alpha}\right)$, $\rho_{s2}=0{,}5\left(d_{b2}\operatorname{tg}\alpha_t-\bar{s}_{c2}\frac{\cos\beta_b}{\cos\alpha}\right)$, где d_b — по табл. 5, п. 1; β_b — по табл. 5, п. 11; ρ_p — по табл. 5, п. 3. При модификации головки должно выполняться условие: для шестерни $\rho_{s1}<\rho_{g1}$, для колеса $\rho_{s2}>\rho_{g2}$, где ρ_g — по табл. 5, п. 5.	
2. Высота до постоянной хорды зуба	шестерни	$\bar{h}_{c1}$	$\bar{h}_{c1}=0{,}5(d_{a1}-d_1-\bar{s}_{c1}\operatorname{tg}\alpha)$	
	колеса	$\bar{h}_{c2}$	$\bar{h}_{c2}=0{,}5(d_2-d_{a2}-\bar{s}_{c2}\operatorname{tg}\alpha)$	

Продолжение табл. 4

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
		Расчет длины общей нормали
3. Угол профиля в точке на концентрической окружности диаметра $d_x=d+2xm$	α_x	$\cos\alpha_x=\frac{z\cos\alpha_t}{z+2x\cos\beta}$. При $\frac{z\cos\alpha_t}{z+2x\cos\beta}\geqslant 1$ следует принимать $z_n\geqslant 3$
4. Расчетное число зубьев в длине общей нормали шестерни (число впадин в длине общей нормали колеса)	z_{nr}	$z_{nr}=\frac{z}{\pi}\left(\frac{\operatorname{tg}\alpha_x}{\cos\beta_b}-\frac{2x\operatorname{tg}\alpha}{z}-\operatorname{inv}\alpha_t\right)+0{,}5;$ где β_b — по табл. 3, п. 11
5. Длина общей нормали	W	$W=[\pi(z_n-0{,}5)+2x\operatorname{tg}\alpha+z\operatorname{inv}\alpha_t]m\cos\alpha,$ где z_n — округленное до ближайшего целого числа значение z_{nr}. Должно выполняться условие: для шестерни $\rho_{p1}<\rho_{W1}<\rho_{a1}$, для колеса $\rho_{p2}>\rho_{W2}>\rho_{a2}$, где ρ_p — по табл. 5, п. 3, $\rho_W=0{,}5W\cos\beta_b$ — радиус кривизны разноименных профилей зубьев в точках, определяющих длину общей нормали при симметричном ее положении относительно основного цилиндра; $\rho_a=0{,}5d_a\sin\alpha_a$ — радиус кривизны профиля зуба в точке на окружности вершин; α_a — по табл. 5, п. 2. Если имеется притупление продольной кромки зуба, в неравенство вместо ρ_a следует подставлять значение радиуса кривизны профиля зуба в точке притупления $\rho_k=0{,}5d_k\sin\alpha_k,$ где d_k и α_k — по табл. 5, п. 2. При модификации головки в неравенство вместо ρ_a следует подставлять значение ρ_g, где ρ_g — по табл. 5, п. 5.

Продолжение табл. 4

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
		Если условие левой части неравенства не выполняется, следует пересчитать значение W при увеличенном значении z_n для шестерни и уменьшенном значении z_n для колеса. Если условие правой части неравенства не выполняется, следует пересчитать значение W при уменьшенном значении z_n для шестерни и увеличенном значении z_n для колеса. При увеличении или уменьшении числа зубьев (впадин) в длине общей нормали z_n на один зуб длина общей нормали W соответственно увеличивается или уменьшается на шаг зацепления p_α, где p_α — по табл. 6, п. 1 Для косозубых зубчатых колес должно выполняться дополнительное условие $$W < \frac{b}{\sin\beta_b},$$ где b — ширина венца. При $\alpha = 20°$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755—81 и ГОСТ 9587—81) упрощенный расчет W приведен в табл. 2 приложения 1 к ГОСТ 16532—70
Расчет толщины по хорде зуба и высоты до хорды		
6. Угол профиля в точке на концентрической окружности заданного диаметра d_y	α_x	$\cos\alpha_y = \frac{d}{d_y}\cos\alpha_t$
7. Окружная толщина на заданном диаметре d_y — шестерни	s_{ty1}	$s_{ty1} = d_{y1}\left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1 tg\alpha}{z_1} + inv\alpha_t - inv\alpha_{y1}\right)$
7. Окружная толщина на заданном диаметре d_y — колеса	s_{ty2}	$s_{ty2} = d_{y2}\left(\frac{\frac{\pi}{2} - 2x_2 tg\alpha}{z_2} - inv\alpha_t + inv\alpha_{y2}\right)$
8. Угол наклона линии зуба на соосной цилиндрической поверхности диаметром d_y	β_y	$tg\beta_y = \frac{d_y}{d} tg\beta$
9. Половина угловой толщины зуба эквивалентного зубчатого колеса, соответствующая концентрической окружности диаметром $\frac{d_y}{\cos^2\beta_y}$	ψ_{yv}	$\psi_{yv} \approx \frac{s_{ty}}{d_y}\cos^2\beta_y$

Продолжение табл. 4

Наименование параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания
10. Толщина по хорде		$\overline{s}_y$	$\overline{s}_y = d_y \frac{\sin\psi_{y\nu}}{\cos^2\beta_y}$
11. Высота до хорды	**шестерни**	$\overline{h}_{ay1}$	$\overline{h}_{ay1} = 0{,}5\left[d_{a1} - d_{y1} + \frac{d_{y1}}{\cos^2\beta_{y1}}(1-\cos\psi_{y\nu 1})\right]$
	колеса	$\overline{h}_{ay2}$	$\overline{h}_{ay2} = 0{,}5\left[d_{y2} - d_{a2} - \frac{d_{y2}}{\cos^2\beta_{y2}}(1-\cos\psi_{y\nu 2})\right]$
Расчет размера по роликам (шарикам)			
12. Диаметр ролика (шарика)		D	При $\alpha = 20°$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755—81 и ГОСТ 9587—81) рекомендуется принимать $D \approx 1{,}7\,m$ для шестерни и $D \approx 1{,}5\,m$ для колеса (для роликов допускается выбирать ближайшее значение по ГОСТ 2475—88). Контроль косозубых колес с внутренними зубьями по роликам не производится
13. Угол профиля в точке на концентрической окружности, проходящей через центр ролика (шарика)	у шестерни	α_{D1}	$\text{inv}\,\alpha_{D1} = \frac{D}{z_1 m\cos\alpha} + \text{inv}\alpha_t - \frac{\frac{\pi}{2} - 2x_1\text{tg}\alpha}{z_1}$
	у колеса	α_{D2}	$\text{inv}\,\alpha_{D2} = \frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2\text{tg}\alpha}{z_2} - \frac{D}{z_2 m\cos\alpha} + \text{inv}\alpha_t$
14. Диаметр концентрической окружности зубчатого колеса, проходящей через центр ролика (шарика)		d_D	$d_D = d\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_D}$. Должно выполняться условие: для шестерни $\rho_{y1} < \rho_{\nu 1} < \rho_{a1}$, для колеса $\rho_{y2} > \rho_{\nu 2} > \rho_{a2}$, где ρ_y — по табл. 5, п. 3; ρ_ν — радиус кривизны разноименных профилей в точках контакта поверхности ролика (шарика) с главными поверхностями зубьев;

Продолжение табл. 4

Наименования параметров		Обозначения	Расчётные формулы и указания	
			$\rho_{M1}=0,5(d_{b1}\operatorname{tg}\alpha_{D1}-D\cos\beta_b)$, $\rho_{M2}=0,5(d_{b2}\operatorname{tg}\alpha_{D2}+D\cos\beta_b)$, где d_b — по табл. 5, п. 1. β_b — по табл. 5, п. 11. Если имеется притупление продольной кромки зуба, в неравенство вместо ρ_a следует подставлять значение радиуса кривизны профиля зуба в точке притупления $\rho_k=0,5d_k\sin\alpha_k$, где d_k и α_k — по табл. 5, п. 2. При модификации головки в неравенство вместо ρ_a следует подставлять значение ρ_g, где ρ_g — по табл. 5, п. 5.	
15. **Размер по роликам (шарикам)** прямозубых и косозубых зубчатых колес с четным числом зубьев (в торцовом сечении)	**шестерни**	M_1	$M_1=d_{D1}+D$	
	колеса	M_2	$M_2=d_{D2}-D$	Должно выполняться условие: для шестерни $d_{D1}+D>d_{a1}$, $d_{D1}-D>d_{f1}$, для колеса $d_{D2}-D<d_{a2}$. $d_{D2}+D<d_{f2}$.
16. **Размер по роликам (шарикам)** прямозубых и косозубых зубчатых колес с нечетным числом зубьев (в торцовом сечении)	**шестерни**	M_1	$M_1=d_{D1}\cos\frac{90^\circ}{z_1}+D$	
	колеса	M_2	$M_2=d_{D2}\cos\frac{90^\circ}{z_2}-D$	

Продолжение табл. 4

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания
17. Минимальный размер по роликам (шарикам) косозубых зубчатых колес с нечетным числом зубьев, а также с четным числом зубьев при $\beta > 45°$	шестерни	M_1	$M_1 = \frac{d_{D1}}{2\mathrm{tg}\beta_{D1}} \sqrt{\lambda_1^2 + 4\mathrm{tg}^2\beta_{D1}\cos^2\left(\frac{\gamma}{2} + \frac{\lambda_1}{2}\right)} + D$
	колеса	M_2	$M_2 = \frac{d_{D2}}{2\mathrm{tg}\beta_{D2}} \sqrt{\lambda_2^2 + 4\mathrm{tg}^2\beta_{D2}\cos^2\left(\frac{\gamma}{2} + \frac{\lambda_2}{2}\right)} - D$
			Примечание. Минимальный размер по роликам (шарикам) косозубых зубчатых колес с четным числом зубьев при $\beta < 45°$ совпадает с размером в торцовом сечении

$\mathrm{tg}\beta_D = \frac{\cos\alpha_t \mathrm{tg}\beta}{\cos\alpha_D}$;

λ — корень уравнения $\sin(\gamma+\lambda)\mathrm{tg}^2\beta_D - \lambda = 0$, где $\gamma = 0$ — для зубчатых колес с четным числом зубьев:

$\gamma = \frac{180°}{z}$ — для зубчатых колес с нечетным числом зубьев.

Упрощенное определение λ) для зубчатых колес с нечетным числом зубьев приведено в табл. 2 приложения 1 к ГОСТ 16532—70.

Должно выполняться условие:

для шестерни

$d_{D1} + \frac{D}{\cos\beta_{D1}} > d_{a1}$;

$d_{D1} - \frac{D}{\cos\beta_{D1}} > d_{f1}$;

для колеса

$d_{D2} - \frac{D}{\cos\beta_{D2}} < d_{a2}$,

$d_{D2} + \frac{D}{\cos\beta_{D2}} < d_{f2}$.

Расчет нормальной толщины зуба

18. **Нормальная толщина зуба**	шестерни	s_{n1}	$s_{n1} = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1\mathrm{tg}\alpha\right) m$
	колеса	s_{n2}	$s_{n2} = \left(\frac{\pi}{2} - 2x_2\mathrm{tg}\alpha\right) m$

Примечание. Выбор метода контроля настоящим стандартом не регламентируется.

Таблица 5

Расчет размеров для контроля номинальной поверхности зуба

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
Расчет размеров для контроля торцового профиля зуба		
1. Основной диаметр	d_b	$d_b=d\cos\alpha_t$
2. Угол профиля зуба в точке на окружности вершин	α_a	$\cos\alpha_a=\frac{d_b}{d_a}$ Если имеется притупление продольной кромки зуба, то следует рассчитать угол профиля зуба в точке притупления α_k. Для этого в формулу вместо d_a следует подставлять диаметр окружности притупленных кромок d_k.
3. Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке — шестерни	ρ_{p1}	$\rho_{p1}=0{,}5d_{b2}\operatorname{tg}\alpha_{a2}-a_w\sin\alpha_{tw}$ Формула справедлива, если верхняя точка активного профиля сопряженного зубчатого колеса совпадает с точкой профиля на его окружности вершин. Если имеется притупление продольной кромки зуба, то вместо α_{a1} и α_{a2} следует подставлять соответственно α_{k1} и α_{k2}
колеса	ρ_{p2}	$\rho_{p2}=0{,}5d_{b1}\operatorname{tg}\alpha_{a1}+a_w\sin\alpha_{tw}$

Продолжение табл. 5

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания	
4. Угол развернутости активного профиля зуба в нижней точке		ν_p	$\nu_p = \frac{2\rho_p}{d_b}$	
Дополнительный расчет при модификации головки исходного контура				
5. Радиус кривизны профиля зуба в начальной точке модификации	шестерни	ρ_{f1}	$\rho_{g1} = 0{,}5d_1\sin\alpha_t + \frac{h_a^* - h_g^* + x_1}{\sin\alpha_t} m$	Для зубчатых колес, окончательно обработанным зуборезным долбяком, ρ_{f1} определяется по приложению 4 к ГОСТ 16532—70, а ρ_{f2} — по табл. 8, п. 4
	колеса	ρ_{f2}	$\rho_{g2} = 0{,}5d_2\sin\alpha_t - \frac{h_a^* - h_g^* - x_2}{\sin\alpha_t} m$	
6. Угол развернутости профиля зуба, соответствующий начальной точке модификации головки		ν_g	$\nu_g = \frac{2\rho_g}{d_b}$	
7. Диаметр окружности модификации головок зубьев		d_g	$d_g = \sqrt{d_b^2 + 4\rho_g^2}$	
8. Угол линии модификации торцового исходного контура в начальной точке модификации		$\alpha_{tм}$	$\mathrm{tg}\alpha_{tм} = \frac{\Delta^*}{h_g^* \cos\beta} + \mathrm{tg}\alpha_t$	
9. Диаметр основной окружности эвольвенты, являющейся линией модификации головки зуба		$d_{bм}$	$d_{bм} = d\cos\alpha_{tм}$	Формулы справедливы, если линия модификации головки исходного контура — прямая

Продолжение табл. 5

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания	
10. Нормальная глубина модификации торцового профиля головки зуба	шестерни	$\Delta_{\alpha t1}$	$\Delta_{\alpha t1} \approx \frac{d_{b1}-d_{bM1}}{2d_{bM1}}\left(\sqrt{d_{a1}^2-d_{bM1}^2}-\sqrt{d_{g1}^2-d_{bM1}^2}\right)$	Формулы справедливы, если линия модификации головки исходного контура—прямая
	колеса	$\Delta_{\alpha t2}$	$\Delta_{\alpha t2} \approx \frac{d_{b2}-d_{bM2}}{2d_{bM2}}\left(\sqrt{d_{g2}^2-d_{bM2}^2}-\sqrt{d_{a2}^2-d_{bM2}^2}\right)$	

Расчет размеров для контроля контактной линии поверхности зуба

Основной угол наклона	β_b	$\sin\beta_b = \sin\beta\cos\alpha.$	

Таблица 6

Расчет размеров для контроля взаимного положения одноименных профилей зубьев

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
1. Шаг зацепления	p_α	$p_\alpha = \pi m\cos\alpha$
2. Осевой шаг	p_x	$p_x = \frac{\pi m}{\sin\beta}$
3. Ход	p_z	$p_z = z p_x$

Таблица 7

Проверка качества зацепления по геометрическим показателям

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Проверка отсутствия подрезания зуба шестерни			
1. Коэффициент наименьшего смещения у шестерни	x_{1min}	$x_{1min}=h_f^*-h_a^*-\frac{z_1\sin^2\alpha_t}{2\cos\beta}$ При $x_1>x_{1min}$ подрезание зуба шестерни исходной производящей рейкой отсутствует. Для шестерни, окончательно обработанной зуборезным долбяком, расчет x_{1min} приведен в приложении 1 к ГОСТ 16532—70	При $\alpha=20°$ и $h_f^*-h_a^*=1$ (включая исходный контур по ГОСТ 13755—81) упрощенный расчет x_{1min} приведен в табл. 3 приложения 1 к ГОСТ 16532—70
Проверка отсутствия срезания зуба шестерни			
2. Высота зуба шестерни	h_1	$h_1=0,5(d_{a1}-d_{f1})$. При $h_1<(2h_a^*+c^*)m$ срезание зуба шестерни исходной производящей рейкой отсутствует и дальнейшая проверка не производится	
3. Радиус кривизны профиля зуба шестерни в точке на окружности вершин	ρ_{a1}	$\rho_{a1}=0,5d_{a1}\sin^2\alpha_{a1}$, где α_{a1} — по табл. 5, п. 2	
4. Радиус кривизны профиля зуба шестерни в точке начала среза	ρ_{f1}	$\rho_{f1}=0,5d_1\sin\alpha_t+\frac{(h_{l0}^*-h_a^*-c^*+x_1)}{\sin\alpha_t}m$. При $\rho_{f1}\geqslant\rho_{a1}$ срезание зуба шестерни исходной производящей рейкой отсутствует. Граничная высота зуба исходной производящей рейки $h_{l0}^*\geqslant 2h_a^*+c^*$	
5. Расстояние между окружностью вершин шестерни и концентрической окружностью, проходящей через точки начала среза зуба	h_{f1}	$h_{f1}=0,5d_{a1}-\sqrt{\rho_{f1}^2+0,25d_{b1}^2}$, где d_{b1} — по табл. 5, п. 1	

Продолжение табл. 7

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Проверка радиального зазора в передаче				
6. Радиальный зазор	во впадине шестерни	c_1	$c_1=0,5(d_{a2}-d_{f1})-a_w$	Действительный радиальный зазор определяется по фактическим диаметрам
	во впадине колеса	c_2	$c_2=0,5(d_{f2}-d_{a1})-a_w$	
Проверка отсутствия интерференции продольной кромки зуба одного зубчатого колеса с переходной поверхностью зуба другого зубчатого колеса (проверка отсутствия интерференции кромки зуба с переходной поверхностью)				
7. Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба	шестерни	ρl_1	$\rho l_1=0,5d_1\sin\alpha_t-\frac{h_l^*-h_a^*-x_1}{\sin\alpha_t}m.$	При $\rho l_1\leqslant\rho_{p1}$ и $\rho l_2\geqslant\rho_{p2}$ интерференция отсутствует. ρ_p — по табл. 5, п. 3. При подрезании зуба шестерни $\rho l_1<0$
	колеса	ρl_2	$\rho l_2=0,5d_2\sin\alpha_t+\frac{h_l^*-h_a^*+x_2}{\sin\alpha_t}m.$ Для колеса, окончательно обработанного зуборезным долбяком, ρ_{l2} определяется по табл. 8, п. 2	
Проверка отсутствия интерференции продольной кромки зуба одного зубчатого колеса с главной поверхностью зуба другого зубчатого колеса (проверка отсутствия интерференции вершин зубьев)				
8. Вспомогательная величина		γ_{12}	$\gamma_{12}=\frac{z_1}{z_2}\operatorname{inv}\alpha_{a1}-\operatorname{inv}\alpha_{a2}+\left(1-\frac{z_1}{z_2}\right)\operatorname{inv}\alpha_{tw}$	При $\alpha=20°$ и $h_a^*=1$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755—81 и ГОСТ 9587—81), если диаметры вершин зубьев зубчатых колес рассчитаны по формулам табл. 2, п. 13, упрощенная проверка отсутствия интерференции вершин при $\beta=0°$ производится по черт. 7 приложения 1
9. Наибольшее значение вспомогательного угла		μ_{max}	$\mu_{max}=\arccos\left(\frac{d_{a2}^2-d_{a1}^2-4a_w^2}{4a_wd_{a1}}\right)$	
10. Параметр, определяющий наличие интерференции		δ	$\delta=\frac{z_1}{z_2}\mu-\arcsin\left(\frac{d_{a1}}{d_{a2}}\sin\mu\right)+\gamma_{12}.$ Если при подстановке $\mu=\mu_{max}$ окажется, что $\delta\geqslant0$, то интерференция отсутствует.	

Продолжение табл. 7

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
Проверка отсутствия интерференции вершин зубьев при радиальной сборке передачи (производится в случае, если осевая сборка невозможна)		
11. Вспомогательный угол, соответствующий минимальному значению δ	μ'	$\mu'=\arccos\sqrt{\frac{\left(\frac{d_{a2}}{d_{a1}}\right)^2-1}{\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2-1}}$. При $\frac{d_{a2}}{d_{a1}}<1$ радиальная сборка невозможна и дальнейшая проверка не производится. Если $\mu'>\mu_{max}$ — интерференция отсутствует и дальнейшая проверка не производится. Если $\mu'<\mu_{max}$, следует определить параметр δ по п. 10 настоящей таблицы с подстановкой $\mu=\mu'$. При $\delta\geqslant 0$ интерференция отсутствует. При $\delta<0$ проверку следует продолжить
12. Половина угловой толщины зуба шестерни на окружности вершин	ψ_{a1}	$\psi_{a1}=\frac{\pi}{2z_1}+\frac{2x_1\operatorname{tg}\alpha}{z_1}+\operatorname{inv}\alpha_t-\operatorname{inv}\alpha_{a1}$
13. Вспомогательная величина, соответствующая минимальному значению δ	n'	$n'=\frac{z_1}{\pi}(\mu'-\psi_{a1})$. Для дальнейшего расчета следует взять два ближайших целых числа $n<n'$ и два ближайших целых числа $n>n'$
14. Вспомогательный угол	μ	$\mu=\psi_{a1}+\frac{\pi n}{z_1}$. Подставляя в эту формулу найденные по п. 13 настоящей таблицы значения n, получают четыре значения μ, по которым по п. 10 настоящей таблицы следует определить четыре значения δ. Если все значения положительны, то сборка возможна по оси симметрии как зуба, так и впадины. Если одно из значений δ отрицательно при четном n, то радиальная сборка возможна только по оси симметрии впадины шестерни. Если одно из значений δ отрицательно при нечетном n, то радиальная сборка возможна только по оси симметрии зуба шестерни.

Продолжение табл. 7

Наименование параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
		Если два или более значений δ отрицательны, то радиальная сборка передачи невозможна
		Проверка коэффициента перекрытия
15. Коэффициент торцового перекрытия	ε_α	$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1 \operatorname{tg}\alpha_{a1} - z_2 \operatorname{tg}\alpha_{a2} + (z_2 - z_1)\cdot \operatorname{tg}\alpha_{tw}}{2\pi},$$ где α_{a1} и α_{a2} — по табл. 5, п. 2. Формула справедлива, если отсутствует интерференция зубьев и верхняя граничная точка активного профиля совпадает с точкой профиля на окружности вершин, а так же если подрезание не захватывает активный профиль зуба шестерни, т. е. $\rho_{p1} \geqslant \rho_{f1}$. Если же $\rho_{p1} < \rho_{f1}$, расчет ε_α производится по табл. 1, п. 26 приложения 1. Если имеется притупление продольной кромки зуба, то вместо α_{a1} и α_{a2} следует соответственно подставлять α_{k1} и α_{k2}, где α_{k1} α_{k2} — по табл. 5, п. 2 для прямозубых передач рекомендуется $\varepsilon_\alpha \geqslant 1{,}2$. Для косозубых передач рекомендуется $\varepsilon_\alpha \geqslant 1$ При $\alpha = 20°$ и $h_a^* = 1$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755—81 и ГОСТ 9587—81) упрощенный расчет ε_α приведен в табл. 1 приложения 1
16. Коэффициент осевого перекрытия	ε_β	$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x},$$ где b_w — рабочая ширина венца, p_x — по табл. 6, п. 2. Рекомендуется $\varepsilon_\beta \geqslant 1$
17. Коэффициент перекрытия	ε_γ	$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$$
		Дополнительный расчет при модификации головки исходного контура
18. Угол профиля зуба в начальной точке модификации головки	α_g	$$\cos\alpha_g = \frac{d_b}{d_g},$$ где d_b и d_g — по табл. 5, пп. 1 и 7.
19. Часть коэффициента перекрытия, определяемая участками торцовых профилей зубьев, совпадающими с главными профилями	$\varepsilon\alpha_м$	$$\varepsilon\alpha_м = \frac{z_1 \operatorname{tg}\alpha_{g1} - z_2 \operatorname{tg}\alpha_{g2} + (z_2 - z_1)\operatorname{tg}\alpha_{tw}}{2\pi}.$$ При исходном контуре по ГОСТ 13755—81 в нем приведены допустимые значения $\varepsilon\alpha_м$

Для определения коэффициента торцового перекрытия, получающегося вследствие срезания профиля зубьев шестерни и колеса технологическим утолщением ножки зуба зуборезного долбяка, в формулу вместо α_g следует подставлять значение угла профиля в точке начала среза α_f

$$\operatorname{tg}\alpha_f = \frac{\rho_f}{d_b},$$ где

ρ_{f1} — по табл. 2 приложения 4 к ГОСТ 16532—70, а ρ_{f2} — по табл. 8, п. 4

Продолжение табл. 7

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Проверка нормальной толщины на поверхности вершин				
20. Угол наклона линии вершин зуба		β_a	$\operatorname{tg}\beta_a = \frac{d_a}{d}\operatorname{tg}\beta$	
21. Нормальная толщина зуба на поверхности вершин	шестерни	s_{na1}	$s_{na1} = d_{a1}\left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1\operatorname{tg}\alpha}{z_1} + \operatorname{inv}\alpha_t - \operatorname{inv}\alpha_{a1}\right)\cos\beta_{a1}$	Рекомендуется $s_{na} \geqslant 0{,}3\,m$ при однородной структуре материала зубьев и $s_{na} \geqslant 0{,}4\,m$ при поверхностном упрочнении зубьев
	колеса	s_{na2}	$s_{na2} = d_{a2}\left(\frac{\frac{\pi}{2} - 2x_2\operatorname{tg}\alpha}{z_2} - \operatorname{inv}\alpha_t + \operatorname{inv}\alpha_{a2}\right)\cos\beta_{a2}$	

Примечания:

1. При исходном контуре по ГОСТ 13755—81, если прямозубое колесо с внутренними зубьями окончательно обрабатывается зуборезным долбяком по ГОСТ 9323—79 без притупления продольной кромки зуба и без модификации профиля ножки зуба, а диаметры вершин и впадин зубчатых колес рассчитаны по формулам табл. 3, пп. 8 и 9, качество зацепления по геометрическим показателям рекомендуется проверять по приложению 2, кроме проверки коэффициента торцового перекрытия, получающегося вследствие срезания профиля зубьев шестерни и колеса технологическим утолщением ножки зуба долбяка.

2. При окончательной обработке шестерни зуборезным долбяком проверка отсутствия подрезания зуба, расчет ρ_{f1} и ρ_{f2} приведены в приложении 4 к ГОСТ 16532—70.

Таблица 8

Проверка отсутствия интерференции и срезания при обработке колеса с внутренними зубьями зуборезным долбяком

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Проверка отсутствия интерференции продольной кромки зуба шестерни с переходной поверхностью зуба колеса			
1. Угол профиля в точке на окружности вершин зубьев зуборезного долбяка	α_{a0}	$\cos\alpha_{a0} = \frac{d_0}{d_{a0}}\cos\alpha_t$. При наличии притупления продольной кромки зуба зуборезного долбяка следует рассчитать угол профиля в точке притупления α_{k0}, где $\alpha_{k0} = \operatorname{arctg} v_{k0}$	При $\alpha = 20°$, $h_a^* = 1$ (включая исходный контур по ГОСТ 13755—81), если диаметр вершин зубьев рассчитан по формулам табл. 2, п. 13, а окончательная обработка колеса производится зуборезным долбяком с $h_{a0}^* = 1{,}25$ без притупления продольной кромки, проверку отсутствия интерференции в прямозубой передаче для $x_1 = x_2$ рекомендуется проводить по графикам на черт. 8 и 9 приложения 1
2. Радиус кривизны профиля зуба колеса в граничной точке	ρ_{f2}	$\rho_{f2} = 0{,}5 d_{a0}\sin\alpha_{a0} + a_{w02}\sin\alpha_{tw02}$, где a_{w02} и α_{tw02} — по табл. 3, пп. 4 и 5. При $\rho_{f2} \geqslant \rho_{p2}$ интерференция отсутствует. ρ_{p2} — по табл. 5 п. 3. При наличии притупления продольной кромки зуба зуборезного долбяка в формулу вместо α_{a0} следует подставлять α_{k0}	

Продолжение табл. 8

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Проверка отсутствия срезания зуба колеса технологическим утолщением ножки зуба зуборезного долбяка			
3. Радиус кривизны профиля зуба колеса в точке на окружности вершин	ρ_{a2}	$\rho_{a2}=0,5d_{a2}\sin\alpha_{a2}$, где α_{a2} — по табл. 5, п. 2	
4. Радиус кривизны профиля зуба колеса в точке начала среза технологическим утолщением зуба долбяка	ρ_{f2}	$\rho_{f2}=a_{w02}\sin\alpha_{tw02}+0,5\nu_{f0}d_0\cos\alpha_t$, где α_{w02}, a_{tw02} — по табл. 3, пп. 4 и 5. При $\rho_{f2}\leqslant\rho_{a2}$ срезание зуба колеса отсутствует	При модификации ножки зуба зуборезного долбяка для определения радиуса кривизны профиля зуба колеса в начальной точке модификации головки ρ_{a2} и высоты модификации h_{a2} в формулы вместо ν_{f0} и ρ_{f2} следует соответственно подставлять ν_{a0} и ρ_{a2}
5. Расстояние между окружностью вершин колеса и концентрической окружностью, проходящей через точки начала среза	h_{f2}	$h_{f2}=\sqrt{\rho_{f2}^2+0,25d_{b2}^2}-0,5d_{a2}$, где d_{b2} — по табл. 5, п. 1	
Проверка отсутствия срезания зуба колеса переходной кривой зуба зуборезного долбяка			
6. Радиус кривизны профиля зуба колеса в точке начала среза переходной кривой зуба зуборезного долбяка	ρ_{f2}	$\rho_{f2}=a_{w02}\sin\alpha_{tw02}+0,5\nu_{f0}d_0\cos\alpha_t$, где a_{w02}, α_{tw02} — по табл. 3, пп. 4 и 5. При $\rho_{f2}<\rho_{a2}$ срезание зубьев колеса отсутствует	
7. Расстояние между окружностью вершин колеса и концентрической окружностью, проходящей через точки начала среза	h_{f2}	$h_{f2}=\sqrt{\rho_{f2}^2+0,25d_{b2}^2}-0,5d_{a2}$, где d_{b2} — по табл. 5, п. 1	

Продолжение табл. 8

Наименование параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Проверка срезания зуба колеса при радиальной подаче зуборезного долбяка			
8. Вспомогательная величина	γ_{02}	$\gamma_{02}=\frac{z_0}{z_2}\,\mathrm{inv}\alpha_{a0}-\mathrm{inv}\alpha_{a2}+\left(1-\frac{z_0}{z_2}\right)\mathrm{inv}\alpha_{tw02}$	При $\alpha=20°$, $h_a^*=1$ (включая исходный контур по ГОСТ 13755—81), если диаметр вершин зубьев рассчитан по формулам табл. 2, п. 13, а окончательная обработка колеса производится зуборезным долбяком, с $h_{a0}^*=1{,}25$ без притупления продольной кромки, проверку отсутствия срезания прямозубого колеса рекомендуется производить по черт. 10 приложения 1
9. Наибольшее значение вспомогательного угла	μ_{02max}	$\mu_{02max}=\arccos\left(\frac{d_{a2}^2-d_{a0}^2-4a_{w02}^2}{4a_{w02}d_{a0}}\right)$	
10. Параметр, определяющий наличие срезания	δ_{02}	$\delta_{02}=\frac{z_0}{z_2}\,\mu_{02}-\arcsin\left(\frac{d_{a0}}{d_{a2}}\,\sin\mu_{02}\right)+\gamma_{02}$. Если при подстановке $\mu_{02}=\mu_{02max}$ окажется, что $\delta_{02}\leq 0$, то срезание имеется. При $\delta_{02}\geqslant 0$ проверку следует продолжить	
11. Вспомогательный угол, соответствующий минимальному значению δ_{02}	μ'_{02}	$\mu'_{02}=\arccos\sqrt{\frac{\left(\frac{d_{a2}}{d_{a0}}\right)^2-1}{\left(\frac{z_2}{z_0}\right)^2-1}}$ Если $\mu'_{02}>\mu_{02max}$, то срезание отсутствует и дальнейшая проверка производится. Если $\mu'_{02}<\mu_{02max}$, то определяют параметр δ_{02} по п. 10 настоящей таблицы с подстановкой $\mu'_{02}=\mu_{02}$. При $\delta_{02}\geqslant 0$ срезание отсутствует	

Примечания:

1. Проверка по геометрическим показателям возможности обработки шестерни зуборезным долбяком производится по приложению 4 к ГОСТ 16532—70.

2. При исходном контуре по ГОСТ 13755—81, если прямозубое колесо с внутренними зубьями обрабатывается зуборезным долбяком по ГОСТ 9323—81 без притупления продольной кромки зуба и без модификации профиля ножки зуба, а диаметры вершин зубчатых колес рассчитаны по формулам табл. 3, пп. 8 и 9, отсутствие интерференции и срезания при обработке колеса долбяком рекомендуется проверять по приложению 2, кроме срезания зуба шестерни и колеса технологическим утолщением ножки зуба зуборезного долбяка.

ПРИЛОЖЕНИЕ 1
Рекомендуемое

УПРОЩЕННЫЙ РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Таблица 1

Расчет некоторых геометрических параметров

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
Расчет коэффициента разности смещений x_d при заданном межосевом расстоянии a_w		
1. Коэффициент воспринимаемого смещения	y	$y=\frac{a_w}{m}-\frac{z_2-z_1}{2\cos\beta}$
2. Вспомогательная величина	A	$A=\frac{1000y\cos\beta}{z_2-z_1}$
	$Б$	Определяется по номограмме на черт. 1
	μ	Определяется по черт. 2. Если $\beta=0$, то $\mu=0$
3. Коэффициент уравнительного смещения	Δy	$\Delta y=\left(\frac{Б}{1000}-\mu\right)\frac{z_2-z_1}{\cos\beta}$
4. Коэффициент разности смещения	x_d	$x_d=y+\Delta y$
Расчет межосевого расстояния a_w при заданных коэффициентах смещения x_1 и x_2		
5. Коэффициент разности смещений	x_d	$x_d=x_2-x_1$
6. Вспомогательная величина	B	$B=\frac{1000x_d\cos\beta}{z_2-z_1}$
	$Г$	Определяется по номограмме на черт. 3
	ν	Определяется по черт. 4. Если $\beta=0$, то $\nu=0$
7. Коэффициент уравнительного смещения	Δy	$\Delta y=\left(\frac{Г}{1000}-\nu\right)\frac{z_2-z_1}{\cos\beta}$
8. Коэффициент воспринимаемого смещения	y	$y=x_d-\Delta y$

Продолжение табл. 1

Наименования параметров	Обозначения	Расчетные формулы и указания
9. Межосевое расстояние	a_w	$a_w=\left(\frac{z_2-z_1}{2\cos\beta}+y\right)m$
Расчет угла зацепления прямозубой передачи α_w и угла профиля α_t		
10. Вспомогательная величина	B	$B=\frac{1000x_d}{z_2-z_1}$
11. Угол зацепления	α_w	Определяется по номограмме на черт. 5
12. Угол профиля	α_t	Определяется по номограмме на черт. 6. Если $\beta=0$, то $\alpha_t=\alpha$
Расчет постоянной хорды зуба и высоты до постоянной хорды		
13. Постоянная хорда зуба, выраженная в долях модуля	шестерни	$\overline{s}^*_{c1}$ — Определяется по табл. 4 приложения 1 к ГОСТ 16532—70
	колеса	$\overline{s}^*_{c2}$ — Определяется по табл. 2
14. Постоянная хорда зуба	**шестерни**	$\overline{s}_{c1}$ — $\overline{s}_{c1}=\overline{s}^*_{c1}m$
	колеса	$\overline{s}_{c2}$ — $\overline{s}_{c2}=\overline{s}^*_{c2}m$. Если значения $\overline{s}^*_{c2}$ находятся в пределах, определяемых табл. 2 при $h^*_l-h^*_a\geqslant 1$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755—81 и ГОСТ 9587—81), проверку условия $\rho_{s2}<\rho_{\rho 2}$ производить не требуется. ρ_{s2} — по табл. 4, п. 1 настоящего стандарта; $\rho_{\rho 2}$ — по табл. 5, п. 3 настоящего стандарта. При исходном контуре по ГОСТ 13755—81 с модификацией головки зуба $h^*_g=0{,}45$ и $x>0$ проверку условия $\rho_{s2}>\rho_{g2}$ производить не требуется. ρ_{g2} — по табл. 5, п. 5 настоящего стандарта.
15. Расстояние постоянной хорды от делительной окружности, выраженное в долях модуля	**шестерни**	$\overline{h}^*_{\Delta 1}$ — **Определяется по табл. 4 приложения 1 к ГОСТ 16532—70**
	колеса	$\overline{h}^*_{\Delta 2}$ — Определяется по табл. 2

Продолжение табл. 1

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания	
16. Высота до постоянной хорды	шестерни	$\overline{h}_{c1}$	$\overline{h}_{c1}=0,5(d_{a1}-d_1)-\overline{h}^*_{\Delta 1}m$	
	колеса	$\overline{h}_{c2}$	$\overline{h}_{c2}=0,5(d_2-d_{a2})-\overline{h}^*_{\Delta 2}m$	

Расчет коэффициента торцового перекрытия прямозубой передачи

17. Вспомогательная величина	шестерни	$Д_{a1}$	$Д_{a1}=\frac{d_{a1}-d_1}{d_1}$	Если имеется притупление продольной кромки зуба, то вместо d_{a1} и d_{a2} следует соответственно подставлять d_{k1} и d_{k2}
	колеса	$Д_{a2}$	$Д_{a2}=\frac{d_{a2}-d_2}{d_2}$	
	передачи	$Д_w$	$Д_w=\frac{a_w-a}{a}$	
18. Вспомогательная величина	шестерни	E_{a1}	Определяется по табл. 3	
	колеса	E_{a2}		
	передачи	E_w		
19. Составляющие коэффициента торцового перекрытия	шестерни	ε_{a1}	$\varepsilon_{a1}=z_1(E_{a1}-E_w)$	Формулы справедливы при условиях, указанных в табл. 7, п. 15 настоящего стандарта
	колеса	ε_{a2}	$\varepsilon_{a2}=z_2(E_w-E_{a2})$	
20. Коэффициент торцового перекрытия		ε_α	$\varepsilon_\alpha=\varepsilon_{a1}+\varepsilon_{a2}$	

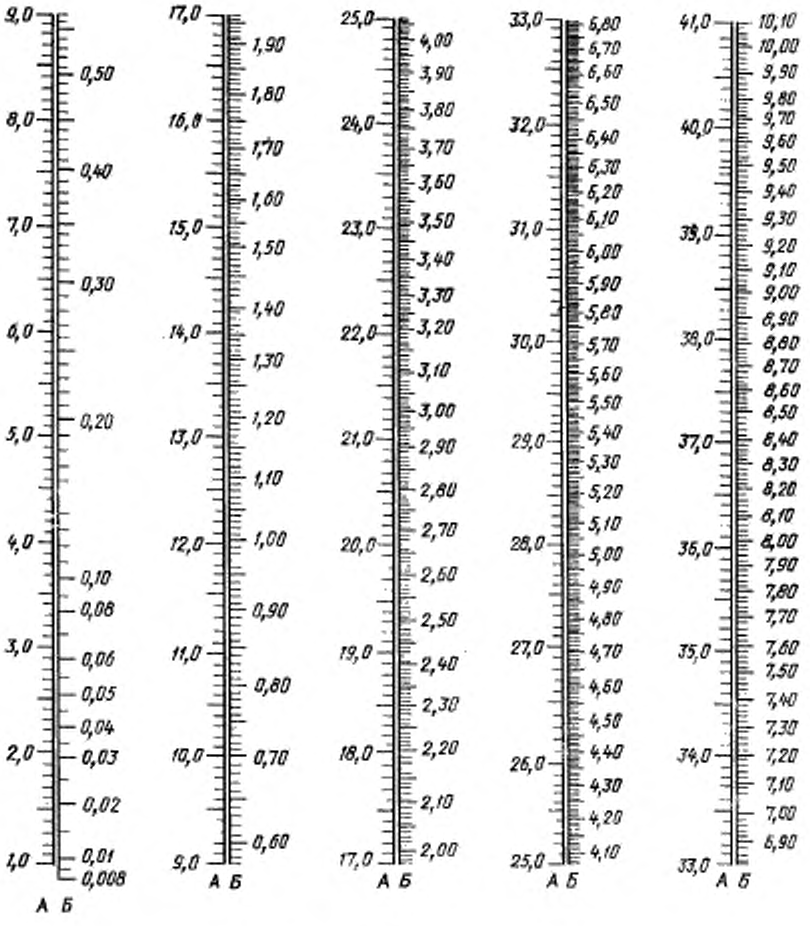
Дополнительный расчет при наличии подрезания зуба шестерни прямозубой передачи, если $\rho_{p1}<\rho_{l1}$

21. Вспомогательная величина	$Ж_1$	$Ж_1=\frac{2000}{z_1\cos\alpha}(x_{1\min}-x_1)$, где $x_{1\min}$ — по табл. 7, п. 5 настоящего стандарта	Определяется при подрезании исходной производящей рейкой
22 Угол профиля в граничной точке профиля зуба шестерни, подрезанной исходной производящей рейкой	α_{l1}	$\operatorname{tg}\alpha_{l1}$ определяется по черт. 11	
23. Вспомогательный угол	λ	$\operatorname{tg}\lambda=\frac{z_1+z_0}{z_0}\operatorname{tg}\alpha_{w0}$, где α_{w0} — по табл. 2 приложения 4 ГОСТ 16532—70	Определяется при подрезании зуборезным долбяком
24. Вспомогательная величина	u_1	Определяется по черт. 12	
25. Угол профиля в граничной точке профиля зуба шестерни, подрезанной долбяком	α_{l1}	$\operatorname{tg}\alpha_{l1}=0,01745(\alpha_{a0}-\lambda)u_1$, где α_{a0} и λ — в градусах	
26. Коэффициент торцового перекрытия передачи, в которой шестерня имеет подрезанные зубья	ε_α	$\varepsilon_\alpha=\frac{z_1(\operatorname{tg}\alpha_{a1}-\operatorname{tg}\alpha_{l1})}{2\pi}$, где α_{a1} — по табл. 5, п. 2 настоящего стандарта	

Номограмма для определения вспомогательной величины $Б$ при заданном межосевом расстоянии $a_ш$

($\alpha=20°$; $a_ш > a$)

$$Б = 500\,\frac{\text{inv}\varphi - \text{inv}\alpha}{\text{tg}\alpha} - A, \text{ где } \cos\varphi = \frac{500\cos\alpha}{A+500}$$



Черт. 1

Пример: Дано: $z_1=20$, $z_2=60$, $m=5$ мм, $a_ш=101{,}35$ мм.

Расчет $y = \frac{a_ш}{m} - \frac{z_2+z_1}{2} = 0{,}271$,

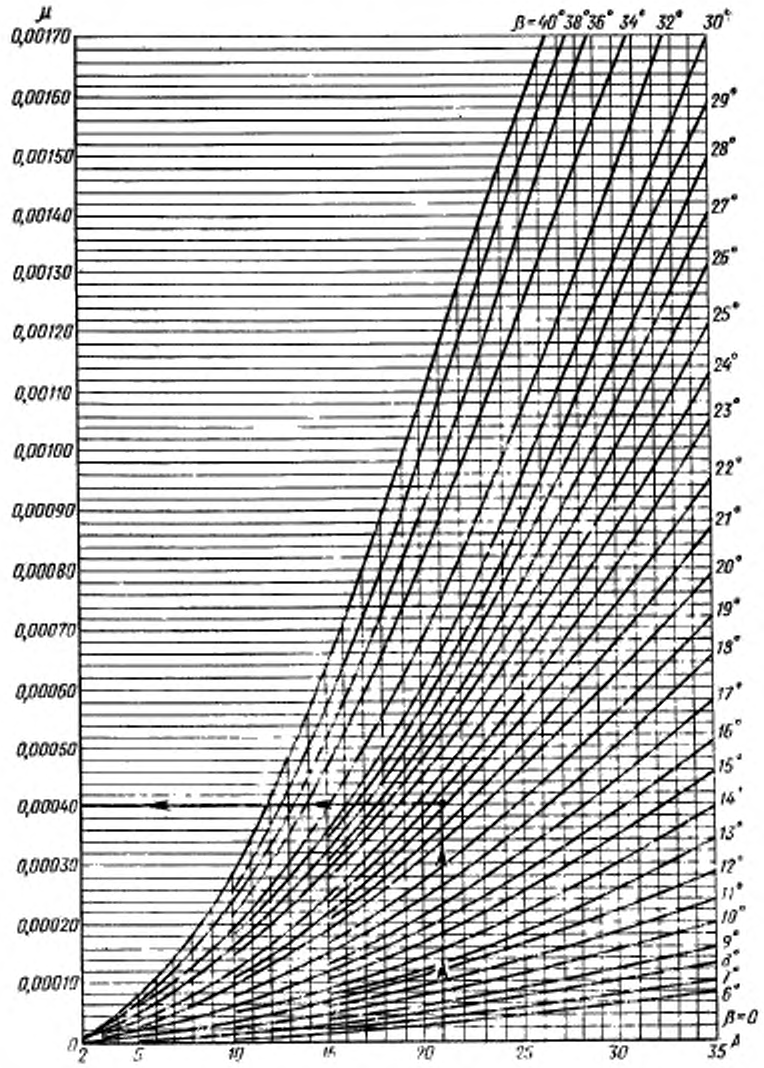
$A = \frac{1000y}{z_2-z_1} = \frac{1000 \cdot 0{,}271}{40} = 6{,}78$.

По номограмме определяем $Б=0{,}328$.

График для определения вспомогательной величины μ в зависимости от A и β(α=20°)

$$\mu = \frac{\text{inv}\alpha_w - \text{io}v\alpha}{2\text{tg}\alpha} - \frac{\text{inv}\alpha t_w - \text{inv}\alpha_t}{2\text{tg}\alpha_t},$$

где $\cos\alpha_w = \dfrac{\cos\alpha}{1 + \dfrac{A}{500}}$; $\cos\alpha_{tw} = \dfrac{\cos\alpha_t}{1 - \dfrac{A}{500}}$



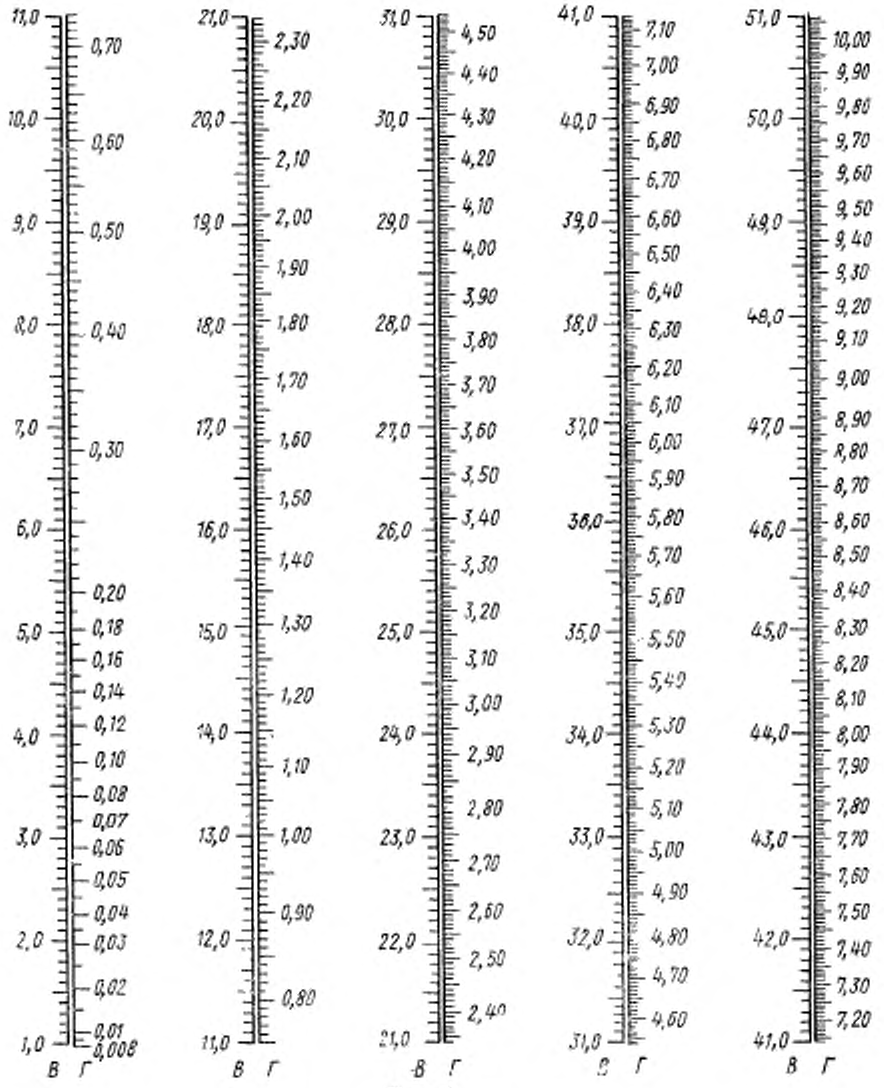
Черт. 2

Пример. Дано: $A=20{,}97$, $\beta=22°$.
По графику определяем $\mu=0{,}00040$ (см. пунктир).

Номограмма для определения вспомогательной величины Γ при заданном коэффициенте разности смещений x_d

(α=20°; $\alpha_w > \alpha$)

$$\Gamma = B - 500\left(\frac{\cos\alpha}{\cos\gamma} - 1\right); \quad \text{где } \operatorname{inv}\gamma = B\,\frac{1g\alpha}{500} + \operatorname{inv}\alpha$$



Черт. 3

Пример. Дано: $z_1=20$, $z_2=60$, $m=5$ мм, $x_1=0{,}242$, $x_2=0{,}526$.

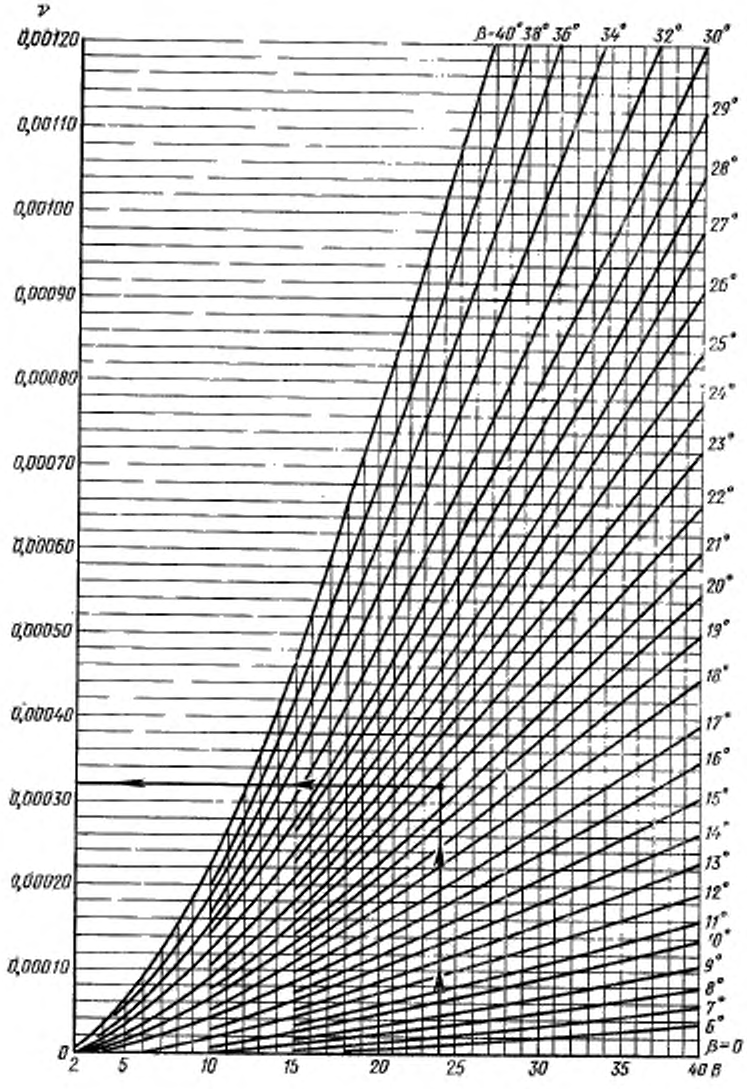
Расчет $B = \dfrac{1000x_d}{z_2-z_1} = \dfrac{1000\cdot 0{,}284}{40} = 7{,}1$.

По номограмме определяем $\Gamma=0{,}328$.

График для определения вспомогательной величины ν в зависимости от B и β ($\alpha=20°$)

$$\nu=0{,}5\left(\frac{\cos\alpha_t}{\cos\alpha_{tw}}-\frac{\cos\alpha}{\cos\alpha_w}\right),\quad \text{где } \operatorname{inv}\alpha_{tw}=B\frac{\operatorname{tg}\alpha_t}{500}+\operatorname{inv}\alpha_t;$$

$$\operatorname{inv}\alpha_w=B\frac{\operatorname{tg}\alpha}{500}+\operatorname{inv}\alpha$$

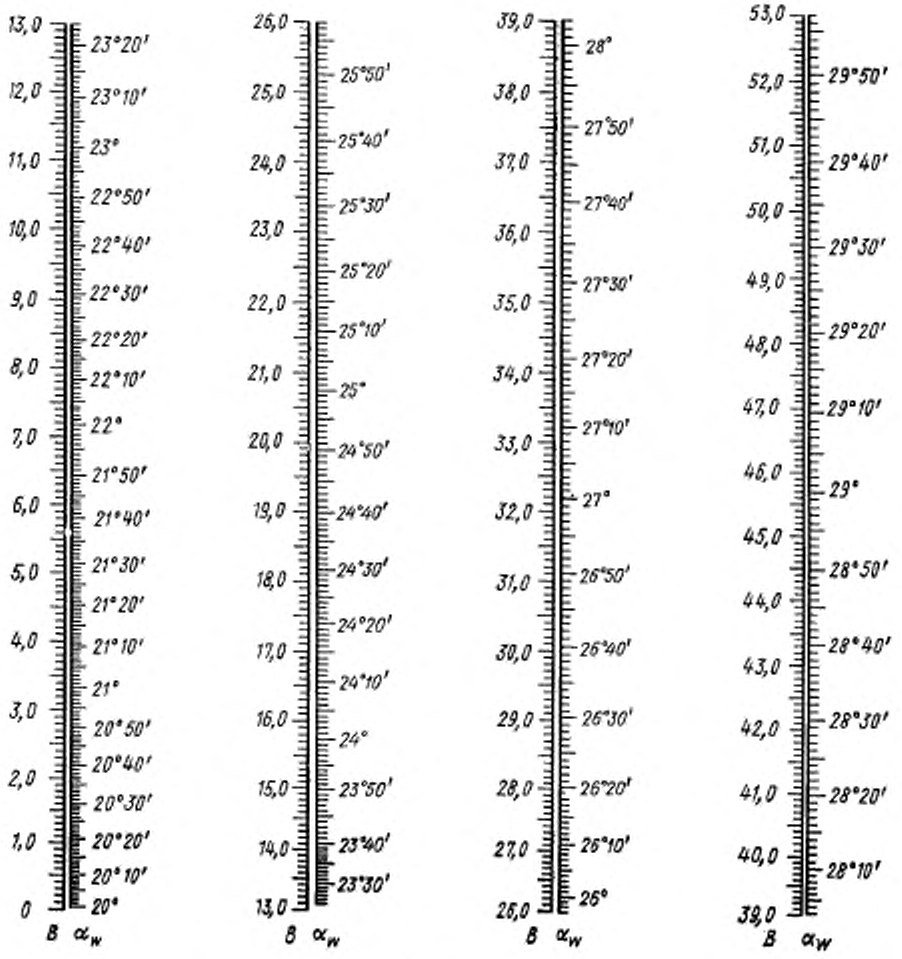


Черт. 4

Пример. Дано: $B=23{,}49$, $\beta=22°$.
По графику определяем $\nu=0{,}00032$ (см. пунктир).

Номограмма для определения величины α_w в зависимости от x_d и z_2-z_1 ($\alpha=20°$, $x_d>0$)

$$\text{inv}\alpha_w = B\,\frac{\text{tg}\alpha}{500} + \text{inv}\alpha$$



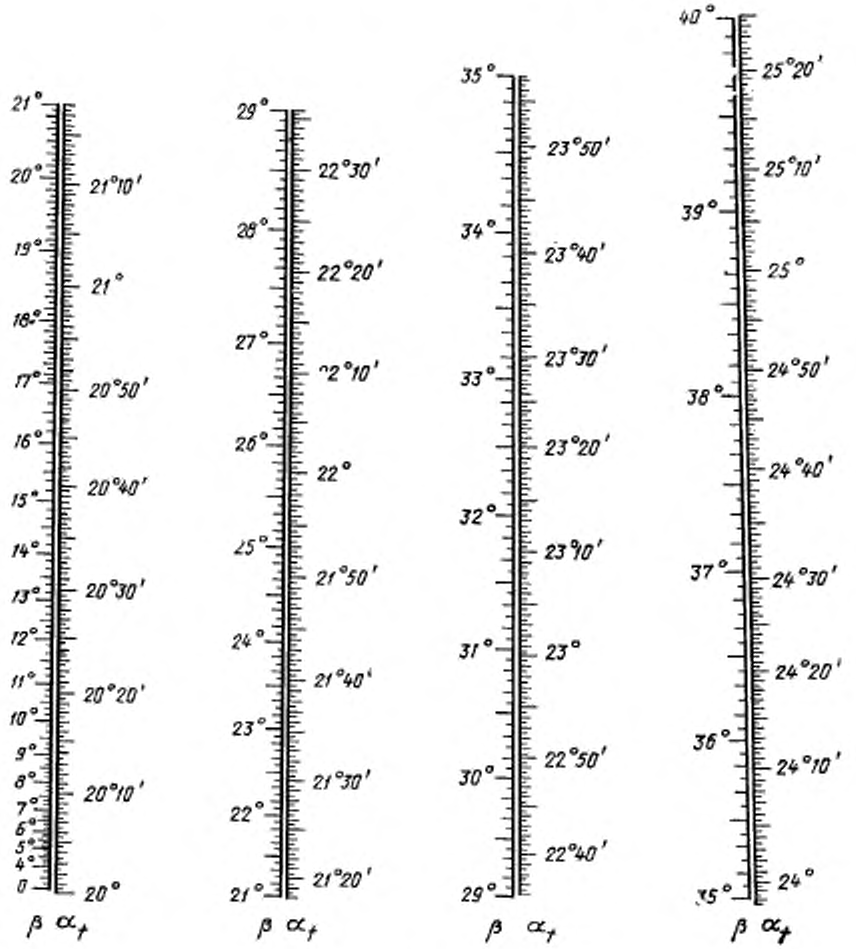
Черт. 5

Пример. Дано: $z_2-z_1=40$, $x_d=0{,}284$.

Расчет $B=\dfrac{1000x_d}{z_2-z_1}=\dfrac{1000\cdot 0{,}284}{40}=7{,}1$,

По номограмме определяем $\alpha_w=22°$.

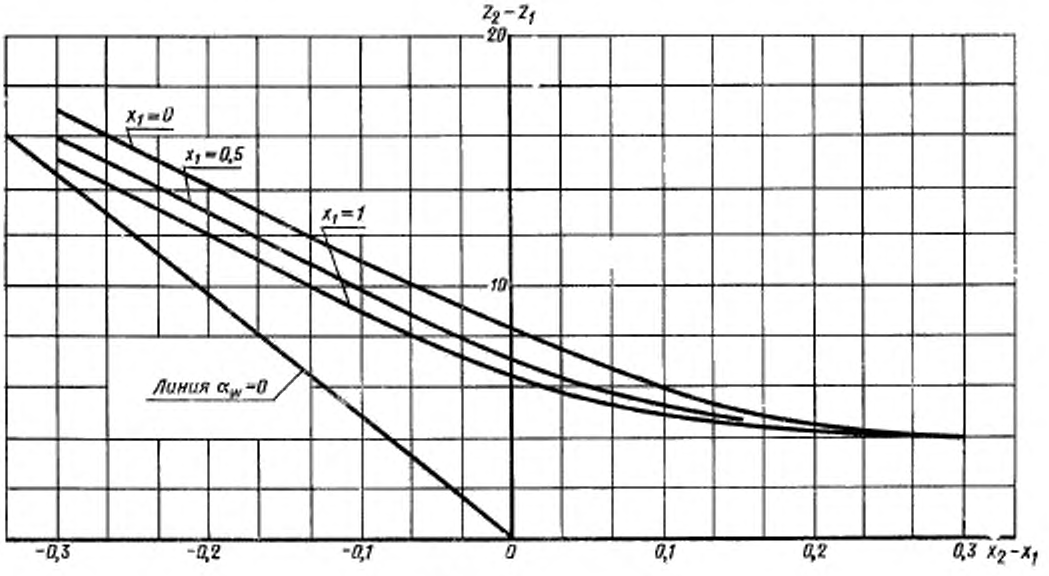
Номограмма для определения величины α_t в зависимости от β ($\alpha=20°$)



Черт. 6

Пример. Дано: $\beta=22°$.
По номограмме определяем $\alpha_t=21°26'$.

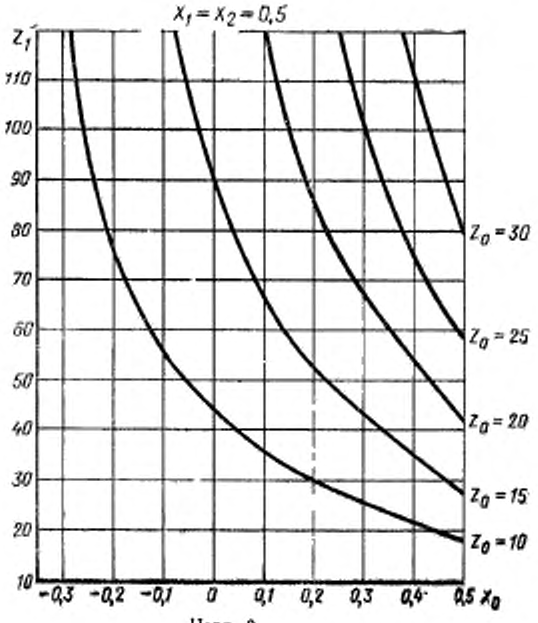
График для проверки отсутствия интерференции вершин зубьев ($\alpha=20°$, $h_a^*=1$, $\beta=0$, d_{a1} и d_{a2} — по табл. 2, п. 13 настоящего стандарта)



Черт. 7

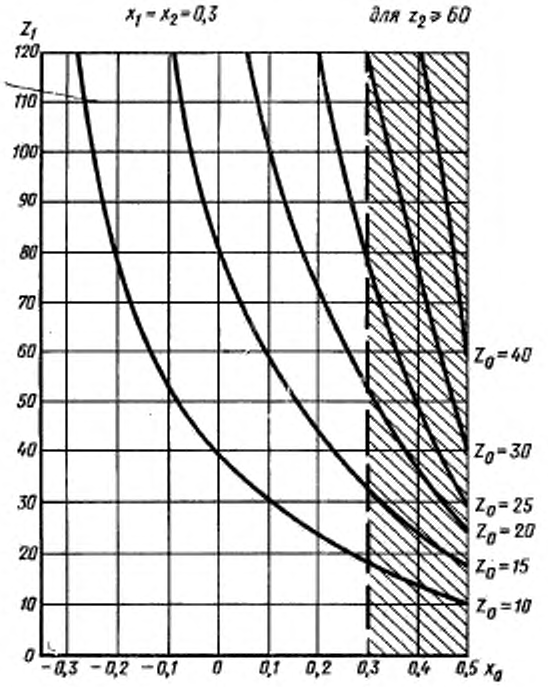
Примечание. Область отсутствия интерференции над кривой соответствующего смещения x_1. В непосредственной близости под кривой находится область, требующая уточнения.

Графики для проверки отсутствия интерференции продольной кромки зуба шестерни с переходной поверхностью зуба колеса ($\alpha=20°$, $h_a^*=1$, $h_{a\phi}^*=1,25$, $\beta=0$, d_{a1} и d_{a2} — по табл. 2, п. 13 настоящего стандарта)



Черт. 8

Справедливо только

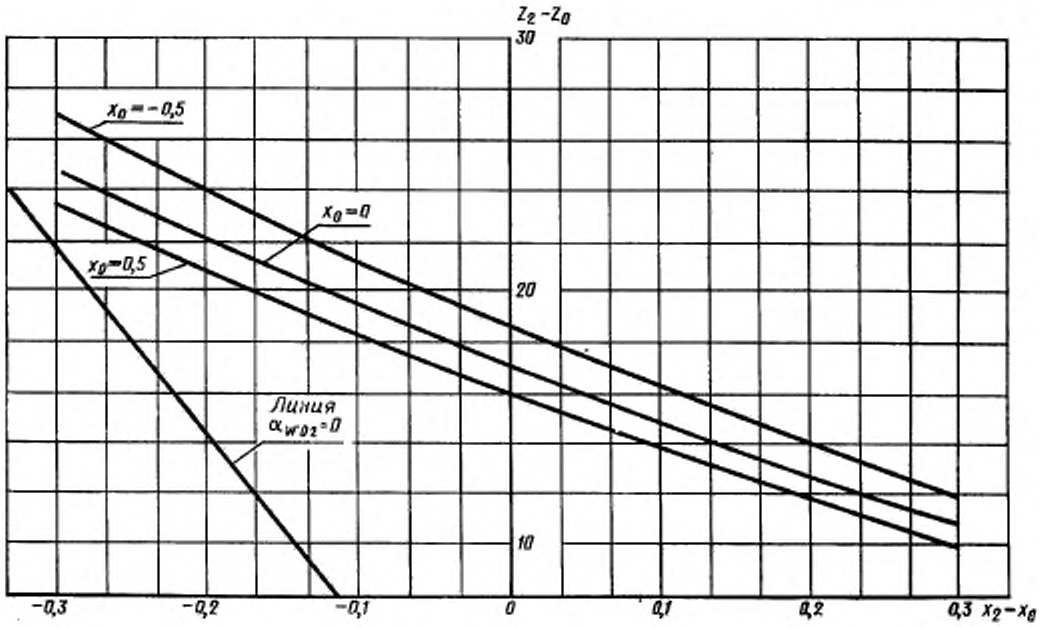


Черт. 9

Примечание к черт. 8 и 9. Область отсутствия интерференции — под кривой соответствующего числа зубьев долбяка z_0. Область над кривой требует уточнения в зависимости от числа зубьев колеса z_2.

График для проверки отсутствия срезания зуба колеса при радиальной подаче зуборезного долбяка

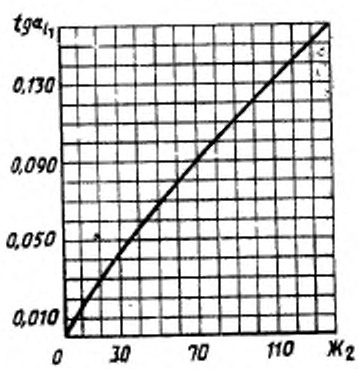
($\alpha=20°$, $h_a^*=1$, $h_{a0}^*=1{,}25$, $\beta=0$, d_{a2} — по табл. 2, п. 13 настоящего стандарта)



Черт. 10

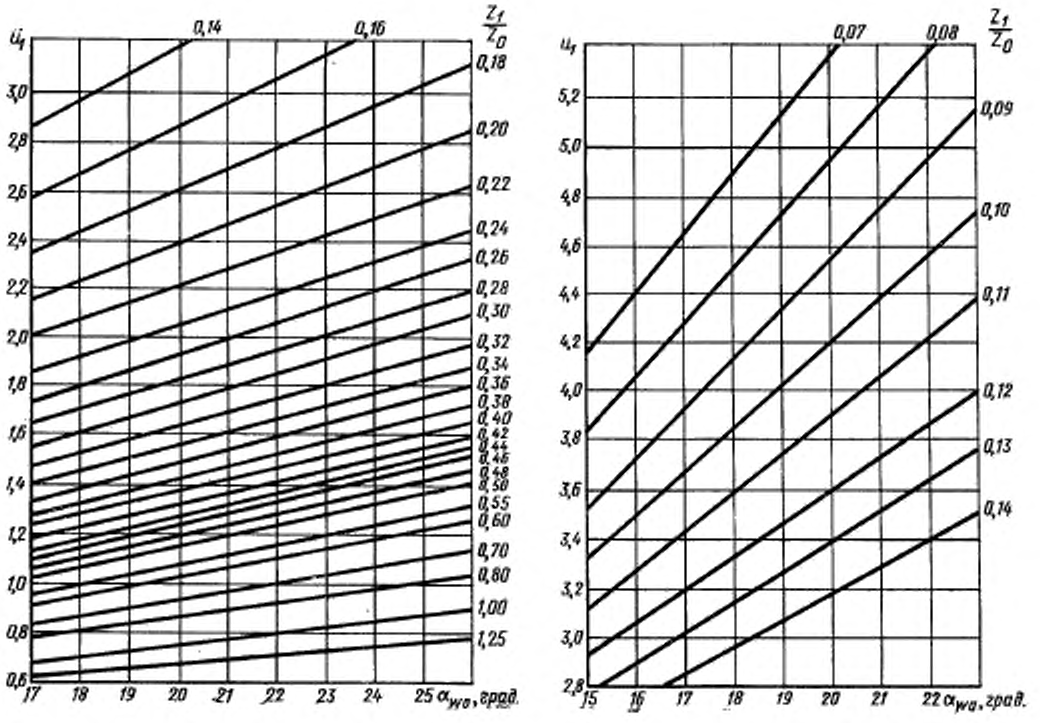
Примечание. Область отсутствия срезания над кривой соответствующего смещения x_0. В непосредственной близости под кривой находится область, требующая уточнения.

График для определения величины $\operatorname{tg}\alpha_{t1}$ в зависимости от вспомогательной величины $Ж_1$ ($\alpha=20°$)



Черт. 11

График для определения вспомогательной величины u_1 зависимости от угла $\alpha_{w\tau}$ и отношения $\frac{z_1}{z_0}$ ($\alpha=20°$)



Черт. 12

Таблица 2

Значения постоянной хорды зуба колеса $\overline{s}^*_{c2}$ и расстояния ее от делительной окружности $\overline{h}^*_{\Delta 2}$, выраженные в долях модуля ($\alpha=20°$)

$$\overline{s}^*_{c2}=\frac{\pi}{2}\cos^2\alpha-x_2\sin 2\alpha$$

$$\overline{h}^*_{\Delta 2}=0{,}5\,\overline{s}^*_{c2}\cdot\operatorname{tg}\alpha$$

x_2	$\overline{s}^*_{c2}$	$\overline{h}^*_{\Delta 2}$	x_2	$\overline{s}^*_{c2}$	$\overline{h}^*_{\Delta 2}$
—0,50	1,7084	0,3109	—0,33	1,5992	0,2910
—0,49	1,7020	0,3098	—0,32	1,5927	0,2899
—0,48	1,6956	0,3086	—0,31	1,5863	0,2887
—0,47	1,6892	0,3074	—0,30	1,5799	0,2875
—0,46	1,6827	0,3062	—0,29	1,5735	0,2864
—0,45	1,6763	0,3051	—0,28	1,5670	0,2852
—0,44	1,6699	0,3039	—0,27	1,5606	0,2840
—0,43	1,6635	0,3027	—0,26	1,5542	0,2828
—0,42	1,6570	0,3016	—0,25	1,5477	0,2817
—0,41	1,6506	0,3004	—0,24	1,5413	0,2805
—0,40	1,6442	0,2992	—0,23	1,5349	0,2793
—0,39	1,6377	0,2891	—0,22	1,5285	0,2782
—0,38	1,6313	0,2969	—0,21	1,5220	0,2770
—0,37	1,6249	0,2957	—0,20	1,5156	0,2758
—0,36	1,6185	0,2945	—0,19	1,5092	0,2747
—0,35	1,6120	0,2934	—0,18	1,5028	0,2735
—0,34	1,6056	0,2922	—0,17	1,4963	0,2723

Продолжение табл. 2

x_1	$\overline{s}^*_{c2}$	$\overline{h}^*_{\Delta 2}$	x_1	$\overline{s}^*_{c2}$	$\overline{h}^*_{\Delta 2}$
—0,16	1,4899	0,2711	0,43	1,1107	0,2021
—0,15	1,4835	0,2700	0,44	1,1042	0,2010
—0,14	1,4770	0,2688	0,45	1,0978	0,1998
—0,13	1,4706	0,2676	0,46	1,0914	0,1986
—0,12	1,4642	0,2665	0,47	1,0850	0,1975
—0,11	1,4578	0,2653	0,48	1,0785	0,1963
—0,10	1,4513	0,2641	0,49	1,0721	0,1951
—0,09	1,4449	0,2630	0,50	1,0657	0,1940
—0,08	1,4385	0,2618	0,51	1,0593	0,9278
—0,07	1,4320	0,2606	0,52	1,0528	1,9159
—0,06	1,4256	0,2954	0,53	1,0464	1,9043
—0,05	1,4192	0,2583	0,54	1,0400	1,8925
—0,04	1,4128	0,2571	0,55	1,0336	1,8810
—0,03	1,4063	0,2559	0,56	1,0271	1,8692
—0,02	1,3999	0,2548	0,57	1,0207	1,8575
—0,01	1,3935	0,2536	0,58	1,0143	1,8459
—0,00	1,3870	0,2524	0,59	1,0078	1,8340
0,01	1,3806	0,2513	0,60	1,0014	1,8224
0,02	1,3742	0,2501	0,61	0,9950	1,8108
0,03	1,3678	0,2490	0,62	0,9886	1,7991
0,04	1,3614	0,2478	0,63	0,9821	1,7873
0,05	1,3549	0,2466	0,64	0,9757	1,7756
0,06	1,3485	0,2454	0,65	0,9693	1,7640
0,07	1,3421	0,2443	0,66	0,9629	1,7523
0,08	1,3356	0,2431	0,67	0,9564	1,7405
0,09	1,3292	0,2419	0,68	0,9500	1,7289
0,10	1,3228	0,2408	0,69	0,9436	1,7172
0,11	1,3164	0,2396	0,70	0,9371	1,7054
0,12	1,3099	0,2384	0,71	0,9307	1,6939
0,13	1,3035	0,2372	0,72	0,9243	1,6821
0,14	1,2971	0,2361	0,73	0,9179	1,6704
0,15	1,2906	0,2349	0,74	0,9114	1,6586
0,16	1,2842	0,2337	0,75	0,9050	1,6470
0,17	1,2778	0,2326	0,76	0,8986	1,6353
0,18	1,2714	0,2314	0,77	0,8921	1,6235
0,19	1,2649	0,2302	0,78	0,8857	1,6118
0,20	1,2585	0,2291	0,79	0,8793	1,6002
0,21	1,2521	0,2279	0,80	0,8729	1,5885
0,22	1,2457	0,2267	0,81	0,8664	1,5767
0,23	1,2392	0,2255	0,82	0,8600	1,5651
0,24	1,2328	0,2244	0,83	0,8536	1,5534
0,25	1,2264	0,2232	0,84	0,8471	1,5416
0,26	1,2199	0,2220	0,85	0,8407	1,5299
0,27	1,2135	0,2209	0,86	0,8343	1,5183
0,28	1,2071	0,2197	0,87	0,8279	1,5067
0,29	1,2007	0,2185	0,88	0,8214	1,4948
0,30	1,1942	0,2174	0,89	0,8150	1,4832
0,31	1,1878	0,2162	0,90	0,8086	1,4715
0,32	1,1814	0,2150	0,91	0,8022	1,4599
0,33	1,1749	0,2138	0,92	0,7957	1,4481
0,34	1,1685	0,2127	0,93	0,7893	1,4364
0,35	1,1621	0,2115	0,94	0,7829	1,4248
0,36	1,1557	0,2103	0,95	0,7764	1,4129
0,37	1,1492	0,2092	0,96	0,7700	1,4013
0,38	1,1428	0,2080	0,97	0,7635	1,3895
0,39	1,1364	0,2068	0,98	0,7571	1,3778
0,40	1,1299	0,2057	0,99	0,7507	1,3662
0,41	1,1235	0,2045	1,00	0,7443	1,3545
0,42	1,1171	0,2033			

Таблица 3

Значения коэффициента E для прямозубой передачи ($\alpha=20°$)

ЗНАЧЕНИЯ E_y ПРИ $Д<0$

$Д$	−0,000	−0,001	−0,002	−0,003	−0,004	−0,005	−0,006	−0,007	−0,008	−0,009
0,000	0,0579	0,0574	0,0569	0,0564	0,0559	0,0554	0,0549	0,0544	0,0538	0,0533
−0,010	528	522	517	511	506	500	495	489	483	477
−0,020	471	465	459	453	447	440	434	428	421	414
−0,030	0,0408	0,0401	0,0394	0,0387	0,0379	0,0372	0,0364	0,0357	0,0349	0,0341
−0,040	333	324	316	307	298	288	279	269	259	248
−0,050	236	224	212	199	185	170	153	134	112	084

ЗНАЧЕНИЯ E_y ПРИ $Д>0$

$Д$	0,000	0,001	0,002	0,003	0,004	0,005	0,006	0,007	0,008	0,009
0,000	0,0579	0,0584	0,0589	0,0594	0,0598	0,0603	0,0608	0,0613	0,0618	0,0622
0,010	627	632	636	640	645	649	654	658	663	667
0,020	672	676	680	685	689	693	697	702	706	710
0,030	714	718	722	726	730	734	739	743	747	751
0,040	755	759	762	766	770	774	778	782	786	790
0,050	0,0793	0,0797	0,0801	0,0805	0,0808	0,0812	0,0816	0,0820	0,0823	0,0827
0,060	831	834	838	842	845	849	852	856	860	863
0,070	867	870	874	877	881	884	888	891	895	898
0,080	902	905	908	912	915	919	922	925	929	932
0,090	935	939	942	945	949	952	955	959	962	965
0,100	0,0968	0,0972	0,0975	0,0978	0,0981	0,0985	0,0988	0,0991	0,0994	0,0997
0,110	0,1001	0,1004	0,1007	0,1010	0,1013	0,1016	0,1020	0,1023	0,1026	0,1029
0,120	0,1032	035	038	041	044	048	051	054	057	060
0,130	063	066	069	072	075	078	081	084	087	090
0,140	093	096	099	102	105	108	111	114	117	120
0,150	0,1123	0,1126	0,1129	0,1132	0,1134	0,1137	0,1140	0,1143	0,1146	0,1149
0,160	152	155	158	161	163	166	169	172	175	178
0,170	181	183	186	189	192	195	198	200	203	206
0,180	209	212	214	217	220	223	225	228	231	234
0,190	237	239	242	245	248	250	253	256	259	261
0,200	0,1264	0,1267	0,1269	0,1272	0,1275	0,1278	0,1280	0,1283	0,1286	0,1288
0,210	291	294	296	299	302	304	307	310	312	315
0,220	318	320	323	326	328	331	334	336	339	342
0,230	344	347	349	352	355	357	360	362	365	368
0,240	370	373	375	378	381	383	386	388	391	394
0,250	0,1396	0,1399	0,1401	0,1404	0,1406	0,1409	0,1411	0,1414	0,1417	0,1419
0,260	422	424	427	429	432	434	437	439	442	444
0,270	447	449	452	454	457	460	462	465	467	470
0,280	472	475	477	479	482	484	487	489	492	494
0,290	497	499	502	504	507	509	512	514	517	519
0,300	0,1521	0,1524	0,1526	0,1529	0,1531	0,1534	0,1536	0,1539	0,1541	0,1543

Примечание. Для произвольной концентрической окружности заданного диаметра $d_y E_y = \frac{\operatorname{tg}\alpha_y}{2\pi}$.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2
Рекомендуемое

БЛОКИРУЮЩИЕ КОНТУРЫ

Приведенные блокирующие контуры* построены для прямозубых передач без модификации профиля зубьев, у которых колесо окончательно обрабатывается стандартным зуборезным долбяком по ГОСТ 9323—79 без притупления продольной кромки зуба и без технологического утолщения ножки зуба, шестерня — стандартным долбяком по ГОСТ 9323—79 или стандартной червячной фрезой по ГОСТ 9324—80, а диаметры вершин рассчитаны по формулам, приведенным в табл. 3, п. 8 настоящего стандарта (без учета притупления продольных кромок зубьев). Тип и параметры конкретного инструмента учитывают следующим образом:

1) шестерню нарезают червячной фрезой или любым долбяком с номинальным делительным диаметром не менее 75 мм;

2) колесо нарезают любым долбяком с номинальными делительными диаметрами, приведенными в таблице.

Модуль m, мм	Число зубьев колеса z_2	Номинальный делительный диаметр долбяка, мм
От 1 до 2	От 63 до 100 Св. 100 до 200	38 38, 50
От 2,25 до 3,5	От 40 до 80 Св. 80 до 200	50 75, 100
От 3,75 и выше	От 40 до 200	75 и более

При модулях от 3,75 мм и выше блокирующие контуры не распространяются на зубчатые колеса, нарезаемые долбяками с числами зубьев z_0 менее 16.

При выборе коэффициентов смещения с помощью блокирующих контуров коэффициент торгового перекрытия ε_α, толщина зуба на поверхности вершин шестерен s_{a1} и величина радиального зазора c рассчитываются по формулам, приведенным в табл. 7 настоящего стандарта только в случаях, когда необходимо получить их уточненные значения.

Отсутствие интерференции и срезания вершин зубьев рекомендуется проверять только в тех случаях, когда на контуре выбрана точка, лежащая в разрешенной зоне контура в непосредственной близости от соответствующей ограничительной линии. Проверка производится по формулам, приведенным в настоящем стандарте, после окончательного уточнения типа и параметров применяемого инструмента.

На черт. 1 приведен пример блокирующего контура.

На чертежах приняты следующие обозначения:



— зона недопустимых значений коэффициента смещения исходного контура и зона подрезания зубьев;

1 — линия $\varepsilon = \varepsilon_\alpha = 1{,}0$.
2 — линия $s_{a1} = 0$;
3 — линия $s_{a2} = 0$;
4, 5 — линии $h = 2{,}5\ m$;
6 — линия срезания вершин зубьев шестерни переходной поверхностью зуба фрезы или долбяка;
7 — линия срезания вершин зубьев колеса переходной поверхностью зуба долбяка;
8 — линия интерференции с переходной поверхностью зуба шестерни, нарезанной долбяком;
9 — линия интерференции с переходной поверхностью зуба колеса;
10 — линия интерференции с переходной поверхностью зуба шестерни, нарезанной червячной фрезой;
11 — линия срезания при радиальной подаче долбяка;
12 — линия интерференции вершин при радиальной сборке передачи;
13 — линия x_{min} шестерни;
14 — линия $\alpha_w = 0$;
15 — линия радиального зазора во впадине колеса $c_0 = 0{,}1\ m$;
16 — линия $\varepsilon = \varepsilon_\alpha = 1{,}2$;
17 — линия $s_{a1} = 0{,}3m$;
18 — линия $s_{a2} = 0{,}3m$.

Пунктиром обозначены линии для зубчатых колес, нарезанных долбяком, переточенным до $^1/_3$ своей первоначальной высоты (при модулях 1—2 мм — до $^1/_2$ своей первоначальной высоты).

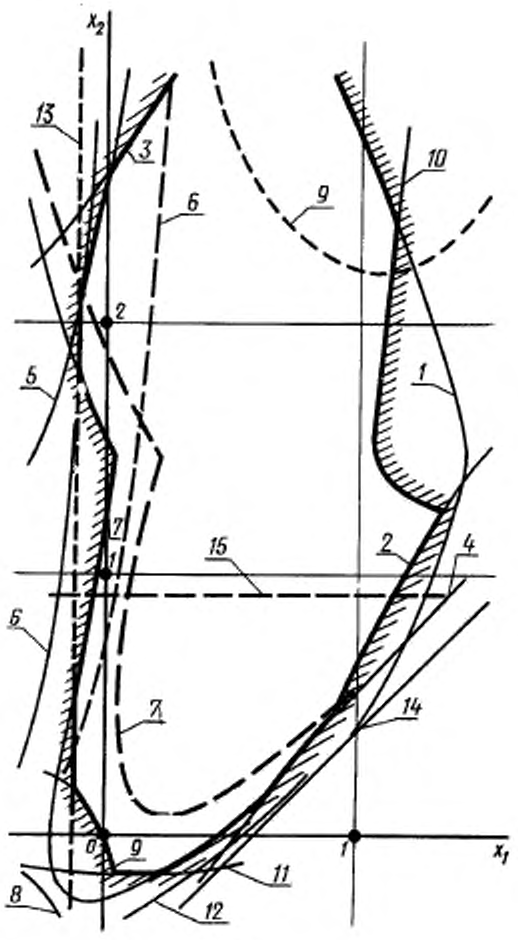
На некоторых контурах линии *6* и *7* имеют дополнительные обозначения в скобках, например, 6(17) указывающие, при каком числе зубьев переточенного до предела долбяка возникает данное ограничение.

Пример.

Дано: $z_1 = 17$, $z_2 = 77$, $m = 4$, $x_d = 0{,}5$.

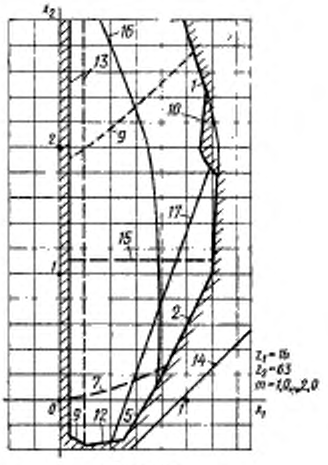
Разбивку x_d произвести так, чтобы при условиях $\varepsilon_\alpha \geqslant 1{,}2$ и $s_{a1} > 0{,}3\ m$ получить наибольшее значение x_1. По блокирующему контуру с числами зубьев, ближайшими к заданным ($z_1 = 20$, $z_2 = 80$, $m \geqslant 3{,}75$), находим, что этим условиям удовлетворяют коэффициенты смещения $x_1 = 0{,}9$ и $x_2 = 1{,}4$

* Определение дано в приложении 3 к ГОСТ 16532—70.

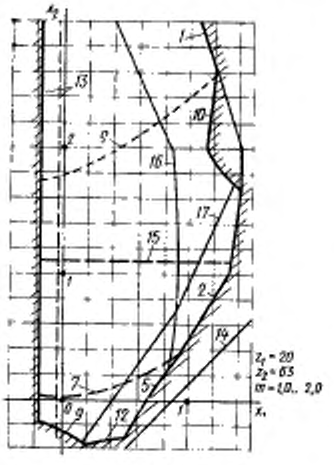


Черт. 1

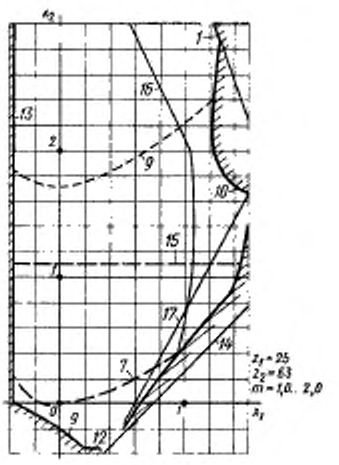
Блокирующие контуры для зубчатых передач с модулем m=1,0...2,0 мм



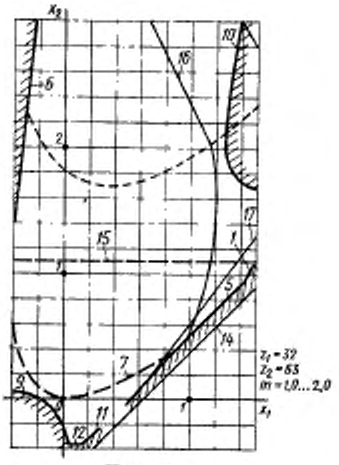
Черт. 2



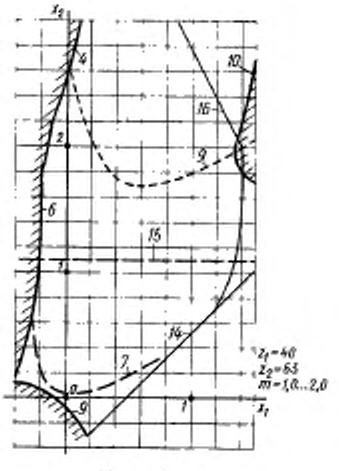
Черт. 3



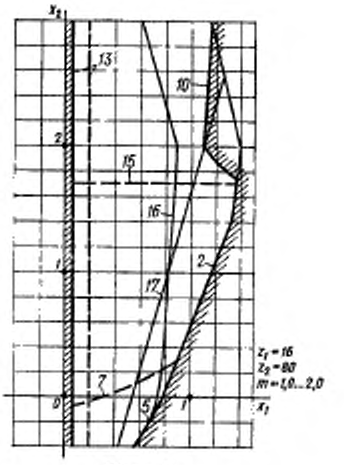
Черт. 4



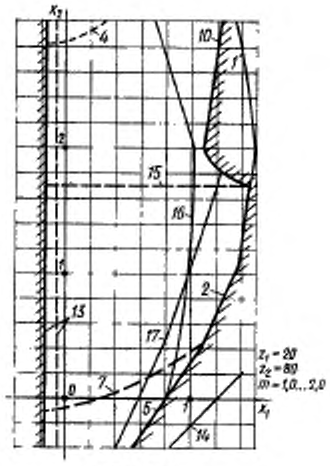
Черт. 5



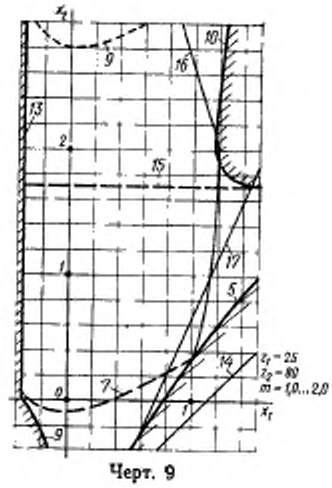
Черт. 6



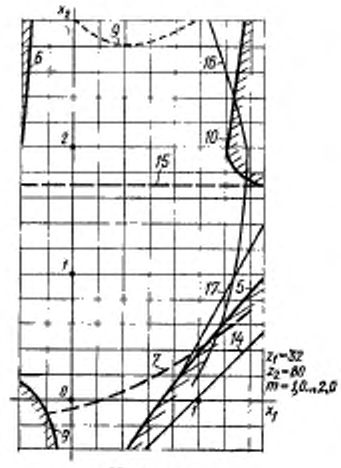
Черт. 7



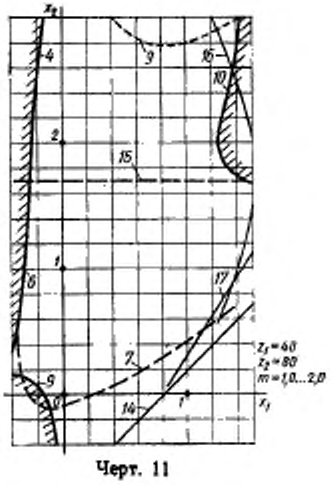
Черт. 8



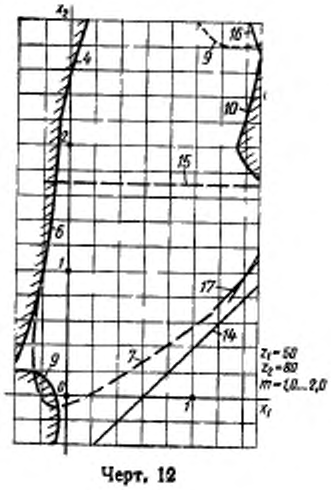
Черт. 9



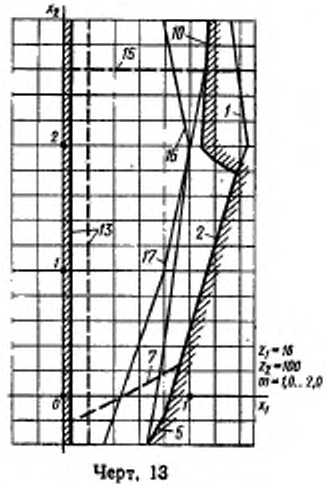
Черт. 10



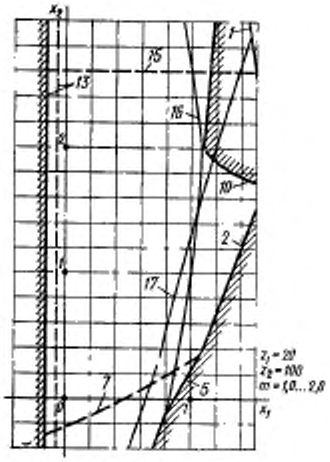
Черт. 11



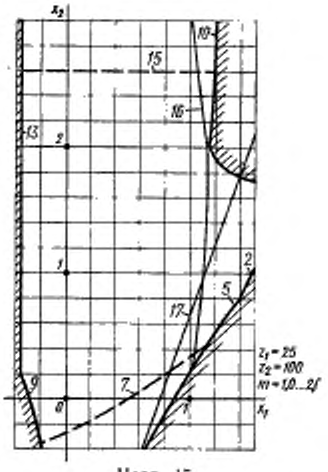
Черт. 12



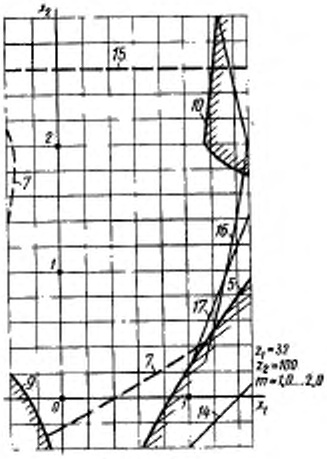
Черт. 13



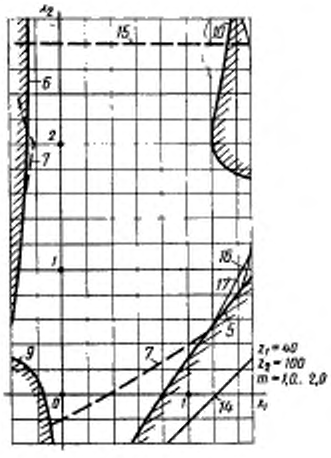
Черт. 14



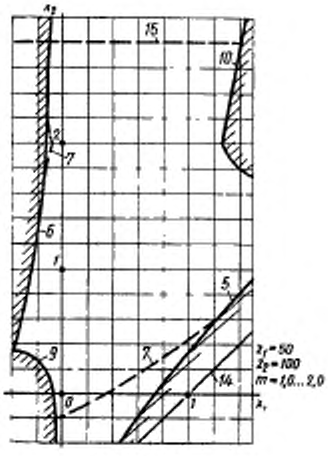
Черт. 15



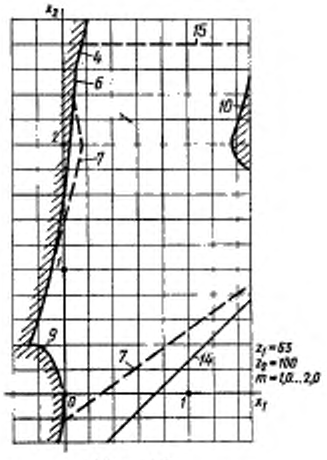
Черт. 16



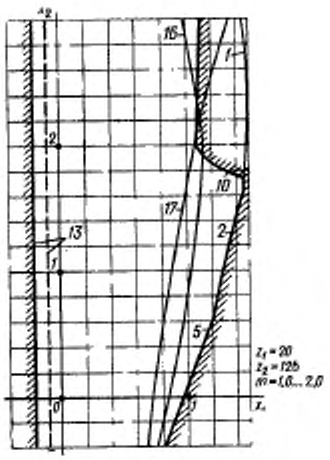
Черт. 17



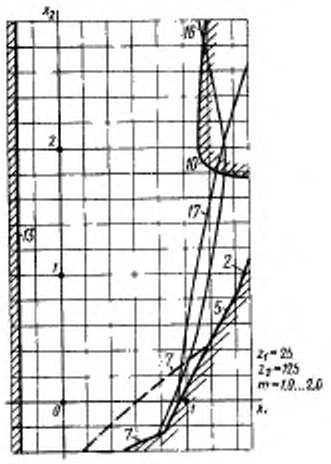
Черт. 18



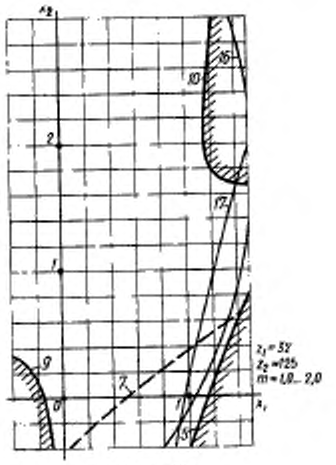
Черт. 19



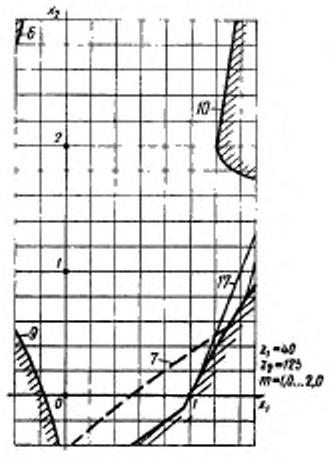
Черт. 20



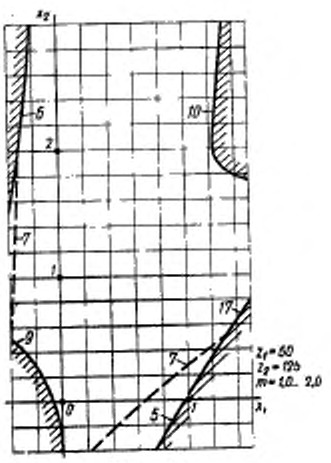
Черт. 21



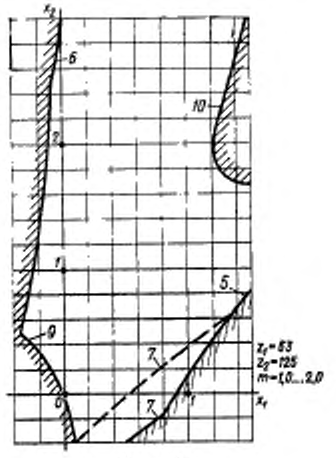
Черт. 22



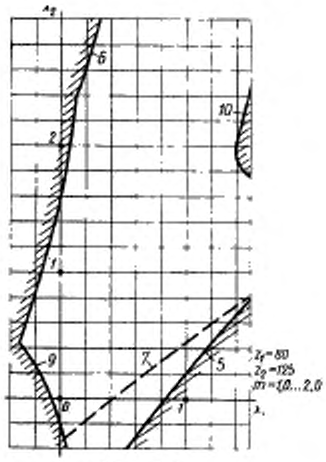
Черт. 23



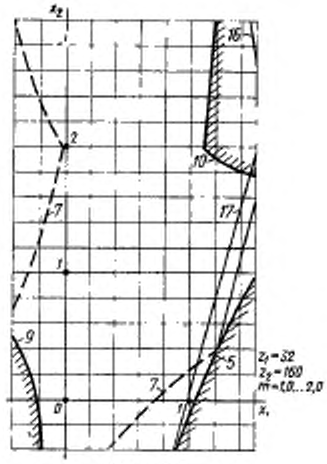
Черт. 24



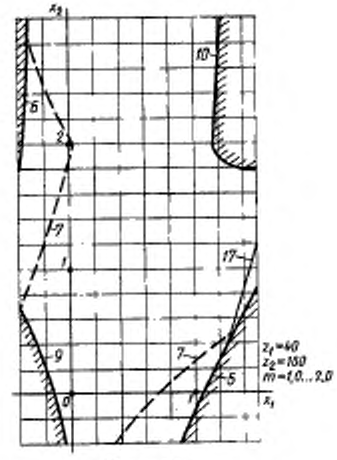
Черт. 25



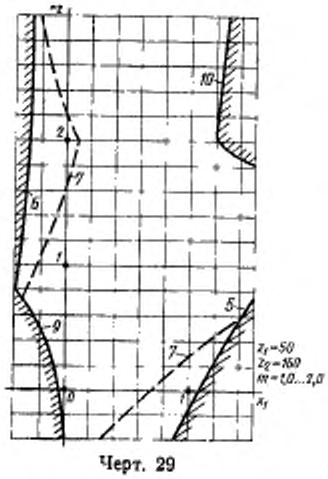
Черт. 26



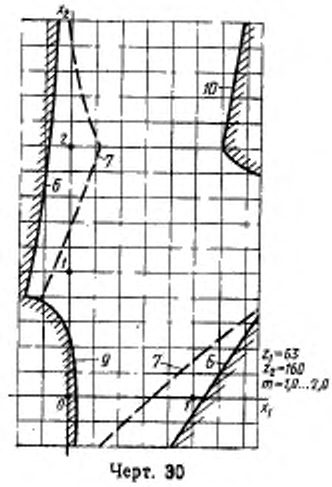
Черт. 27



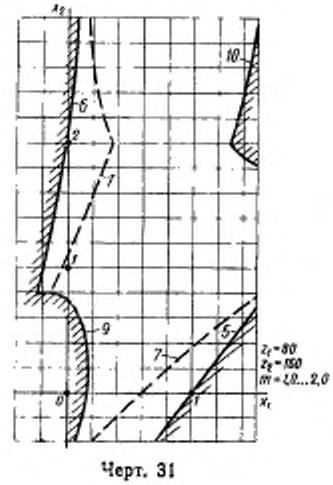
Черт 28



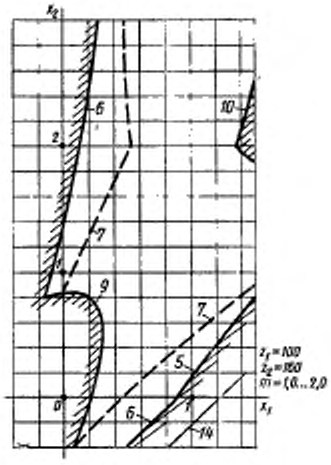
Черт. 29



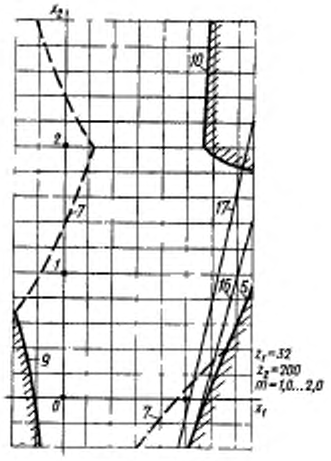
Черт. 30



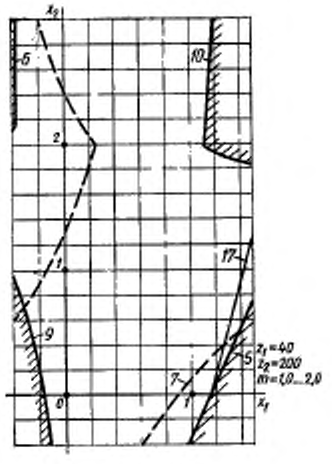
Черт. 31



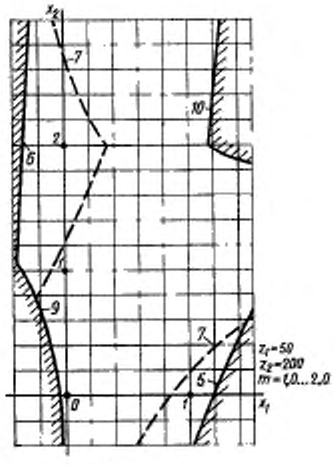
Черт. 32



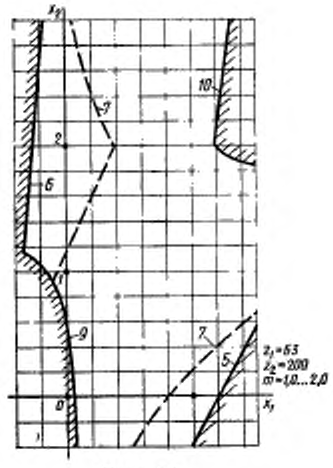
Черт. 33



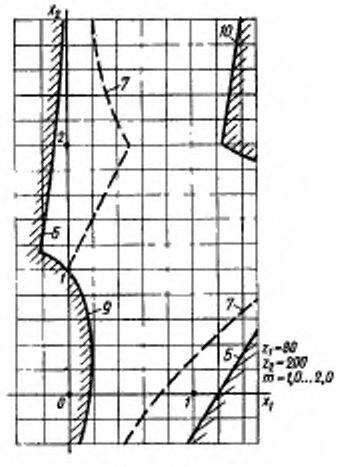
Черт. 34



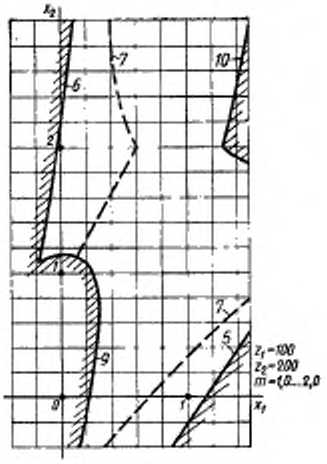
Черт. 35



Черт. 36

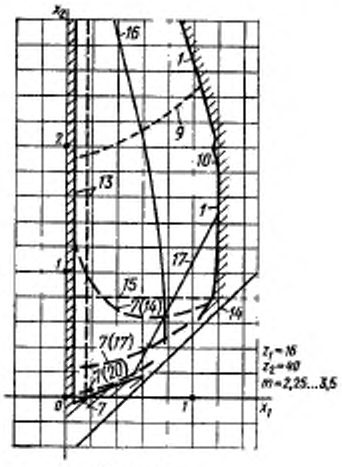


Черт. 37

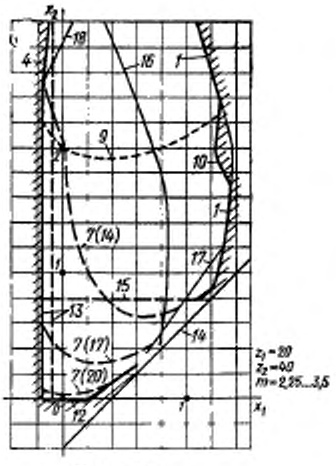


Черт. 38

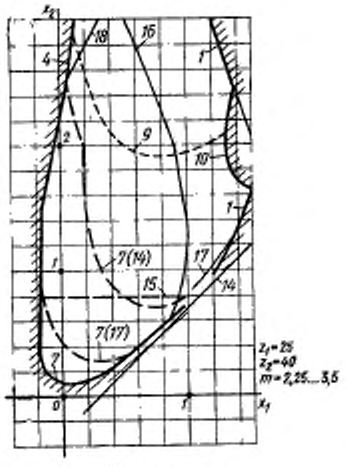
Блокирующие контуры для зубчатых колес с модулем $m=2,25...3,50$ мм



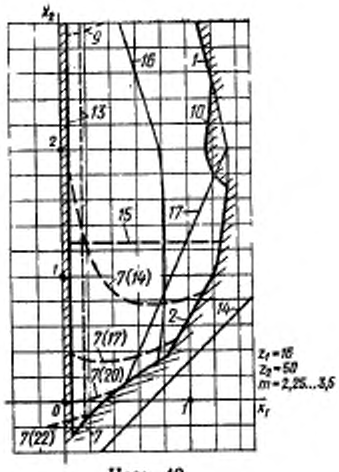
Черт. 39



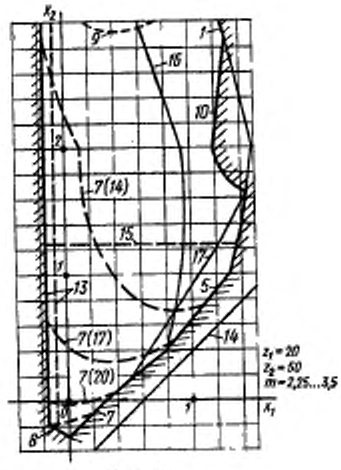
Черт 40



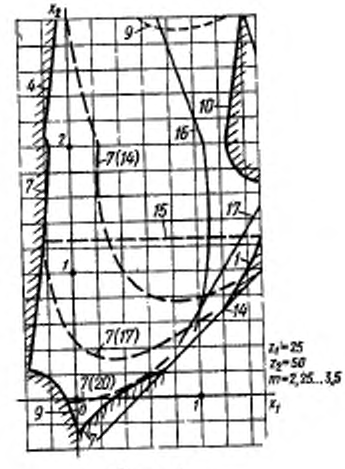
Черт. 41



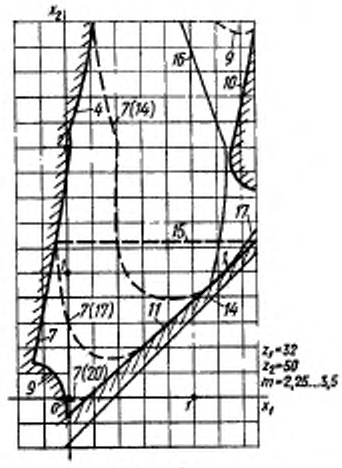
Черт. 42



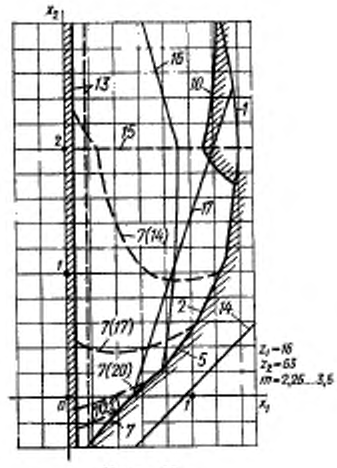
Черт 43



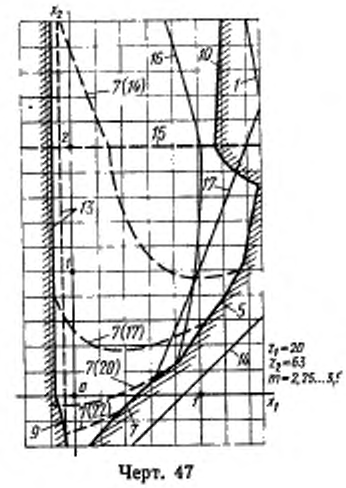
Черт. 44



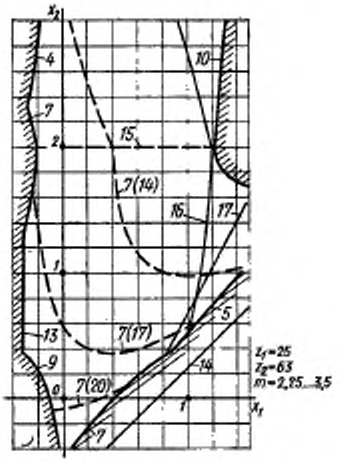
Черт. 45



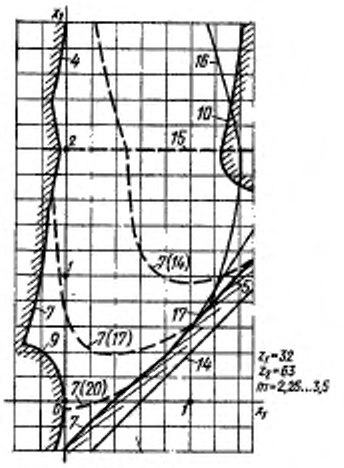
Черт. 46



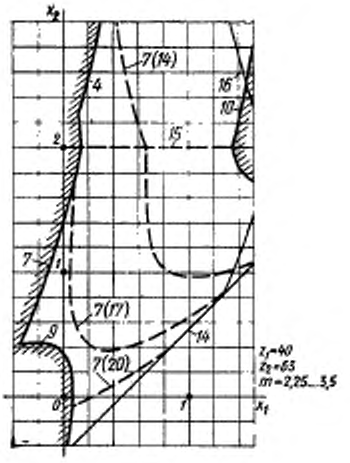
Черт. 47



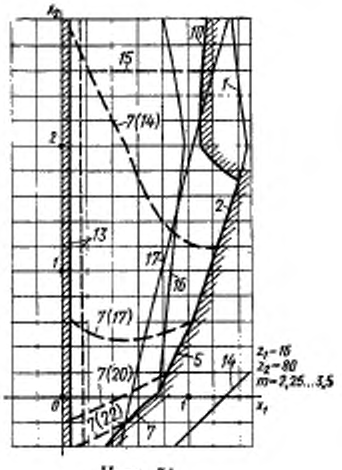
Черт. 48



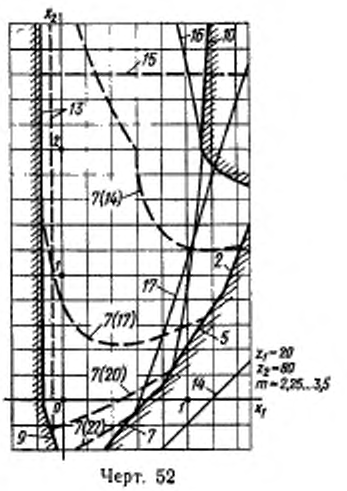
Черт. 49



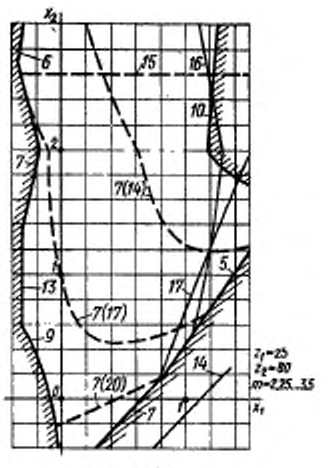
Черт. 50



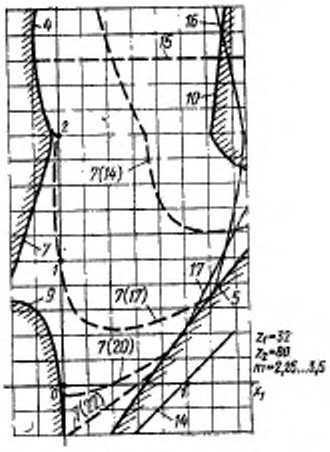
Черт. 51



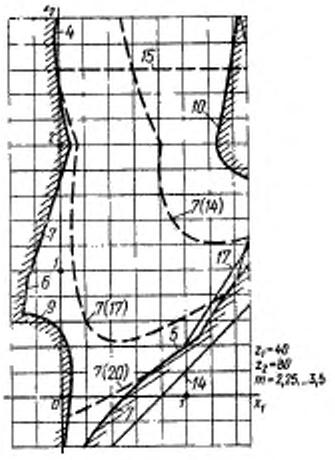
Черт. 52



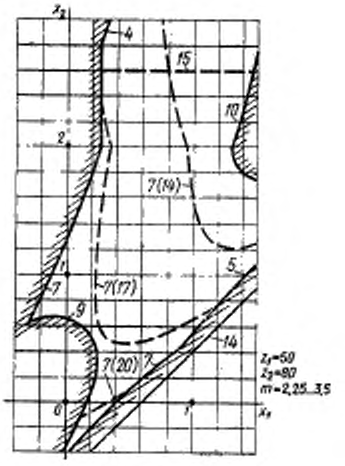
Черт. 53



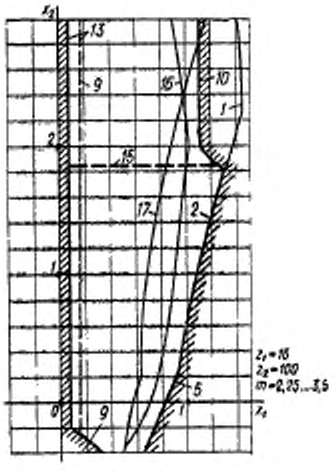
Черт. 54



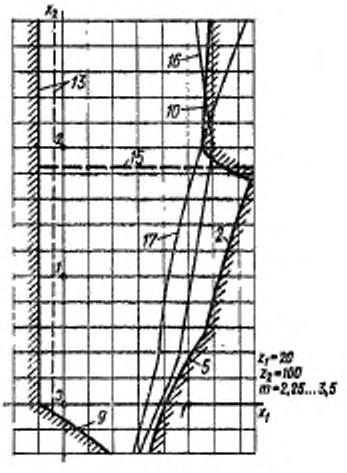
Черт. 55



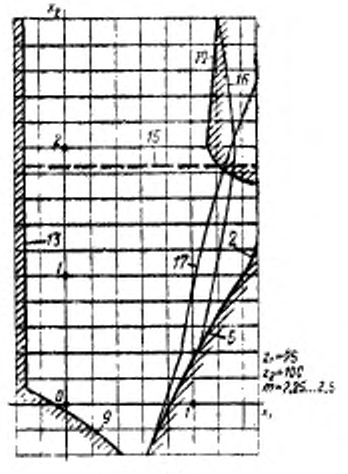
Черт. 56



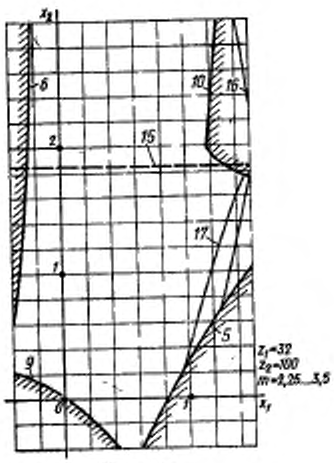
Черт. 57



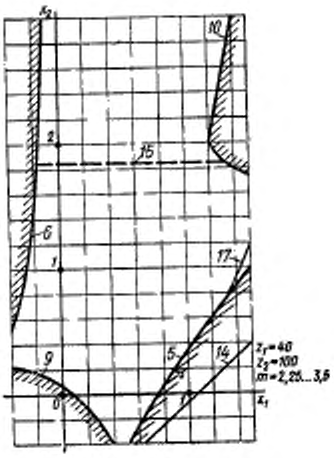
Черт. 58



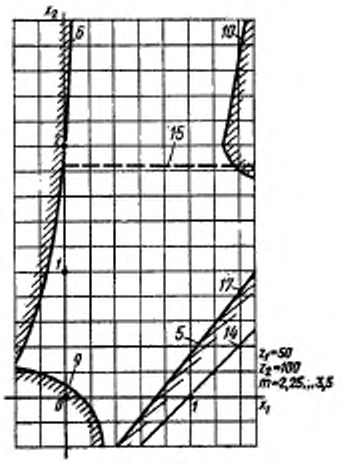
Черт. 59



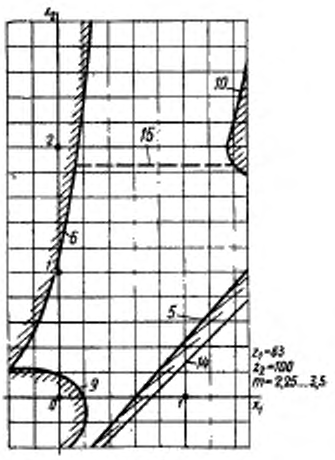
Черт. 60



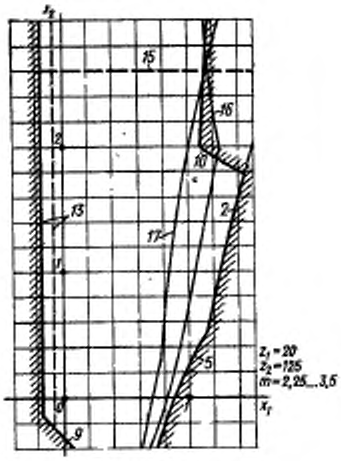
Черт. 61



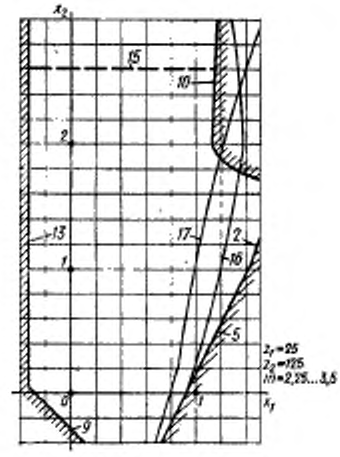
Черт. 62



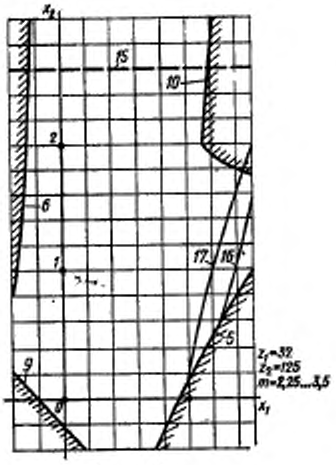
Черт. 63



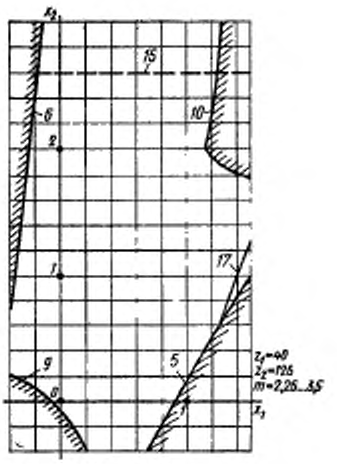
Черт. 64



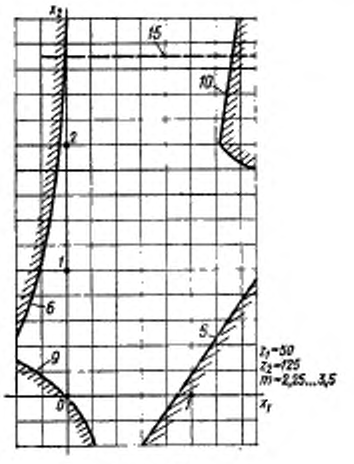
Черт. 65



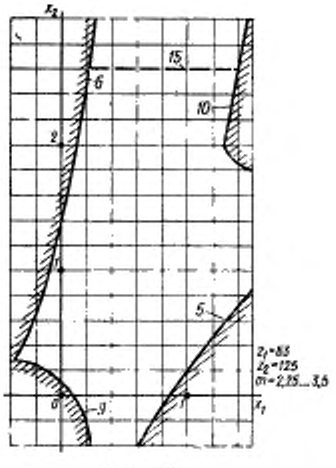
Черт. 66



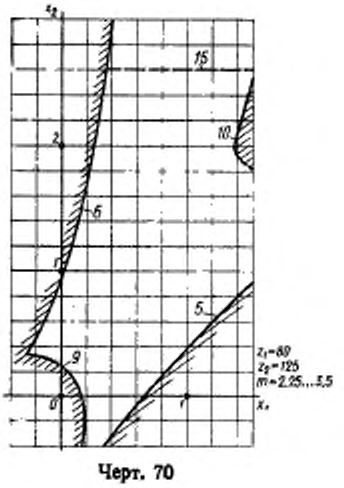
Черт. 67



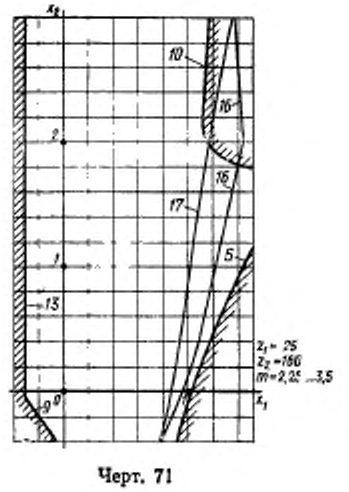
Черт. 68



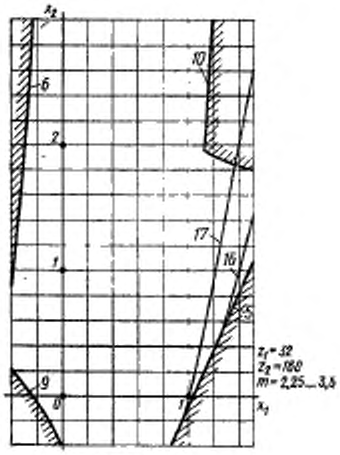
Черт. 69



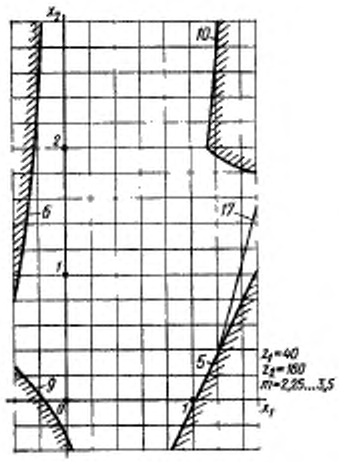
Черт. 70



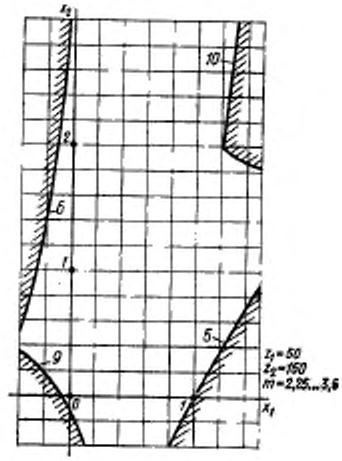
Черт. 71



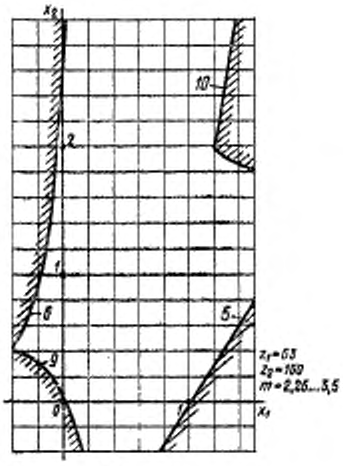
Черт. 72



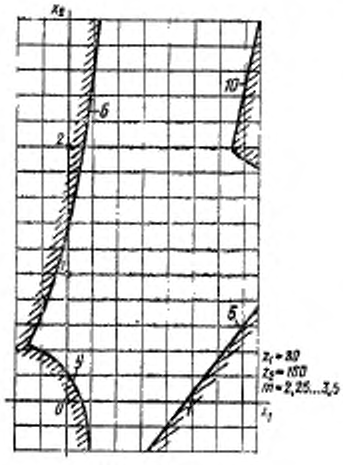
Черт. 73



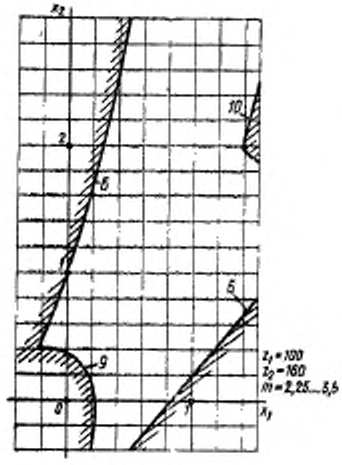
Черт. 74



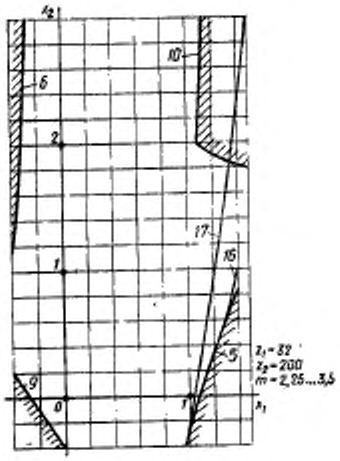
Черт. 75



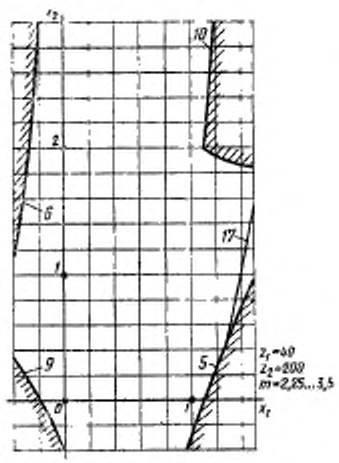
Черт. 76



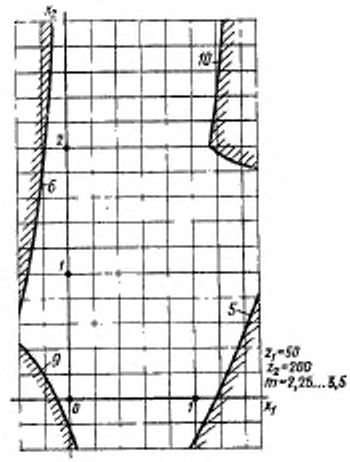
Черт. 77



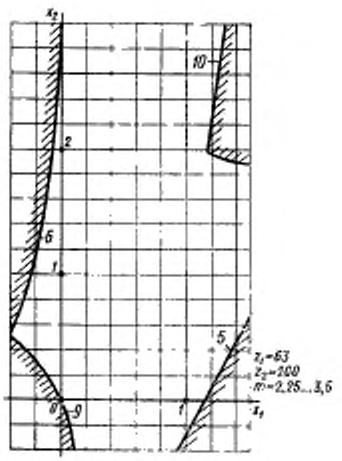
Черт. 78



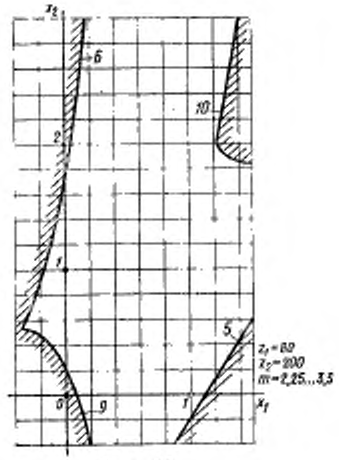
Черт. 79



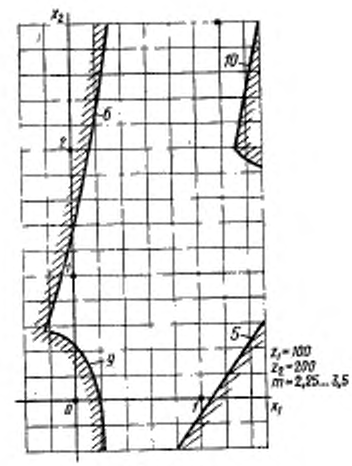
Черт. 80



Черт. 81

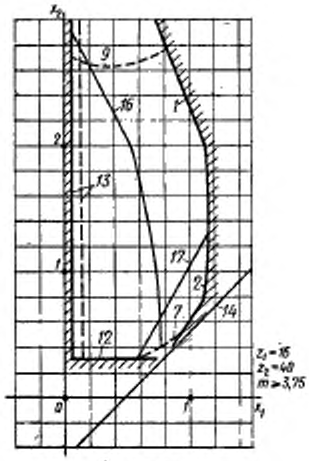


Черт. 82

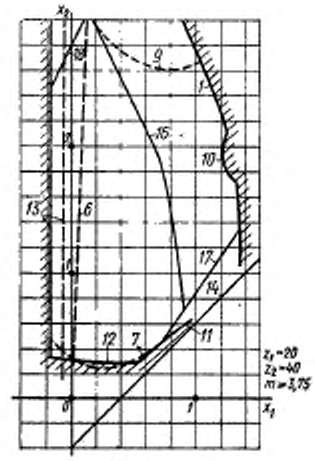


Черт. 83

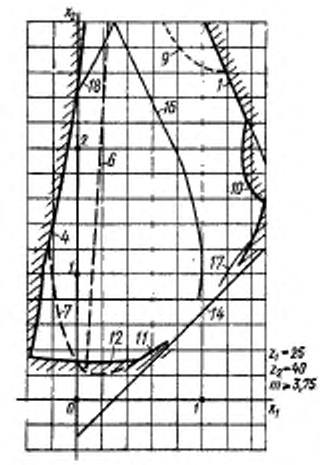
Блокирующие контуры для зубчатых колес с модулем $m \geqslant 3{,}75$ мм



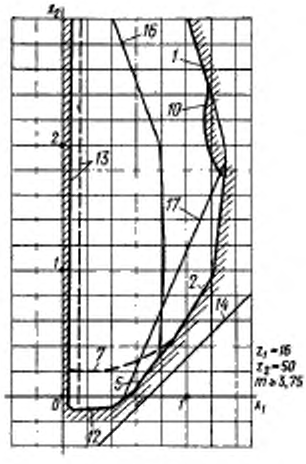
Черт. 84



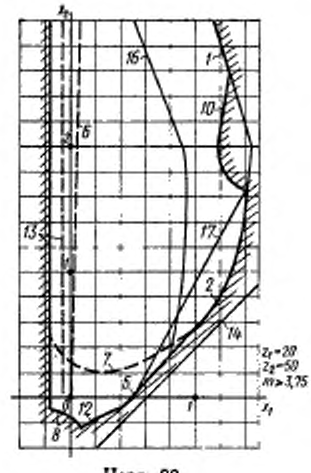
Черт. 85



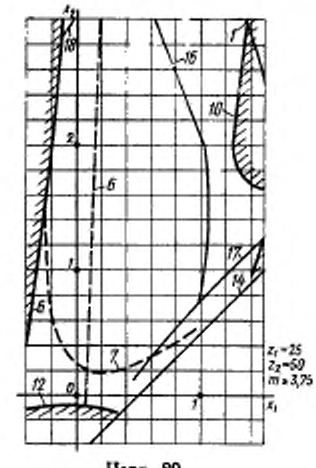
Черт. 86



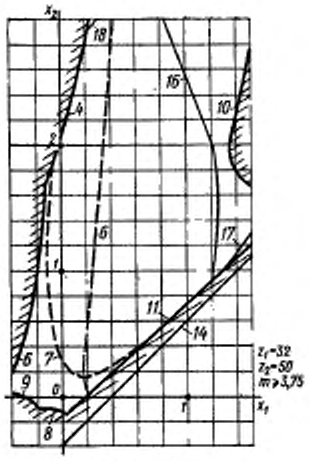
Черт. 87



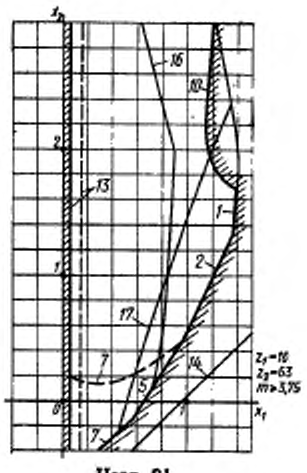
Черт. 88



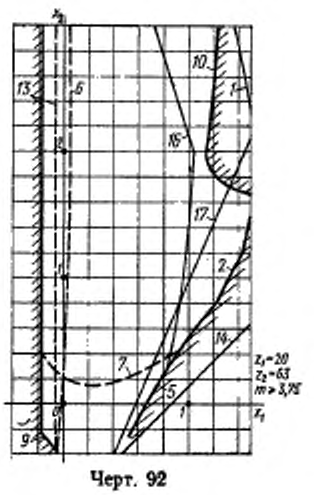
Черт. 89



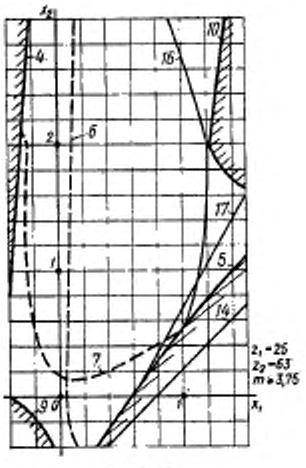
Черт. 90



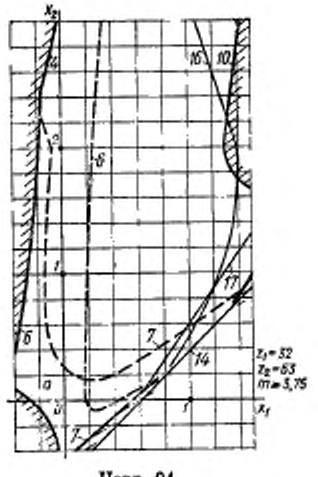
Черт. 91



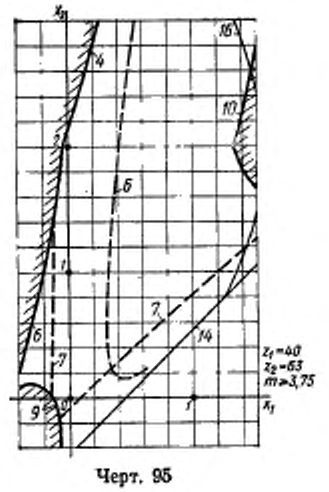
Черт. 92



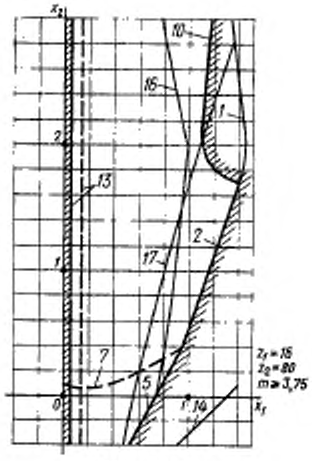
Черт. 93



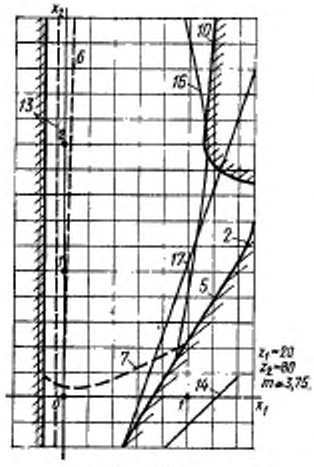
Черт. 94



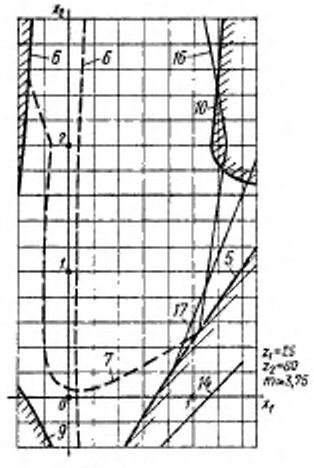
Черт. 95



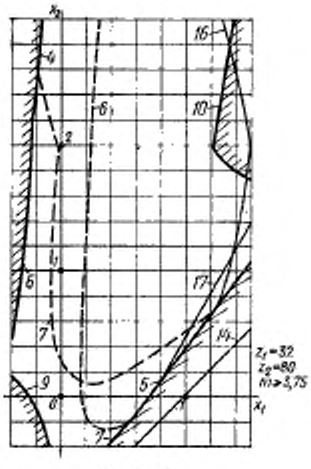
Черт. 96



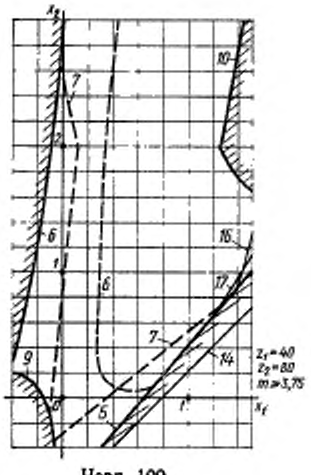
Черт. 97



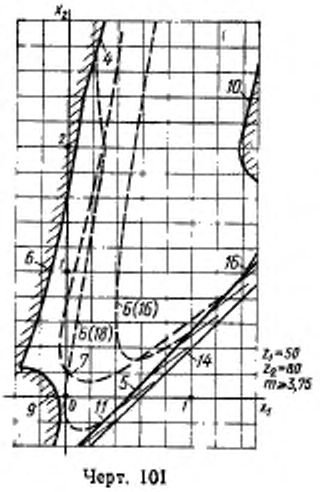
Черт. 98



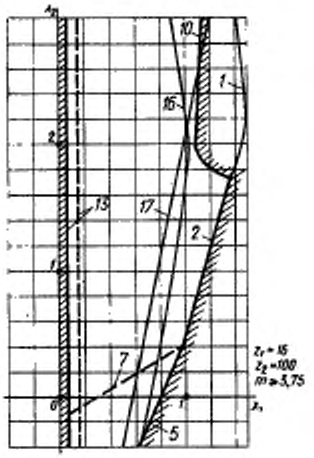
Черт. 99



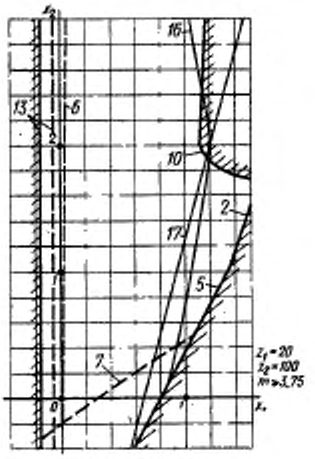
Черт. 100



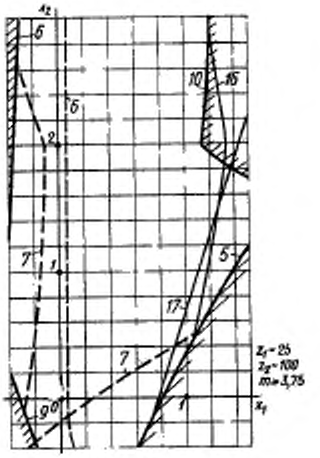
Черт. 101



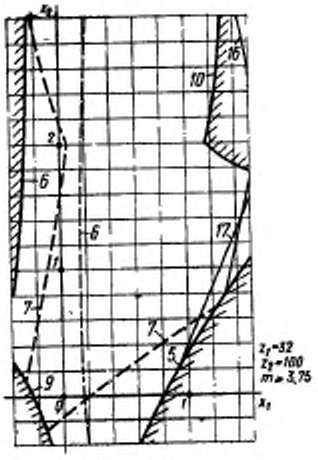
Черт. 102



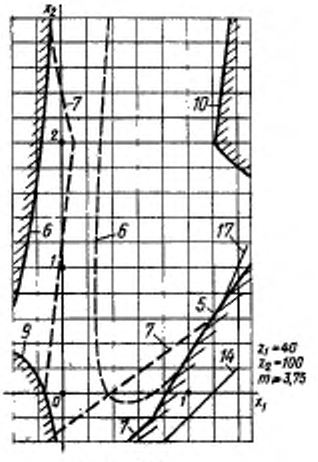
Черт. 103



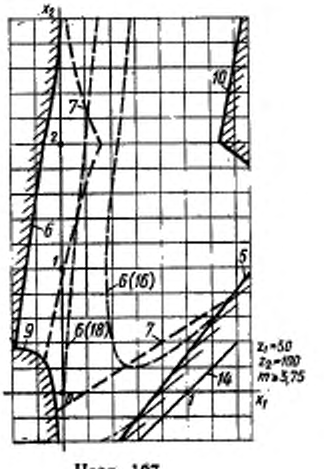
Черт. 104



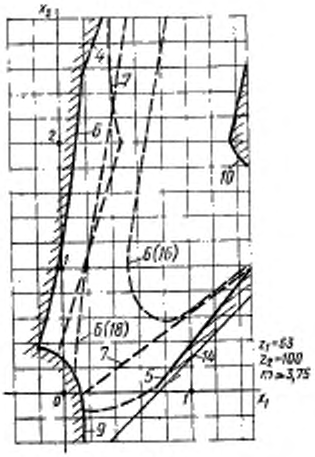
Черт. 105



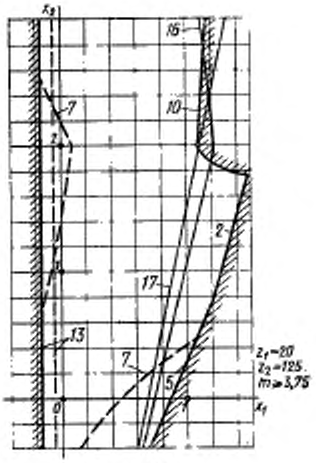
Черт. 106



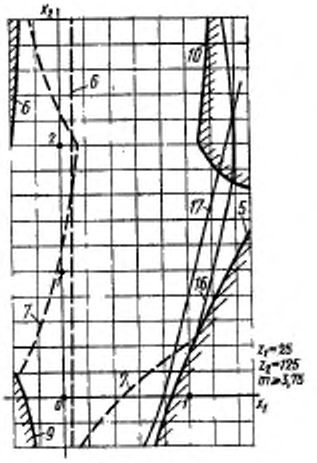
Черт. 107



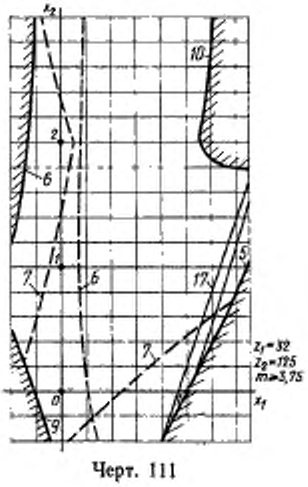
Черт. 108



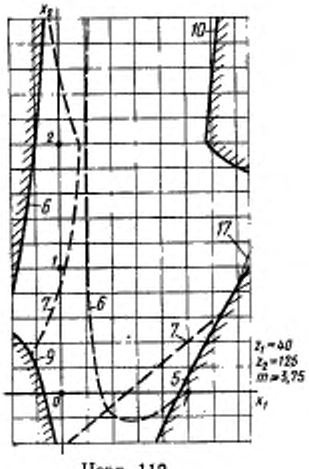
Черт. 109



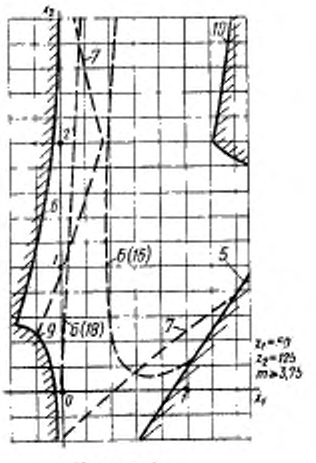
Черт. 110



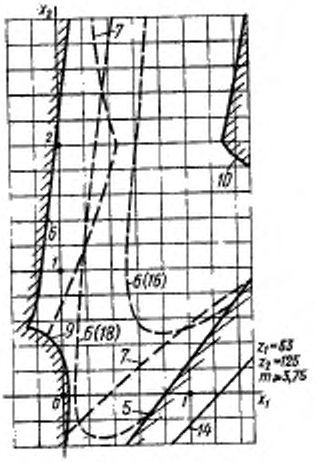
Черт. 111



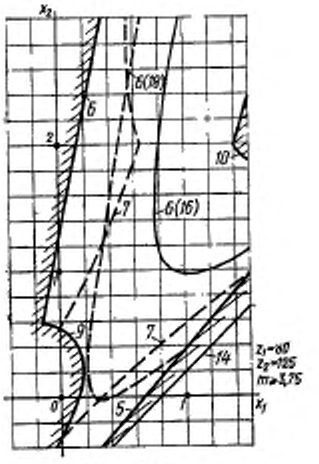
Черт. 112



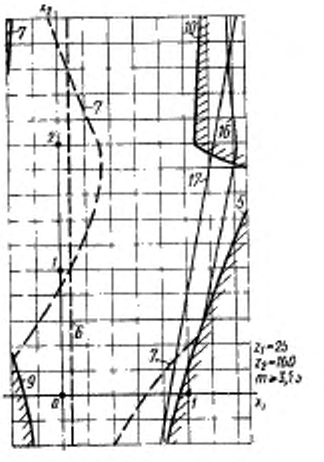
Черт. 113



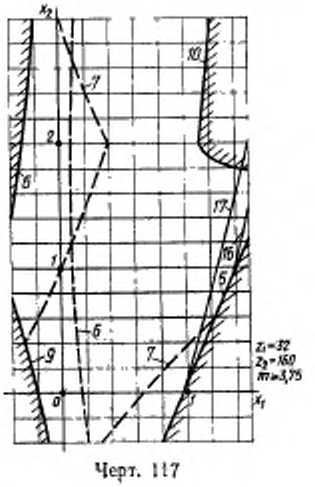
Черт. 114



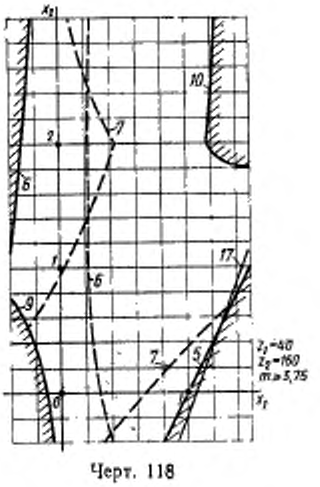
Черт. 115



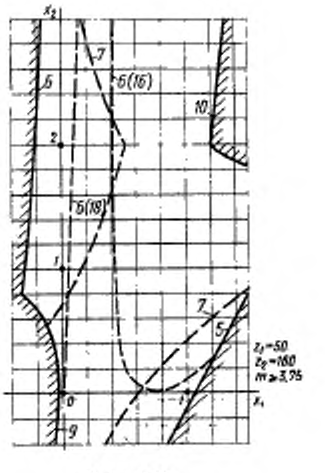
Черт. 116



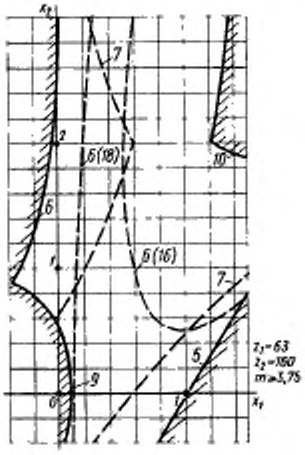
Черт. 117



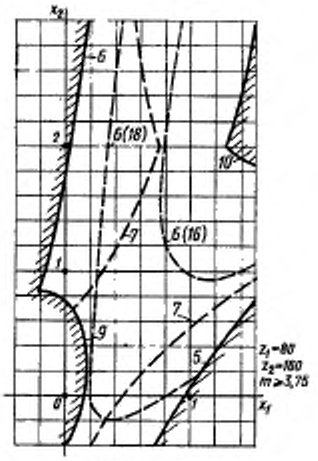
Черт. 118



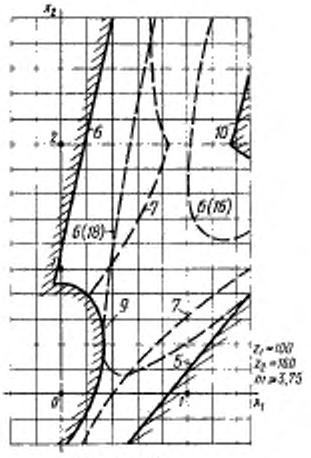
Черт. 119



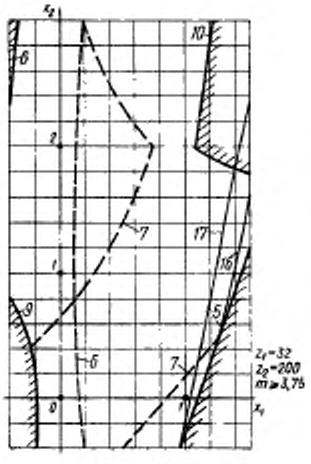
Черт. 120



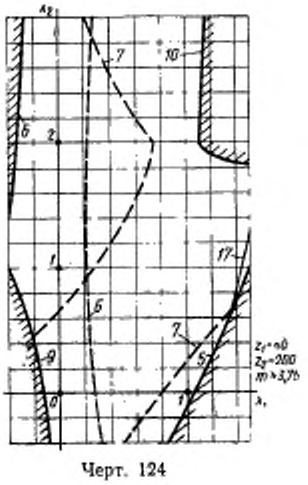
Черт. 121



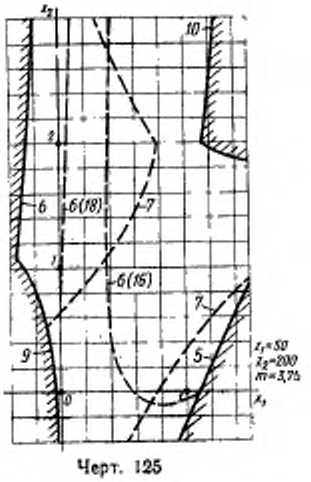
Черт. 122



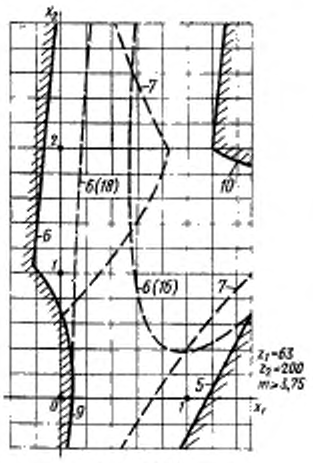
Черт. 123



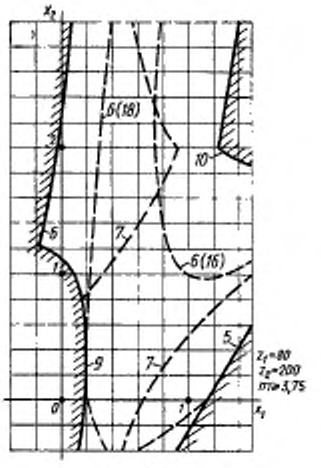
Черт. 124



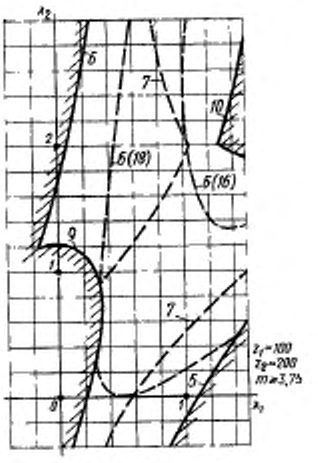
Черт. 125



Черт. 126



Черт. 127



Черт. 128

ПРИЛОЖЕНИЕ 3
Справочное

РАСЧЕТ НЕКОТОРЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ И КИНЕМАТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ, ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В РАСЧЕТЕ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НА ПРОЧНОСТЬ

Таблица 1

Расчет геометрических параметров

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания	
1. Радиус кривизны профиля зуба в заданной точке на концентрической окружности диаметром d_y		ρ_y	$\rho_y=0{,}5d_y\sin\alpha_y$, где α_y — по табл. 4, п. 6 настоящего стандарта	
2. Разность радиусов кривизны профилей зубьев шестерни и колеса в контактных точках		ρ_d	$\rho_d=a_w\sin\alpha_{tw}$	
3. Составляющая коэффициента торцового перекрытия, определяемая начальными головками зубьев	шестерни	$\varepsilon_{\alpha 1}$	$\varepsilon_{\alpha 1}=\frac{z_1}{2\pi}\ (\mathrm{tg}\alpha_{a1}-\mathrm{tg}\alpha_{tw})$	Формулы справедливы при условиях, указанных в табл. 7, п. 15 настоящего стандарта
	колеса	$\varepsilon_{\alpha 2}$	$\varepsilon_{\alpha 2}=\frac{z_2}{2\pi}\ (\mathrm{tg}\alpha_{tw}-\mathrm{tg}\alpha_{a2})$	

Параметры, относящиеся только к косозубым передачам

4. Средняя суммарная длина контактных линий		l_m	$l_m=\frac{b_w\varepsilon_\alpha}{\cos\beta_b}$, где b_w — рабочая ширина венца; ε_α — по табл. 7, п. 15 настоящего стандарта; β_b — по табл. 5, п. 11 настоящего стандарта
5. Наименьшая суммарная длина контактных линий		l_{min}	$l_{min}=l_m\left(1-\frac{n_\alpha\ n_\beta}{\varepsilon_\alpha\ \varepsilon_\beta}\right)$ при $n_\alpha+n_\beta<1$; $l_{min}=l_m\left[1-\frac{(1-n_\alpha)(1-n_\beta)}{\varepsilon_\alpha\ \varepsilon_\beta}\right]$ при $n_\alpha+n_\beta>1$. Здесь n_α и n_β — дробные части величин ε_α и ε_β, рассчитанных по табл. 7, пп. 15 и 16
6. Коэффициент среднего изменения суммарной длины контактных линий		k_ε	$k_\varepsilon=\frac{l_{min}}{l_m}$. Упрощенное определение k_ε при $\varepsilon_\beta\leqslant 3$ производится по черт. 1 и 2 приложения 5 к ГОСТ 16532—70. При $\varepsilon_\beta>3$ допускается принимать $k_\varepsilon=1$.

Продолжение табл. 1

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания	
Параметры, относящиеся только к прямозубым передачам				
7. Радиус кривизны профиля зуба в верхней граничной точке однопарного зацепления	шестерни	ρ_{u1}	$\rho_{u1}=\rho_{p1}+p_\alpha$	Здесь: ρ_p — по табл. 5, п. 3 настоящего стандарта; p_α — по табл. 6, п. 1 настоящего стандарта
	колеса	ρ_{u2}	$\rho_{u2}=\rho_{p2}-p_\alpha$	
8. Угол профиля зуба в верхней граничной точке однопарного зацепления		α_u	$\operatorname{tg}\alpha_u=\frac{2\rho_u}{d_b}$ где d_b — по табл. 5, п. 1 настоящего стандарта	
9. Диаметр окружности верхних граничных точек однопарного зацепления		d_u	$d_u=\frac{2\rho_u}{\sin\alpha_u}$	

Таблица 2

Расчет кинематических параметров

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания	
1. Скорость общей точки по профилю зуба в заданной контактной точке		v_{Fy}	$v_{Fy}=\omega\rho_y$ Здесь ω — угловая скорость зубчатого колеса; ρ_y — по табл. 1	
2. Сумма скоростей общей точки по профилям зубьев в заданных контактных точках		$v_{\Sigma y}$	$v_{\Sigma y}=v_{Fy1}+v_{Fy2}$	
3. Скорость скольжения в заданной контактной точке профиля зуба	шестерни	v_{sy1}	$v_{sy1}=v_{Fy1}-v_{Fy2}$	
	колеса	v_{sy2}	$v_{sy2}=-v_{sy1}$	
4. Скорость скольжения в точке профиля на окружности вершин	шестерни	v_{sa1}	$v_{sa1}=0{,}5\omega_2 d_{b1}(\operatorname{tg}\alpha_{a1}-\operatorname{tg}\alpha_{tw})(u-1)$	Если имеется притупление продольной кромки зуба, то следует рассчитать скорость скольжения в точке притупления. Для этого вместо α_{a1} и α_{a2} следует подставлять α_{k1} и α_{k2}. Здесь d_b, α_a и α_k — по табл. 5, пп. 1 и 2, настоящего стандарта
	колеса	v_{sa2}	$v_{sa2}=0{,}5\omega_2 d_{b2}(\operatorname{tg}\alpha_{tw}-\operatorname{tg}\alpha_{a2})(u-1)$	
5. Удельное скольжение в заданной контактной точке профиля зуба		ϑ_y	$\vartheta_y=\frac{v_{sy}}{v_{Fy}}$	

Продолжение табл. 2

Наименования параметров		Обозначения	Расчетные формулы и указания	
6. Удельное скольжение в нижней точке активного профиля зуба	шестерни	ϑ_{p1}	$\vartheta_{p1}=-\frac{(\mathrm{tg}\alpha_{a2}-\mathrm{tg}\alpha_{tw})(u-1)}{\mathrm{tg}\alpha_{tw}+u(\mathrm{tg}\alpha_{a2}-\mathrm{tg}\alpha_{tw})}$	Если имеется притупление продольной кромки зуба, вместо α_{a1} и α_{a2} следует подставлять соответственно α_{k1} и α_{k2}. Здесь α_a и α_k — по табл. 5, п. 2 настоящего стандарта
	колеса	ϑ_{p2}	$\vartheta_{p2}=-\frac{(\mathrm{tg}\alpha_{a1}-\mathrm{tg}\alpha_{tw})(u-1)}{u\mathrm{tg}\alpha_{tw}+(\mathrm{tg}\alpha_{a1}-\mathrm{tg}\alpha_{tw})}$	

Параметры, относящиеся только к прямозубым передачам

7. Угол профиля зуба в нижней граничной точке однопарного зацепления	шестерни	$\mathrm{tg}\,\alpha_{v1}$	$\mathrm{tg}\alpha_{v1}=\frac{2(\rho_{a2}-a_w\sin\alpha_w)}{d_{b1}}$	Здесь ρ_a — по табл. 1, п. 7
	колеса	$\mathrm{tg}\,\alpha_{v2}$	$\mathrm{tg}\alpha_{v2}=\frac{2(\rho_{a1}+d_w\sin\alpha_w)}{d_{b2}}$	
8. Скорость скольжения в верхней граничной точке однопарного зацепления	шестерни	v_{sw1}	$v_{sw1}=0{,}5\omega_2 d_{b1}(\mathrm{tg}\alpha_{a1}-\mathrm{tg}\alpha_w)(u-1)$	Здесь α_a — по табл. 1, п. 8
	колеса	v_{sw2}	$v_{sw2}=0{,}5\omega_2 d_{b2}(\mathrm{tg}\alpha_w-\mathrm{tg}\alpha_{a2})(u-1)$	
9. Удельное скольжение в нижней граничной точке однопарного зацепления	шестерни	ϑ_{v1}	$\vartheta_{v1}=-\frac{(\mathrm{tg}\alpha_{v2}-\mathrm{tg}\alpha_w)(u-1)}{\mathrm{tg}\alpha_w+u(\mathrm{tg}\alpha_{v2}-\mathrm{tg}\alpha_w)}$	
	колеса	ϑ_{v2}	$\vartheta_{v2}=-\frac{(\mathrm{tg}\alpha_{v1}-\mathrm{tg}\alpha_w)(u-1)}{u\mathrm{tg}\alpha_w+(\mathrm{tg}\alpha_{v1}-\mathrm{tg}\alpha_w)}$	

Редактор *Р. С. Федорова*
Технический редактор *В. Н. Прусакова*
Корректор *Т. А. Васильева*

Сдано в наб. 23.07.92 Подп. в печ. 05.10.92 Усл. печ. л. 8,0. Усл. кр.-отт. 8,25. Уч.-изд. л. 6,30
Тираж 1004 экз.

Ордена «Знак Почета» Издательство стандартов, 123557, Москва, ГСП.
Новопресненский пер., 3.
Калужская типография стандартов, ул. Московская, 256. Зак. 1710

gost.e-ecolog.ru