



ГОСУДАРСТВЕННЫЙ СТАНДАРТ
СОЮЗА ССР

**ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ
ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ
ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ**

РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИИ

ГОСТ 19274—73

Издание официальное

ГОСУДАРСТВЕННЫЙ КОМИТЕТ СТАНДАРТОВ
СОВЕТА МИНИСТРОВ СССР
Москва

**РАЗРАБОТАН Центральным научно-исследовательским институтом технологии машиностроения
[ЦНИИТМАШ]**

Директор Зорев Н. Н.

Руководители темы и исполнители: | Поляцкий М. Г., | Миттельман А. Е.

Всесоюзным научно-исследовательским институтом по нормализации в машиностроении [ВНИИНМАШ]

Зам. директора Суворов М. Н.

Руководитель темы и исполнитель Потапова Н. И.

Уфимским авиационным институтом [УАИ]

Проректор по научной работе Макаров А. Д.

Руководители темы и исполнители: Болотовский И. А., Смирнов В. Э.

ВНЕСЕН Министерством тяжелого, энергетического и транспортного машиностроения

Зам. министра Сирый П. О.

ПОДГОТОВЛЕН К УТВЕРЖДЕНИЮ Всесоюзным научно-исследовательским институтом по нормализации в машиностроении [ВНИИНМАШ]

Директор Верченко В. Р.

УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Постановлением Государственного комитета стандартов Совета Министров СССР от 14 декабря 1973 г. № 2694.

**ПЕРЕДАЧИ ЗУБЧАТЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ
ЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ**

Расчет геометрии

Cylindrical involute internal gear pairs.
Calculation of geometry

ГОСТ

19274—73

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

с 01.01. 1975 г.
до 01.01. 1980 г.

Настоящий стандарт распространяется на зубчатые передачи с постоянным передаточным отношением, зубчатые колеса которых соответствуют исходным контурам с равными делительными номинальными толщиной зuba и шириной впадины, с делительной прямой, делящей глубину захода пополам, без модификаций 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—68.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Принципиальная схема расчета геометрии приведена на чертеже.

1.2. Термины и обозначения, примененные в настоящем стандарте, соответствуют ГОСТ 16530—70 и ГОСТ 16531—70.

1.3. Наименования параметров, приводимых на рабочих чертежах зубчатых колес в соответствии с требованиями ГОСТ 2.403—68, а также межосевое расстояние передачи выделены в таблицах настоящего стандарта полужирным шрифтом.

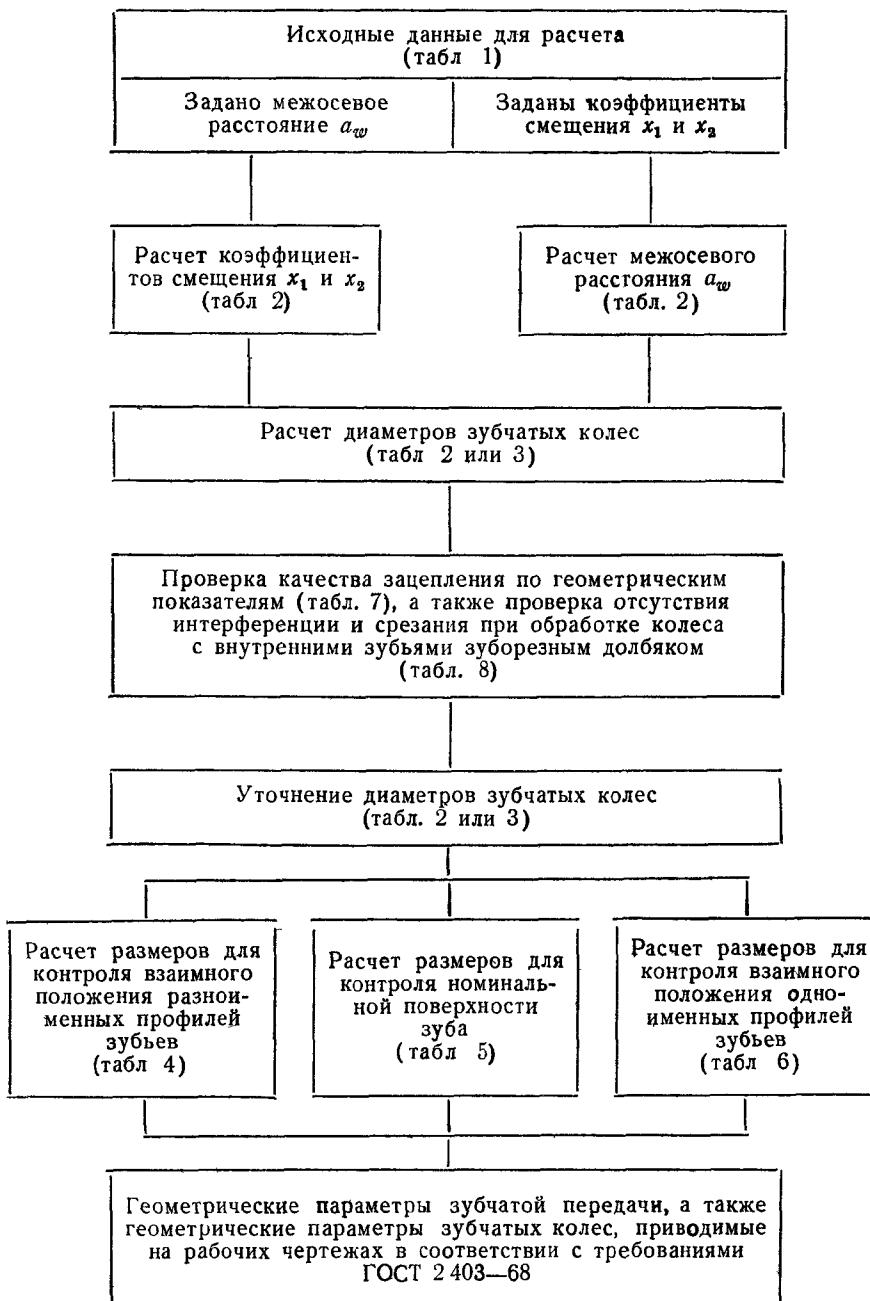
1.4. При отсутствии в обозначениях параметров индексов «1» и «2», относящихся соответственно к шестерне и колесу, имеется в виду любое зубчатое колесо передачи.

1.5. При отсутствии дополнительных указаний везде, где упоминается профиль зuba, имеется в виду главный торцовый профиль зuba, 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.

Принципиальная схема расчета геометрии



2. РАСЧЕТ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ

Исходные данные для расчета

Таблица 1

| Наименования 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_a^* | — |
| | Коэффициент радиуса кривизны переходной кривой | ρ_f^* | — |
| | Коэффициент граничной высоты | h_l^* | — |
| | Коэффициент радиального зазора | c^* | — |
| | Линия модификации головки | — | — |
| | Коэффициент высоты модификации головки | h_g^* | — |
| | 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. |
| | у колеса | x_2 | Рекомендации по выбору коэффициентов смещения настоящим стандартом не устанавливаются. Величины коэффициентов смещения определяются требуемыми прочностными и геометрическими показателями качества передачи |

| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания |
|---|-------------|--|
| Параметры, относящиеся к зуборезному долбяку | | |
| Число зубьев | z_0 | — |
| Модуль | m_0 | $m_0 = m$ |
| Угол наклона | β_0 | $\beta_0 = \beta$ |
| Делительный диаметр | d_0 | — |
| Диаметр вершин | d_{ap} | — |
| Номинальная нормальная толщина зуба | s_{no} | — |
| Угол развернутости профиля в точке пригуппления продольной кромки зуба | v_{k0} | — |
| Угол развернутости профиля в начальной точке модификации ножки зуба | v_{q0} | — |
| Угол развернутости профиля в точке начала технологического утолщения ножки зуба | v_{r0} | Для зуборезных долбяков по ГОСТ 9323—60, если угол неизвестен, принимать $v_{r0} = v_{q0}$ |
| Угол развернутости профиля в граничной точке | v_{l0} | — |
| Коэффициент смещения исходного контура | x_0 | Для долбяков по ГОСТ 9323—60 и ГОСТ 10059—62, не подвергавшихся переточке, значения x_0 приведены в указанных стандартах. Если значение x_0 не задано, его определяют по габт. 3, п. 3 |
| Коэффициент высоты головки в исходном сечении | h_{w0}^* | — |

Входяя в состав исходных данных, если предполагается окончательная обработка колеса с внутренними зубьями зуборезным долбяком. При исходном контуре по ГОСТ 13755—68 и ГОСТ 9587—68 принимать зуборезные долбяки по ГОСТ 9323—60 и ГОСТ 10059—62

Таблица 2

Расчет основных геометрических параметров

| Наименование 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 | a_t | $\operatorname{tg} a_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$ |
| 3. Угол зацепления | a_{tw} | $\cos a_{tw} = \frac{a}{a_w} \cdot \cos a_t$ |
| 4. Коэффициент разности смещений | x_d | $x_d = \frac{(z_2 - z_1)(\operatorname{inv} a_{tw} - \operatorname{inv} a_t)}{2 \operatorname{tg} \alpha}$ |
| 5. Коэффициент смещения у шестерни | x_1 | Рекомендации по разбивке значения $x_d = x_1 - x_2$ 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 | a_t | $\operatorname{tg} a_t = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$ | |
| 8. Угол зацепления | a_{tw} | $\operatorname{inv} a_{tw} = \frac{2x_d \operatorname{tg} \alpha}{z_2 - z_1} + \operatorname{inv} a_t$ | При $\alpha = 20^\circ$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755-68 и ГОСТ 9587-68) упрощенный расчет a_w , a_t и угла зацепления прямозубой передачи a_{tw} приведен в табл. 1 приложения 1 |
| 9. Межосевое расстояние | a_w | $a_w = \frac{(z_2 - z_1)m}{2\cos \beta} \cdot \frac{\cos a_t}{\cos a_{tw}}$ | |
| 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 |
| | 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 $\beta = 0^\circ$, тогда $\alpha = 0,5(z_2 - z_1)m$; $a_t = a$; $d = zm$.
2. При $a = a_w$ получаем $a_{tw} = a_t$; $x_d = 0$; $d_w = d$.
3. При $x_d = 0$ получаем $a_{tw} = a_t$; $a = a_w$; $d_w = d$.
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 долблаком

| Наименование параметров | Обозначение | 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 долблака | x_0 | $x_0 = \frac{2s_{n0} - \pi m}{4m \operatorname{tg} \alpha}$ |
| 4. Угол станочного зацепления колеса с долблаком | a_{tw02} | $\operatorname{inva}_{tw02} = \frac{2(x_2 - x_0) \operatorname{tg} \alpha}{z_2 - z_0} + \operatorname{inva}_t$ |
| 5. Межосевое расстояние в станочном зацеплении колеса с долблаком | a_{w02} | $a_{w02} = \frac{(z_2 - z_0)m}{2\cos \beta} \cdot \frac{\cos a_t}{\cos a_{tw02}}$ |
| 6. Коэффициент воспринимаемого смещения в станочном зацеплении колеса с долблаком | 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 долблаком | Δy_{02} | $\Delta y_{02} = x_2 - x_0 - y_{02}$ |
| | шестерни | $d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_1 + \Delta y - \Delta y_{02})m$ |
| 8. Диаметр вершин зубьев | колеса | $d_{a2} = d_2 - 2(h_a^* - x_2 + \Delta y - K_2)m,$ где $K_2 = 0,25 - 0,125x_2$ при $x_2 < 2$, $K_2 = 0$ при $x_2 \geq 2$ |
| 9. Диаметр впадин | шестерни | $d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_1)m$ |
| | колеса | $d_{f2} = 2a_{w02} + d_{a0}$ |

Допускается изменение величин диаметров и расчет их по другим формулам для получения требуемых качеств зацепления по геометрическим показателям

Размер является справочным. Фактический диаметр впадин шестерни, окончательно обработанной зуборезным долблаком, определяется по приложению 4 к ГОСТ 16532—70

Таблица 4

Расчет размеров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев

| Наименование параметров | Обозначение | Расчетные формулы и указания |
|---|-------------|--|
| Расчет постоянной хорды зуба и высоты до постоянной хорды | | |
| 1. Постоянная хорда зуба | шестерни | $\bar{s}_{c1} = \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha + x_1 \sin 2\alpha \right) m$ |
| | колеса | $\bar{s}_{c2} = \left(\frac{\pi}{2} \cos^2 \alpha - x_2 \sin 2\alpha \right) m$ |
| <p>Должно выполняться условие для шестерни $\rho_{s1} > \rho_{p1}$, для колеса $\rho_{s2} < \rho_{p2}$,</p> <p>где ρ_s — радиус кривизны разноименных профилей зуба зубчатого колеса в точках, определяющих постоянную хорду;</p> $\rho_{s1} = 0,5 \left(d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_t + \bar{s}_{c1} \frac{\cos \beta_b}{\cos \alpha} \right),$ $\rho_{s2} = 0,5 \left(d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_t - \bar{s}_{c2} \frac{\cos \beta_b}{\cos \alpha} \right),$ <p>где d_b — по табл. 5, п. 1; β_b — по табл. 5, п. 11, ρ_p — по табл. 5, п. 3</p> <p>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</p> | | |
| 2. Высота до постоянной хорды зуба | шестерни | $\bar{h}_{c1} = 0,5(d_{a1} - d_1 - \bar{s}_{c1} \operatorname{tg} \alpha)$ |
| | колеса | $\bar{h}_{c2} = 0,5(d_2 - d_{a2} - \bar{s}_{c2} \operatorname{tg} \alpha)$ |

Продолжение табл. 4

| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания |
|--|-------------|--|
| Расчет длины общей нормали | | |
| 3. Угол профиля в точке на концентрической окружности диаметра $d_x = d + 2x m$ | α_x | $\cos \alpha_x = \frac{z \cos \alpha_t}{z + 2x \cos \beta}$. При $\frac{z \cos \alpha_t}{z + 2x \cos \beta} \geq 1$ следует принимать $z_n \gg 3$ |
| 4. Расчетное число зубьев в длине общей нормали шестерни (число впадин в длине общей нормали колеса) | z_{nr} | $z_{nr} = \frac{z}{\pi} \left(\frac{\lg \alpha_x}{\cos \beta_b} - \frac{2x \lg \alpha}{z} - \operatorname{inv} \alpha_t \right) + 0,5;$ где β_b — по табл. 5, п. 11 |
| 5. Длина общей нормали | W | $W = [\pi(z_n - 0,5) + 2x \lg \alpha + z \operatorname{inv} \alpha_t] m \cos \alpha,$ 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 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. |

| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания | | | | |
|---|--|--|-----------|--------|-----------|---|
| | | <p>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 пересчитывать значение W при уменьшенном значении z_n для шестерни и увеличенном значении z_n для колеса.</p> <p>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.</p> <p>Для косозубых зубчатых колес должно выполняться дополнительное условие</p> $W < \frac{b}{\sin \beta_b},$ <p>где b — ширина венца.</p> <p>При $\alpha = 20^\circ$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755—68 и ГОСТ 9587—68) упрощенный расчет W приведен в табл. 2 приложения 1 к ГОСТ 16582—70</p> | | | | |
| Расчет толщины по хорде зуба и высоты до хорды | | | | | | |
| 6. Угол профиля в точке на концентрической окружности заданного диаметра d_y | α_y | $\cos \alpha_y = \frac{d}{d_y} \cos \alpha_t$ | | | | |
| 7. Окружная толщина на заданном диаметре d_y | <table border="1" style="display: inline-table; vertical-align: middle;"> <tr> <td style="padding: 2px;">шестерни</td> <td style="padding: 2px;">s_{ty1}</td> </tr> <tr> <td style="padding: 2px;">колеса</td> <td style="padding: 2px;">s_{ty2}</td> </tr> </table> | шестерни | s_{ty1} | колеса | s_{ty2} | $s_{ty1} = d_{y1} \left(\frac{\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha}{z_1} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{y1} \right)$ $s_{ty2} = d_{y2} \left(\frac{\frac{\pi}{2} - 2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{z_2} - \operatorname{inv} \alpha_t + \operatorname{inv} \alpha_{y2} \right)$ |
| шестерни | s_{ty1} | | | | | |
| колеса | s_{ty2} | | | | | |
| 8. Угол наклона линии зуба на соосной цилиндрической поверхности диаметром d_y | β_y | $\operatorname{tg} \beta_y = \frac{d_y}{d} \operatorname{tg} \beta$ | | | | |
| 9. Половина угловой толщины зуба эквивалентного зубчатого колеса, соответствующая концентрической окружности диаметром $\frac{d_y}{\cos^2 \beta_y}$ | ψ_{yu} | $\psi_{yu} = \frac{s_{ty}}{d_y} \cos^2 \beta_y$ | | | | |

Продолжение табл. 4

| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания |
|-------------------------|--------------------------|---|
| 10. Толщина по хорде | \bar{s}_y | $\bar{s}_y = d_y \frac{\sin \Psi_{y\sigma}}{\cos^2 \beta_y}$ |
| 11 Высота до хорды | шестерни \bar{h}_{ay1} | $\bar{h}_{ay1} = 0,5 \left[d_{a1} - d_{y1} + \frac{d_{y1}}{\cos^2 \beta_{y1}} (1 - \cos \psi_{yv1}) \right]$ |
| | колеса \bar{h}_{ay2} | $\bar{h}_{ay2} = 0,5 \left[d_{y2} - d_{a2} - \frac{d_{y2}}{\cos^2 \beta_{y2}} (1 - \cos \psi_{yv2}) \right]$ |

Расчет размера по роликам (шарикам)

| | | |
|---|--------------------------|---|
| 12. Диаметр ролика (шарика) | D | <p>При $\alpha = 20^\circ$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755—68 и ГОСТ 9587—68) 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—62).</p> <p>Контроль косозубых колес с внутренними зубьями по роликам не производится</p> |
| 13. Угол профиля в точке на концентрической окружности, проходящей через центр ролика (шарика) | у шестерни α_{D1} | $\operatorname{inv} \alpha_{D1} = \frac{D}{z_1 m \cos \alpha} + \operatorname{inv} \alpha_t - \frac{\frac{\pi}{2} - 2x_1 \operatorname{tg} \alpha}{z_1}$ |
| | у колеса α_{D2} | $\operatorname{inv} \alpha_{D2} = \frac{\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha}{z_2} - \frac{D}{z_2 m \cos \alpha} + \operatorname{inv} \alpha_t$ |
| 14. Диаметр концентрической окружности зубчатого колеса, проходящей через центр ролика (шарика) | d_D | $d_D = d \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_D} .$ <p>Должно выполняться условие:</p> <p>для шестерни $\rho_{p1} < \rho_{m1} < \rho_{a1}$,</p> <p>для колеса $\rho_{p2} > \rho_{m2} > \rho_{a2}$,</p> <p>где ρ_p — по табл. 5, п. 3;</p> <p>ρ_m — радиус кривизны разноименных профилей в точках контакта поверхности ролика (шарика) с главными поверхностями зубьев;</p> |

Продолжение табл. 4

| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания |
|---|----------------|---|
| | | $\rho_{M1} = 0,5(d_b \operatorname{tg} \alpha_{D1} - D \cos \beta_b),$ $\rho_{M2} = 0,5(d_b \operatorname{tg} \alpha_{D2} + D \cos \beta_b),$ 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 | $M_2 = d_{D2} - D$ |
| 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 | $M_2 = d_{D2} \cos \frac{90^\circ}{z_2} - D$ |

Должно выполняться условие:
 для шестерни
 $d_{D1} + D > d_{a1},$
 $d_{D1} - D > d_{f1},$
 для колеса
 $d_{D2} - D < d_{a2}$
 $d_{D2} + D < d_{f2}.$

Продолжение табл. 4

| Наименование параметров | Обозна- чение | Расчетные формулы и указания | |
|--|-------------------|--|---|
| 17. Минимальный размер по роликам (шарикам) косозубых зубчатых колес с нечетным числом зубьев, а также с четным числом зубьев при $\beta > 45^\circ$ | шестерни M_1 | $M_1 = \frac{d_{D1}}{2 \operatorname{tg} \beta_{D1}} \sqrt{\lambda_1^2 + 4 \operatorname{tg}^2 \beta_{D1} \cos^2\left(-\frac{\gamma}{2} + \frac{\lambda_1}{2}\right)} + L$ | $\operatorname{tg} \beta_D = \frac{\cos \alpha_1 \operatorname{tg} \beta}{\cos \alpha_D};$ λ — корень уравнения $\sin(\gamma + \lambda) \operatorname{tg}^2 \beta_D - \lambda = 0,$ где $\gamma = 0$ — для зубчатых колес с четным числом зубьев; $\gamma = \frac{180^\circ}{z}$ — для зубчатых колес с нечетным числом зубьев. |
| | колеса M_2 | $M_2 = \frac{d_{D2}}{2 \operatorname{tg} \beta_{D2}} \sqrt{\lambda_2^2 + 4 \operatorname{tg}^2 \beta_{D2} \cos^2\left(-\frac{\gamma}{2} + \frac{\lambda_2}{2}\right)} - D$ | Упрощенное определение 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} | $s_{n1} = \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha \right) m$ |
| | колеса s_{n2} | $s_{n2} = \left(\frac{\pi}{2} - 2x_2 \operatorname{tg} \alpha \right) m$ |

Примечание. Выбор метода контроля настоящим стандартом не регламентируется

Таблица 5

Расчет размеров для контроля номинальной поверхности зуба

| Наименование параметров | Обозначение | Расчетные формулы и указания |
|--|-------------|--|
| Расчет размеров для контроля торцовного профиля зуба | | |
| 1. Основной диаметр | d_b | $d_b = d \cos \alpha_t$ |
| 2. Угол профиля зуба в точке на окружности вершин | α_a | $\cos \alpha_a = \frac{d_b}{d_a}$ <p>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</p> |
| шестерни | ρ_{p1} | $\rho_{p1} = 0,5d_{b2} \operatorname{tg} \alpha_{a2} - a_w \sin \alpha_{t_w}$ <p>Формула справедлива, если верхняя точка активного профиля сопряженного зубчатого колеса совпадает с точкой профиля на его окружности вершин.</p> |
| 3. Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке | | |
| колеса | ρ_{p2} | $\rho_{p2} = 0,5d_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{a1} + a_w \sin \alpha_{t_w}$ <p>Если имеется притупление продольной кромки зуба, то вместо α_{a1} и α_{a2} следует подставлять соответственно α_{k1} и α_{k2}</p> |

| Наименование параметров | Обозначение | Расчетные формулы и указания |
|---|-------------|----------------------------------|
| 4. Угол развернутости активного профиля зуба в нижней точке | ν_p | $\nu_p = \frac{2\varrho_p}{d_b}$ |

Дополнительный расчет при модификации головки исходного контура

| | | | | |
|---|----------|---------------|--|--|
| 5. Радиус кривизны профиля зуба в начальной точке модификации | шестерни | ρ_{g1} | $\rho_{g1} = 0,5d_1 \sin \alpha_t + \frac{h_a^* - h_g^* + x_1}{\sin \alpha_t} m$ | Для зубчатых колес, окончательно обработанных зуборезным долблеком, ρ_{g1} определяется по приложению 4 к ГОСТ 16532—70, а ρ_{g2} — по табл. 8, п. 4 |
| | колеса | ρ_{g2} | $\rho_{g2} = 0,5d_2 \sin \alpha_t - \frac{h_a^* - h_g^* - x_2}{\sin \alpha_t} m$ | |
| 6. Угол развернутости профиля зуба, соответствующий начальной точке модификации головки | | ν_g | $\nu_g = \frac{2\varrho_g}{d_b}$ | |
| 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 | | α_{tM} | $\operatorname{tg} \alpha_{tM} = \frac{\Delta^*}{h_g^* \cos \beta} + \operatorname{tg} \alpha_t$ | |
| 9. Диаметр основной окружности эвольвенты, являющейся линией модификации головки зуба | | d_{bM} | $d_{bM} = d \cos \alpha_{tM}$ | Формулы справедливы, если линия модификации головки исходного контура — прямая |

Продолжение табл. 5

| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания |
|---|--------------------|---|
| 10. Нормальная глубина модификации торцового профиля головки зуба | шестерни колеса | $\Delta_{at1} \approx \frac{d_{b1} - d_{bm1}}{2d_{bm1}} \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{bm1}^2} - \sqrt{d_{g1}^2 - d_{bm1}^2} \right)$ $\Delta_{at2} \approx \frac{d_{b2} - d_{bm2}}{2d_{bm2}} \left(\sqrt{d_{a2}^2 - d_{bm2}^2} - \sqrt{d_{g2}^2 - d_{bm2}^2} \right)$ |
| | | Формулы справедливы, если линия модификации головки исходного контура — прямая |

Расчет размеров для контроля контактной линии поверхности зуба

| | | |
|---------------------------|-----------|--|
| 11. Основной угол наклона | β_b | $\sin \beta_b = \sin \beta \cos \alpha.$ |
|---------------------------|-----------|--|

Таблица 6

Расчет размеров для контроля взаимного положения одноименных профилей зубьев

| Наименование 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 | $p_z = z p_x$ |

Проверка качества зацепления по геометрическим показателям

| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания |
|---|-------------|---|
| Проверка отсутствия подрезания зуба шестерни | | |
| 1. Коэффициент наименьшего смещения у шестерни | $x_{1\min}$ | $x_{1\min} = h_l^* - h_a^* - \frac{z_1 \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta}$ <p>При $x_1 > x_{1\min}$ подрезание зуба шестерни исходной производящей рейкой отсутствует.</p> <p>Для шестерни, окончательно обработанной зуборезным долблаком, расчет $x_{1\min}$ приведен в приложении 1 к ГОСТ 16532—70</p> |
| Проверка отсутствия срезания зуба шестерни | | |
| 2. Высота зуба шестерни | h_1 | $h_1 = 0,5(d_{a1} - d_{f1}).$ <p>При $h_1 \ll (2h_a^* + c^*)m$ срезание зуба шестерни исходной производящей рейкой отсутствует и дальнейшая проверка не производится</p> |
| 3. Радиус кривизны профиля зуба шестерни в точке на окружности вершин | ρ_{a1} | $\rho_{a1} = 0,5 d_{a1} \sin \alpha_{a1},$ <p>где α_{a1}—по табл. 5, п. 2</p> |
| 4. Радиус кривизны профиля зуба шестерни в точке начала среза | ρ_{f1} | $\rho_{f1} = 0,5 d_{a1} \sin \alpha_t + \frac{(h_{f0}^* - h_a^* - c^* + x_1)}{\sin \alpha_t} m.$ <p>При $\rho_{f1} > \rho_{a1}$ срезание зуба шестерни исходной производящей рейкой отсутствует.</p> <p>Границчная высота зуба исходной производящей рейки</p> $h_{f0}^* \geq 2h_a^* + c^* .$ |
| 5. Расстояние между окружностью вершин шестерни и концентрической окружностью, проходящей через точки начала среза зуба | h_{f1} | $h_{f1} = 0,5 d_{a1} - \sqrt{\rho_{f1}^2 + 0,25 d_{b1}^2},$ <p>где d_{b1}—по табл. 5, п. 1</p> |

Продолжение табл. 7

| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания |
|--|------------------------------|---|
| Проверка радиального зазора в передаче | | |
| 6. Радиальный зазор | во впадине шестерни c_1 | $c_1 = 0,5(d_{a2} - d_{f1}) - a_w$ |
| | 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 ρ_{l1} | $\rho_{l1} = 0,5d_1 \sin \alpha_t - \frac{h_l^* - h_a^* - x_1}{\sin \alpha_t} m.$ |
| | колеса ρ_{l2} | $\rho_{l2} = 0,5d_2 \sin \alpha_t + \frac{h_l^* - h_a^* + x_2}{\sin \alpha_t} m.$ |
| 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} | $\gamma_{12} = \frac{z_1}{z_2} \operatorname{inv} \alpha_{a1} - \operatorname{inv} \alpha_{a2} + \left(1 - \frac{z_1}{z_2}\right) \operatorname{inv} \alpha_{tw}$ |
| 9. Наибольшее значение вспомогательного угла | μ_{\max} | $\mu_{\max} = \arccos \left(\frac{d_{a2}^2 - d_{a1}^2 - 4a_w^2}{4a_w d_{a1}} \right)$ |
| 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 $\delta > 0$, то интерференция отсутствует |

Действительный радиальный зазор определяется по фактическим диаметрам

При $\rho_{l1} \leq \rho_{l2}$ и $\rho_{l2} \gg \rho_p$ интерференция отсутствует.

ρ_p — по табл. 5, п. 3.

При подрезании зуба шестерни $\rho_{l1} < 0$

При $\alpha = 20^\circ$ и $k_a^* = 1$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755—68 и ГОСТ 9587—68), если диаметры вершин зубьев зубчатых колес рассчитаны по формулам табл. 2, п. 13, упрощенная проверка отсутствия интерференции вершин при $\beta = 0^\circ$ производится по черт. 7 приложения 1

| Наименование 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' | $\mu' = \arccos \sqrt{\frac{\left(\frac{d_{a2}}{d_{a1}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{z_2}{z_1}\right)^2 - 1}}$ <p>При $\frac{d_{a2}}{d_{a1}} < 1$ радиальная сборка невозможна и дальнейшая проверка не производится.</p> <p>Если $\mu' > \mu_{\max}$ — интерференция отсутствует и дальнейшая проверка не производится.</p> <p>Если $\mu' < \mu_{\max}$, следует определить параметр δ по п. 10 настоящей таблицы с подстановкой $\mu = \mu'$.</p> <p>При $\delta \geq 0$ интерференция отсутствует.</p> <p>При $\delta < 0$ проверку следует продолжить</p> |
| 12. Половина угловой толщины зуба шестерни на окружности вершин | ψ_{a1} | $\psi_{a1} = \frac{\pi}{2z_1} + \frac{2x_1 \operatorname{tg} \alpha}{z_1} + \operatorname{inva}_t - \operatorname{inva}_{a1}$ |
| 13. Вспомогательная величина, соответствующая минимальному значению δ | n' | $n' = \frac{z_1}{\pi}(\mu' - \psi_{a1}).$ <p>Для дальнейшего расчета следует взять два ближайших целых числа $n < n'$ и два ближайших целых числа $n > n'$</p> |
| 14. Вспомогательный угол | μ | $\mu = \psi_{a1} + \frac{\pi n}{z_1}.$ <p>Подставляя в эту формулу гайдсныес по п. 13 настоящей таблицы значения n, получают четыре значения μ, по которым по п. 10 настоящей таблицы следует определить четыре значения δ.</p> <p>Если все значения положительны, то сборка возможна по оси симметрии как зуба, так и впадины.</p> <p>Если одно из значений δ отрицательно при четном n, то радиальная сборка возможна только по оси симметрии впадины шестерни.</p> <p>Если одно из значений δ отрицательно при нечетном n, то радиальная сборка возможна только по оси симметрии зуба шестерни.</p> |

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 |
| | | $\epsilon_{\alpha} = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} - z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} + (z_2 - z_1) \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi},$ 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. $r_{p1} \geq r_{l1}$. Если же $r_{p1} < r_{l1}$, расчет ϵ_{α} производится по табл. 1, п. 26 приложения 1. |
| 15. Коэффициент торцового перекрытия | ϵ_{α} | Если имеется притупление продольной кромки зуба, то вместо α_{a1} и α_{a2} следует соответственно подставлять α_{k1} и α_{k2} , где α_{k1} и α_{k2} — по табл. 5, п. 2. Для прямозубых передач рекомендуется $\epsilon_{\alpha} \geq 1,2$. Для косозубых передач рекомендуется $\epsilon_{\alpha} \geq 1$. При $\alpha = 20^\circ$ и $h_a^* = 1$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755—68 и ГОСТ 9587—68) упрощенный расчет ϵ_{α} приведен в табл. 1 приложения 1 |
| 16. Коэффициент осевого перекрытия | ϵ_{β} | $\epsilon_{\beta} = \frac{b_w}{p_x},$ где b_w — рабочая ширина венца, p_x — по табл. 6, п. 2. Рекомендуется $\epsilon_{\beta} \geq 1$ |
| 17. Коэффициент перекрытия | ϵ_{γ} | $\epsilon_{\gamma} = \epsilon_{\alpha} + \epsilon_{\beta}$ |
| | | 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 торцевых профилей зубьев, совпадающими с главными профилями | ϵ_{α_m} | $\epsilon_{\alpha_m} = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{g1} - z_2 \operatorname{tg} \alpha_{g2} + (z_2 - z_1) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi}.$ При исходном контуре по ГОСТ 13755—68 в нем приведены допустимые значения ϵ_{α_m} Для определения коэффициента торцевого перекрытия, получающегося вследствие срезания профиля зубьев шестерни и колеса технологическим утолщением ножки зуба зуборезного долблака, в формулу вместо α_g следует подставлять значение угла профиля в точке начала среза α_j $\operatorname{tg} \alpha_j = \frac{\Omega_j}{d_b},$ где Ω_j — по табл. 2 приложения 4 к ГОСТ 16532—70, а r_{j2} — по табл. 8, п. 4 |

| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания |
|---|-------------|--|
| Проверка нормальной толщины на поверхности вершин | | |
| 20. Угол наклона линии вершин зуба | β_a | $\tan \beta_a = \frac{d_a}{d} \tan \beta$ |
| 21. Нормальная толщина зуба на поверхности вершин | шестерни | $s_{na1} = d_{a1} \left(\frac{\pi}{2} + 2x_1 \tan \alpha \right) \cos \beta_{a1}$ |
| | колеса | $s_{na2} = d_{a2} \left(\frac{\pi}{2} - 2x_2 \tan \alpha \right) \cos \beta_{a2}$ |

Примечания:

1. При исходном контуре по ГОСТ 13755—68, если прямозубое колесо с внутренними зубьями окончательно обрабатывается зуборезным долблеком по ГОСТ 9323—60 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 торцевого перекрытия, получающегося вследствие срезания профиля зубьев шестерни и колеса технологическим утолщением ножки зуба долблека.

2. При окончательной обработке шестерни зуборезным долблеком проверка отсутствия подрезания зуба, расчет r_{j1} и r_{l1} приведены в приложении 4 к ГОСТ 16532—70.

Таблица 8

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

| Наименование 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 долблека | α_{a0} | $\cos \alpha_{a0} = \frac{d_0}{d_{a0}} \cos \alpha_t$. При наличии притупления продольной кромки зуба зуборезного долблека следует рассчитать угол профиля в точке притупления α_{k0} , где $\alpha_{k0} = \arctan v_{k0}$ |
| 2. Радиус кривизны профиля зуба колеса в граничной точке | r_{l2} | $r_{l2} = 0,5d_{a0} \sin \alpha_{a0} + a_{w02} \sin \alpha_{tw02}$, где a_{w02} и a_{tw02} — по табл. 3, пп. 4 и 5. При $r_{l2} > r_{p2}$ интерференция отсутствует. r_{p2} — по табл. 5, п. 3. При наличии притупления продольной кромки зуба зуборезного долблека в формулу вместо α_{a0} следует подставлять α_{k0} |

При $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$ (включая исходный контур по ГОСТ 13755—68), если диаметр вершин зубьев рассчитан по формулам табл. 2, п. 13, а окончательная обработка колеса производится зуборезным долблеком 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

Продолжение табл. 8

| Наименование 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_{j2} | $\rho_{j2} = a_{w02} \sin \alpha_{tw02} + 0,5v_{r0}d_0 \cos \alpha_t,$ где a_{w02} , α_{tw02} — по табл. 3, пп. 4 и 5. При $\rho_{j2} \leq \rho_{a2}$ срезание зуба колеса отсутствует |
| 5. Расстояние между окружностью вершин колеса и концентрической окружностью, проходящей через точки начала среза | h_{j2} | $h_{j2} = \sqrt{\rho_{j2}^2 + 0,25d_{b2}^2} - 0,5d_{a2},$ 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_{j2} | $\rho_{j2} = a_{w03} \sin \alpha_{tw03} + 0,5v_{l0}d_0 \cos \alpha_t,$ где a_{w03} , α_{tw03} — по табл. 3, пп. 4 и 5. При $\rho_{j2} < \rho_{a2}$ срезание зубьев колеса отсутствует |
| 7. Расстояние между окружностью вершин колеса и концентрической окружностью, проходящей через точки начала среза | h_{j2} | $h_{j2} = \sqrt{\rho_{j2}^2 + 0,25d_{b2}^2} - 0,5d_{a2},$ где d_{b2} — по табл. 5, п. 1. |

| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания |
|--|-----------------|---|
| Проверка срезания зуба колеса при радиальной подаче зуборезного долбяка | | |
| 8. Вспомогательная величина | γ_{02} | $\gamma_{02} = \frac{z_0}{z_2} \operatorname{inv} a_{a0} - \operatorname{inv} a_{a2} + \left(1 - \frac{z_0}{z_2}\right) \operatorname{inv} a_{tw02}$ |
| 9. Наибольшее значение вспомогательного угла | $\mu_{02 \max}$ | $\mu_{02 \max} = \arccos \left(\frac{d_{a2}^2 - d_{a0}^2 - 4a_{w02}^2}{4a_{w02}d_{a0}} \right)$ |
| 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 $\mu_{02} = \mu_{02 \max}$ окажется, что $\delta_{02} < 0$, то срезание имеется. При $\delta_{02} \geq 0$ 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 $\mu'_{02} > \mu_{02 \max}$, то срезание отсутствует и дальнейшая проверка производится. Если $\mu'_{02} < \mu_{02 \max}$, то определяют параметр δ_{02} по п. 10 настоящей таблицы с подстановкой $\mu'_{02} = \mu_{02}$. При $\delta_{02} \geq 0$ 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—68, если прямозубое колесо с внутренними зубьями обрабатывается зуборезным долбяком по ГОСТ 9323—60 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 к ГОСТ 19274—73
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 | $y = \frac{a_w}{m} - \frac{z_2 - z_1}{2 \cos \beta}$ |
| | A | $A = \frac{1000y \cos \beta}{z_2 - z_1}$ |
| 2. Вспомогательная величина | B | Определяется по номограмме на черт. 1 |
| | μ | Определяется по черт. 2. Если $\beta = 0$, то $\mu = 0$ |
| 3. Коэффициент уравнительного смещения | Δy | $\Delta y = \left(\frac{B}{1000} - \mu \right) \frac{z_2 - z_1}{\cos \beta}$ |
| 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 | $x_d = x_2 - x_1$ |
| | B | $B = \frac{1000x_d \cos \beta}{z_2 - z_1}$ |
| 6. Вспомогательная величина | Γ | Определяется по номограмме на черт. 3 |
| | v | Определяется по черт. 4. Если $\beta = 0$, то $v = 0$ |
| 7. Коэффициент уравнительного смещения | Δy | $\Delta y = \left(\frac{\Gamma}{1000} - v \right) \frac{z_2 - z_1}{\cos \beta}$ |
| 8. Коэффициент воспринимаемого смещения | y | $y = x_d - \Delta y$ |

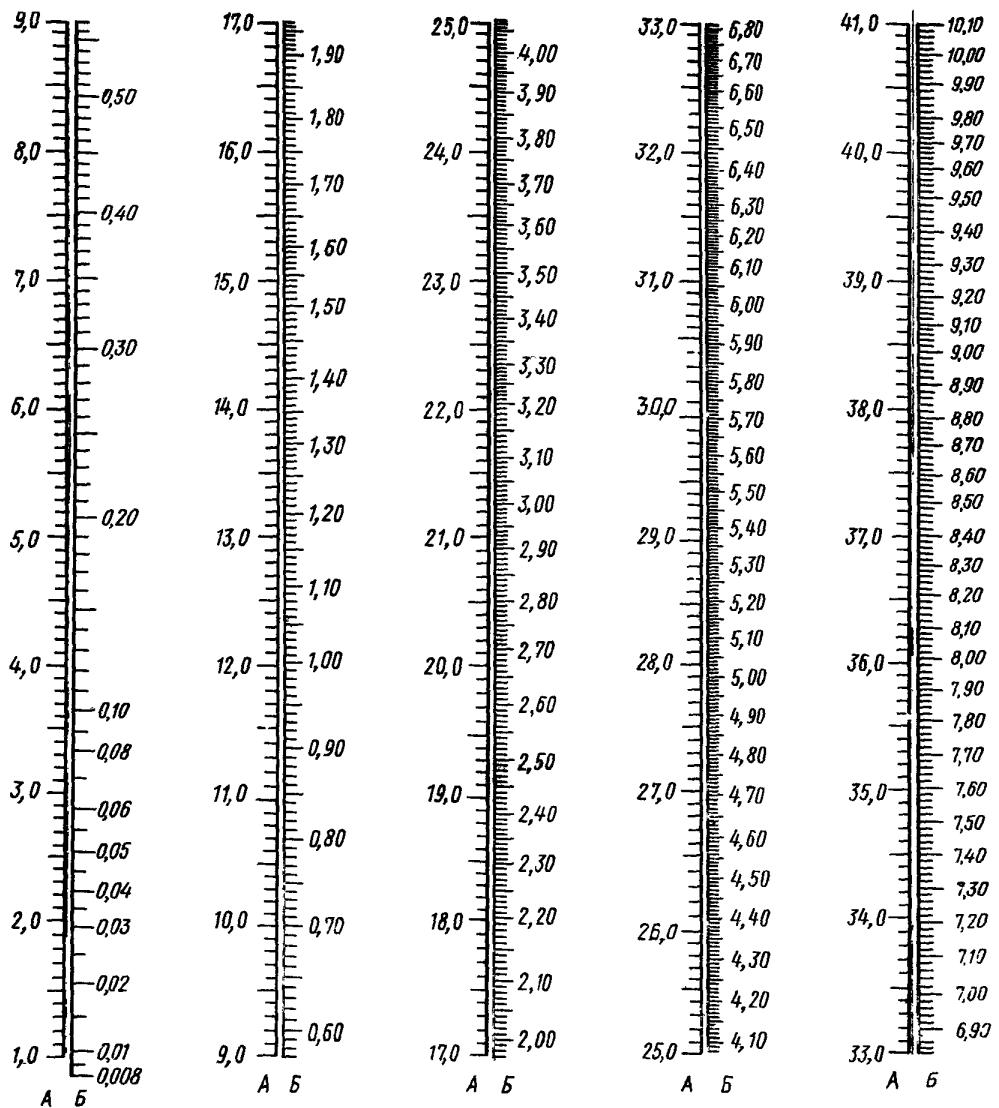
| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания |
|--|-------------|--|
| 9. Межосевое расстояние | a_w | $a_w = \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cos \beta} + y \right) m$ |
| Расчет угла зацепления прямозубой передачи α_w и угла профиля α_t | | |
| 10. Вспомогательная величина | B | $B = \frac{1000x_d}{z_2 - z_1}$ |
| 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 | $\overline{s}_{c1} = \overline{s}_{c1}^* m$ |
| | колеса | $\overline{s}_{c2} = \overline{s}_{c2}^* m.$ Если значения \overline{s}_{c2}^* находятся в пределах, определяемых табл. 2 при $h_i^* - h_a^* > 1$ (включая исходные контуры по ГОСТ 13755-68 и ГОСТ 9587-68), проверку условия $p_{s2} < p_{p2}$ производить не требуется. p_{s2} — по табл. 4, п. 1 настоящего стандарта; p_{p2} — по табл. 5, п. 3 настоящего стандарта. При исходном контуре по ГОСТ 13755-68 с модификацией головки зуба $k_g^* = 0,45$ и $x > 0$ проверку условия $p_{s2} > p_{g2}$ производить не требуется. p_{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

| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания | |
|--|-----------------|--|---|
| 16. Высота до постоянной хорды | шестерни | \bar{h}_{c1} | $\bar{h}_{c1} = 0,5(d_{a1} - d_1) - \bar{h}_{\Delta 1}^*$ |
| | колеса | \bar{h}_{c2} | $\bar{h}_{c2} = 0,5(d_2 - d_{a2}) - \bar{h}_{\Delta 2}^*$ |
| Расчет коэффициента торцового перекрытия прямозубой передачи | | | |
| 17. Вспомогательная величина | шестерни | D_{a1} | $D_{a1} = \frac{d_{a1} - d_1}{d_1}$ |
| | колеса | D_{a2} | $D_{a2} = \frac{d_{a2} - d_2}{d_2}$ |
| | передачи | D_w | $D_w = \frac{a_w - a}{a}$ |
| 18. Вспомогательная величина | шестерни | E_{a1} | Определяется по табл. 3 |
| | колеса | E_{a2} | |
| | передачи | E_w | |
| 19. Составляющие коэффициента торцового перекрытия | шестерни | e_{a1} | $e_{a1} = z_1(E_{a1} - E_w)$ |
| | колеса | e_{a2} | $e_{a2} = z_2(E_w - E_{a2})$ |
| 20. Коэффициент торцового перекрытия | | e_α | $e_\alpha = e_{a1} + e_{a2}$ |
| Дополнительный расчет при наличии подрезания зуба шестерни прямозубой передачи, если $Q_{p1} < Q_{\alpha 1}$ | | | |
| 21. Вспомогательная величина | \mathcal{K}_1 | $\mathcal{K}_1 = \frac{2000}{z_1 \cos \alpha} (x_{1\min} - x_1),$ где $x_{1\min}$ — по табл. 7, п. 1 настоящего стандарта | Формулы справедливы при условиях, указанных в табл. 7, п. 15 настоящего стандарта |
| 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 исходной производящей рейкой |
| 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 | Определяется при подрезании зуборезным долбяком |
| 26. Коэффициент торцового перекрытия передачи, в которой шестерня имеет подрезанные зубья | e_α | $e_\alpha = \frac{z_1(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{l1})}{2\pi},$ где α_{a1} — по табл. 5, п. 2 настоящего стандарта | |

Номограмма для определения вспомогательной величины B при заданном межосевом расстоянии a_w $(\alpha = 20^\circ; a_w > a)$

$$B = 500 \frac{\operatorname{inv} \gamma - \operatorname{inv} \alpha}{\lg \alpha} - A, \text{ где } \cos \gamma = \frac{500 \cos \alpha}{A + 500}$$



Черт. 1

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

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

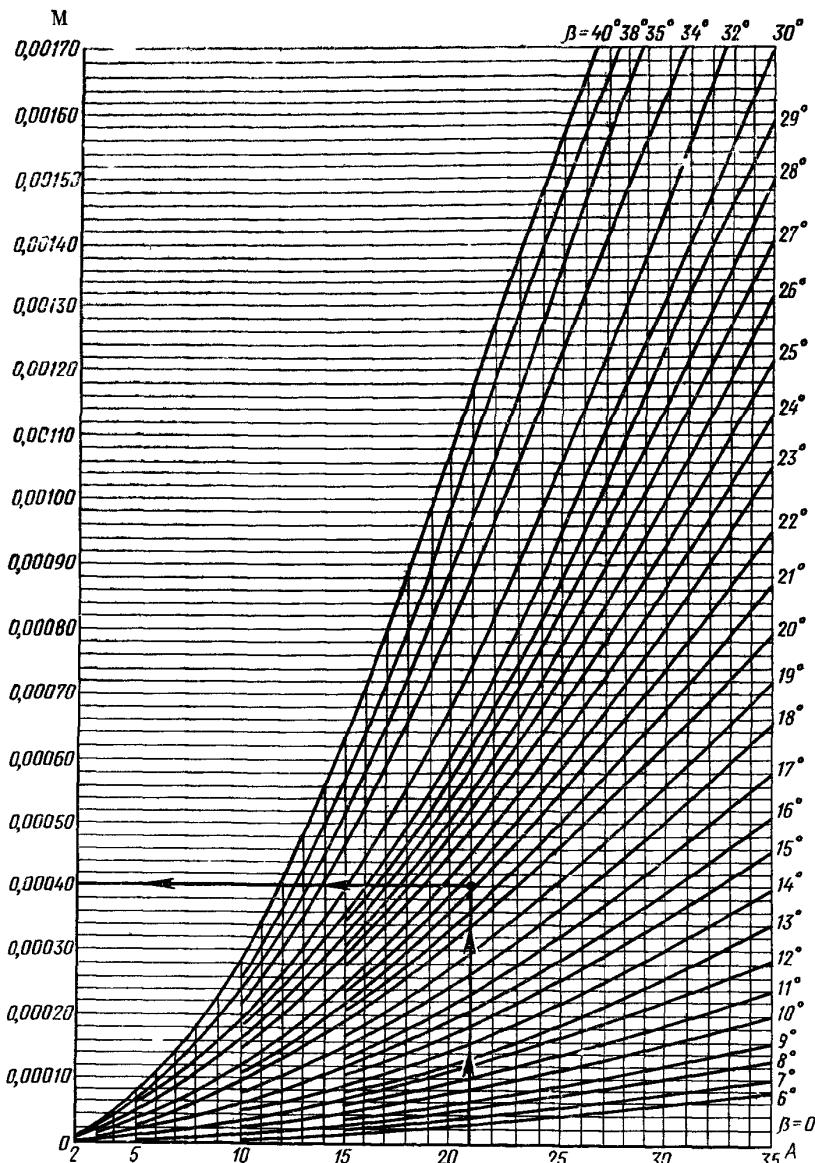
$$A = \frac{1000y}{z_2 - z_1} = \frac{1000 \cdot 0,271}{40} = 6,78.$$

По номограмме определяем $B=0,328$.

График для определения вспомогательной величины μ в зависимости от A и β ($\sigma = 20^\circ$)

$$\mu = \frac{\operatorname{inv} \alpha_w - \operatorname{inv} \alpha}{2 \operatorname{tg} \alpha} = \frac{\operatorname{inv} \alpha_{tw} - \operatorname{inv} \alpha_t}{2 \operatorname{tg} \alpha_t},$$

$$\text{где } \cos \alpha_w = \frac{\cos \alpha}{1 + \frac{A}{500}}; \quad \cos \alpha_{tw} = \frac{\cos \alpha_t}{1 + \frac{A}{500}}$$

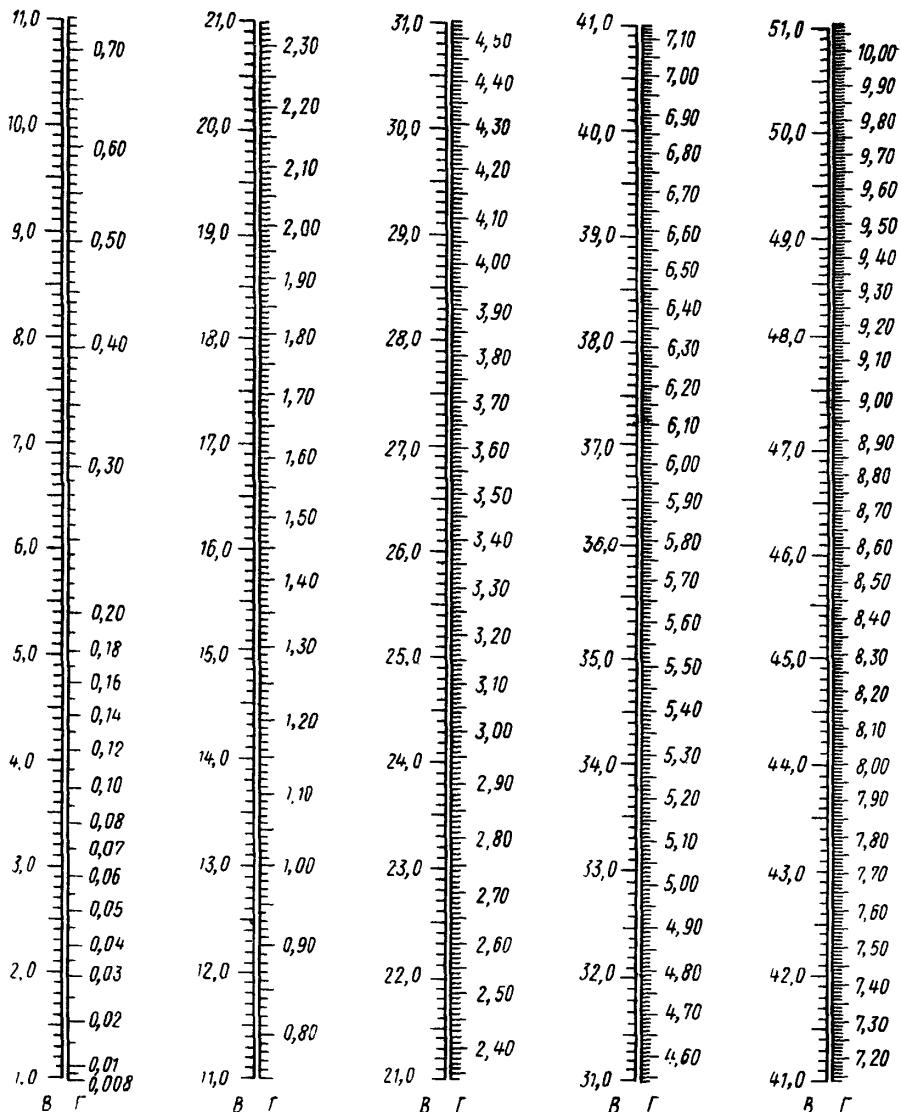


Черт. 2

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

Номограмма для определения вспомогательной величины Γ при заданном коэффициенте разности смещений x_d
 $(\alpha = 20^\circ, a_w > a)$

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



Черт. 3

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

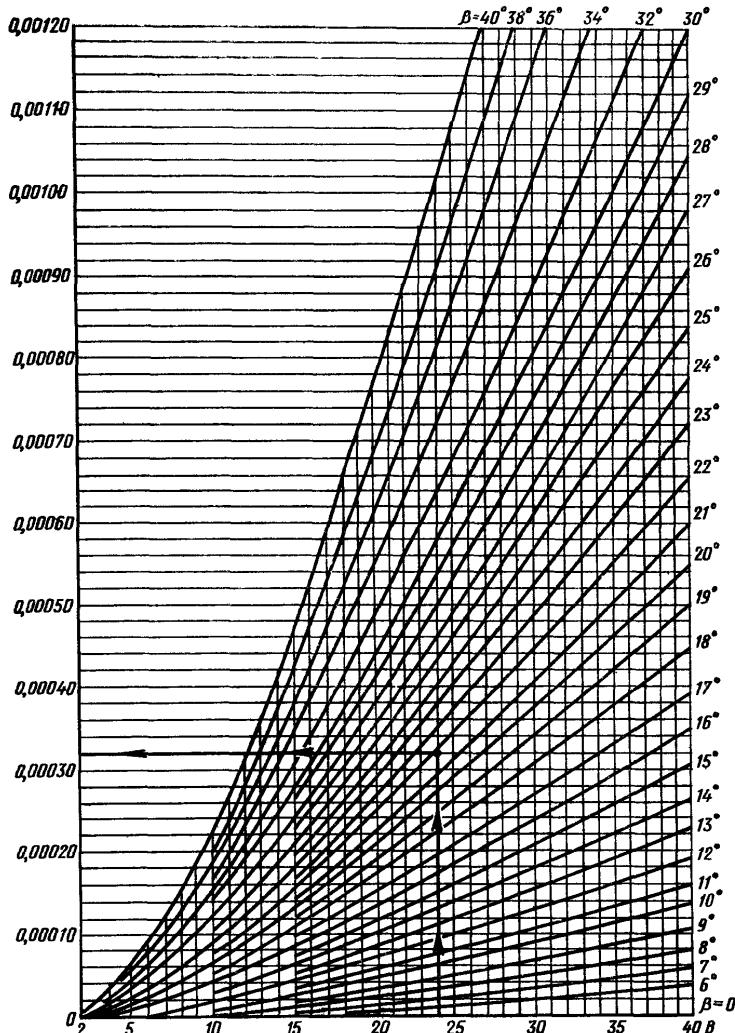
$$\text{Расчет } B = \frac{1000 x_d}{z_2 - z_1} = \frac{1000 \cdot 0,284}{40} = 7,1.$$

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

График для определения вспомогательной величины v в зависимости от B и β ($\alpha=20^\circ$)

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

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

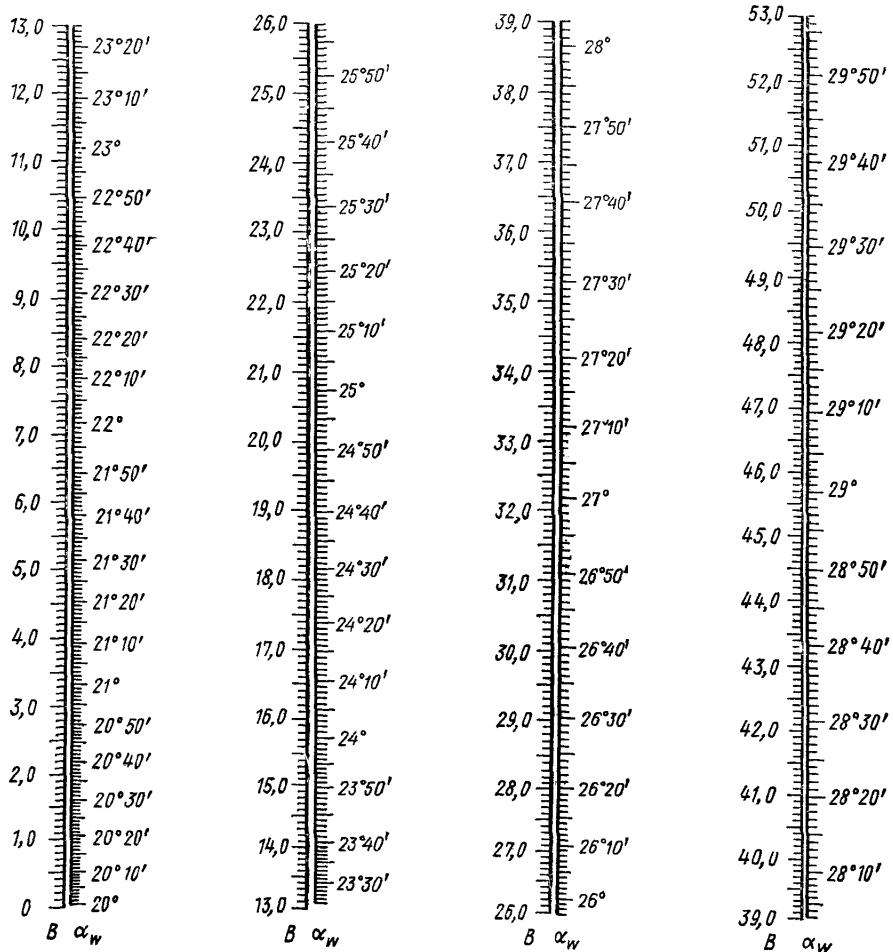


Черт. 4

Пример. Дано $B=23,49$, $\beta=22^\circ$.
По графику определяем $v=0,00032$ (см. пунктир)

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

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

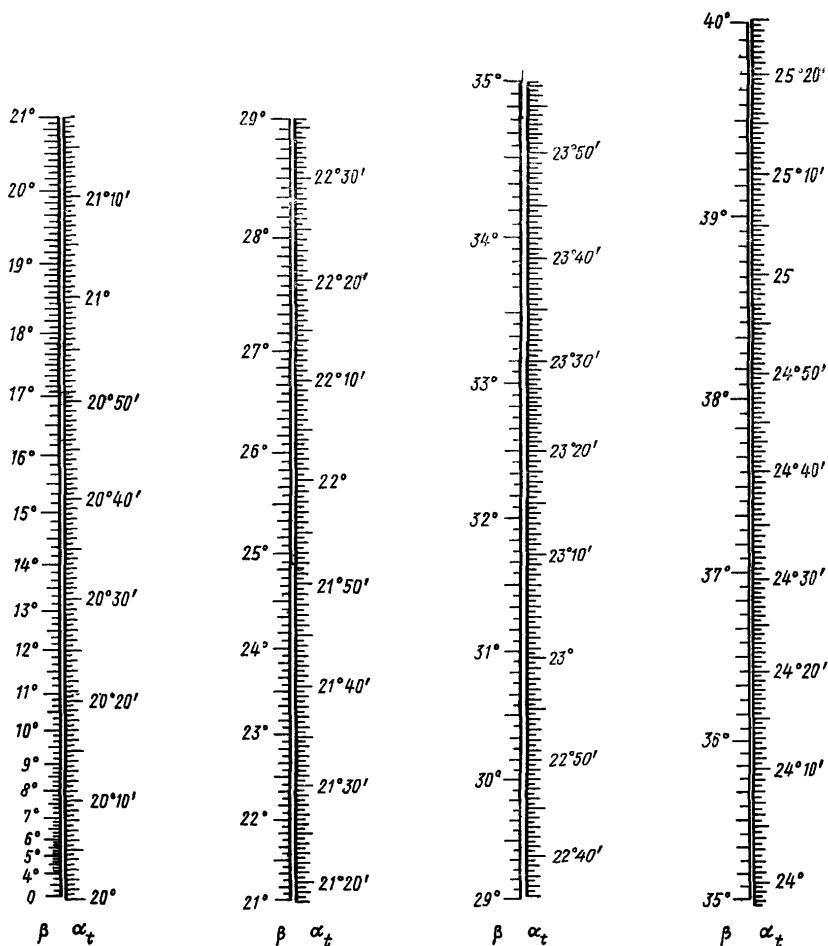


Черт. 5

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

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

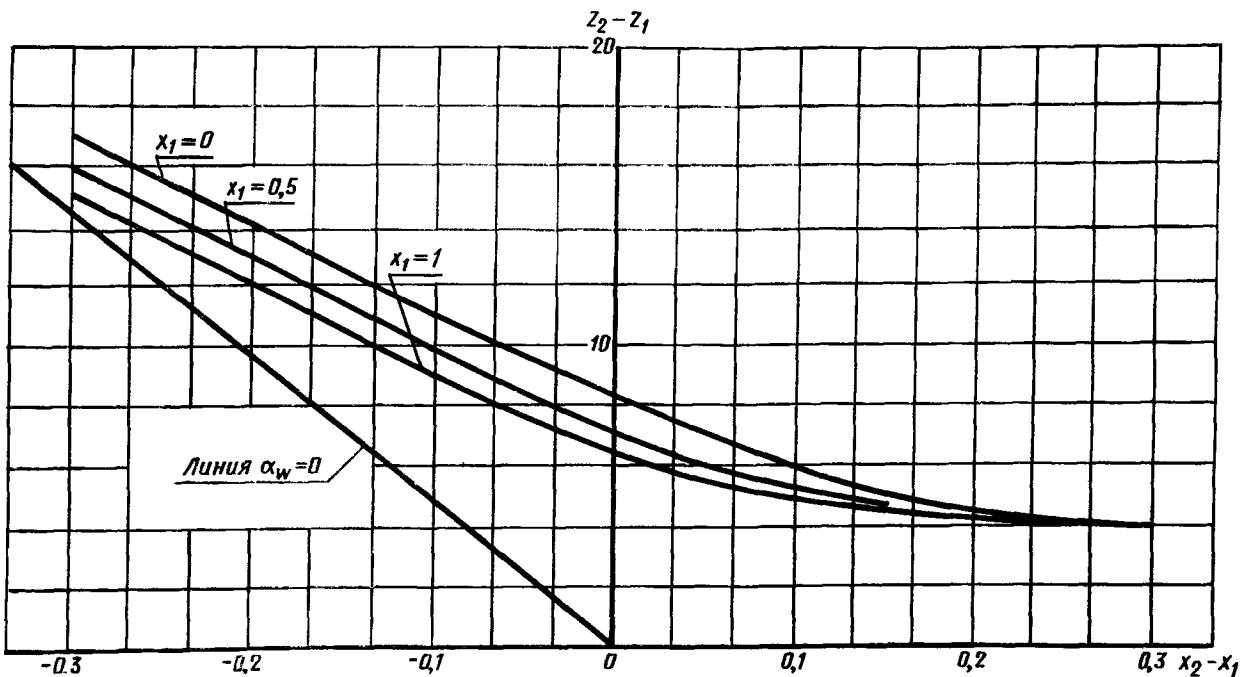
По номограмме определяем $\alpha_w = 22^\circ$.

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

Черт. 6

Пример. Дано $\beta = 22^\circ$.
По номограмме определяем $\alpha_t = 21^\circ 26'$.

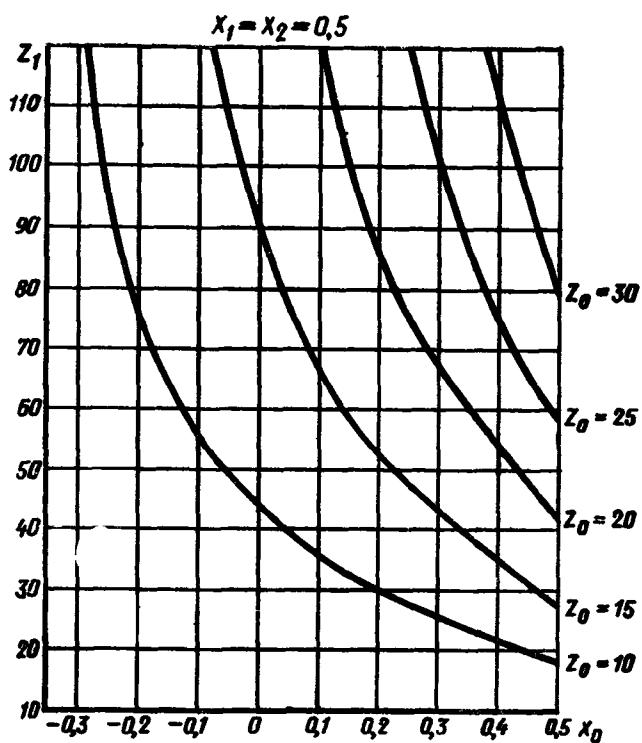
График для проверки отсутствия интерференции вершин зубьев
 $(\alpha=20^\circ, h_a^*=1, \beta=0, d_{a1} \text{ и } d_{a2} — по табл. 2, п. 13 настоящего стандарта)$



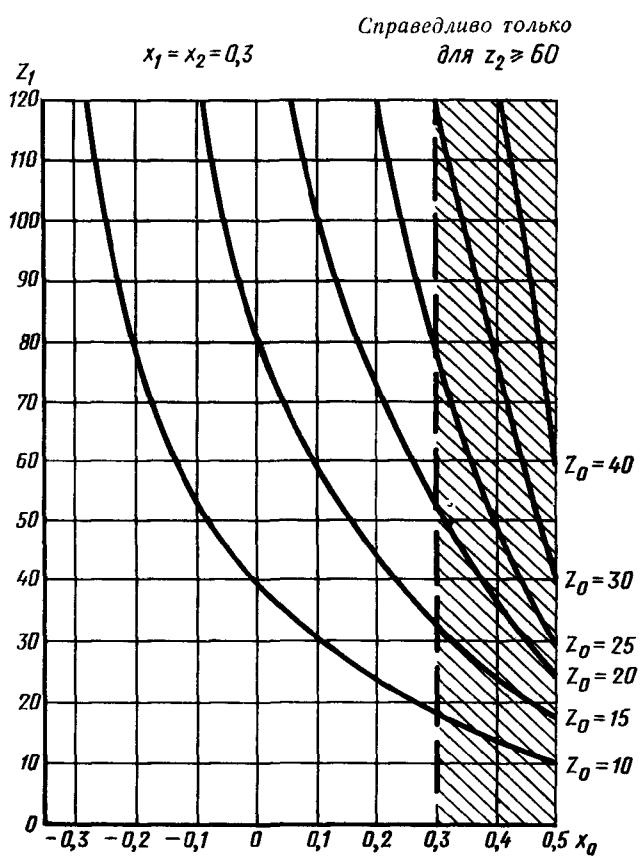
Черт. 7

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 ($\alpha=20^\circ, h_a^*=1, h_{a0}^*=1,25, \beta=0, d_{a1} \text{ и } d_{a2} — по табл. 2, п. 13 настоящего стандарта$)



Черт. 8

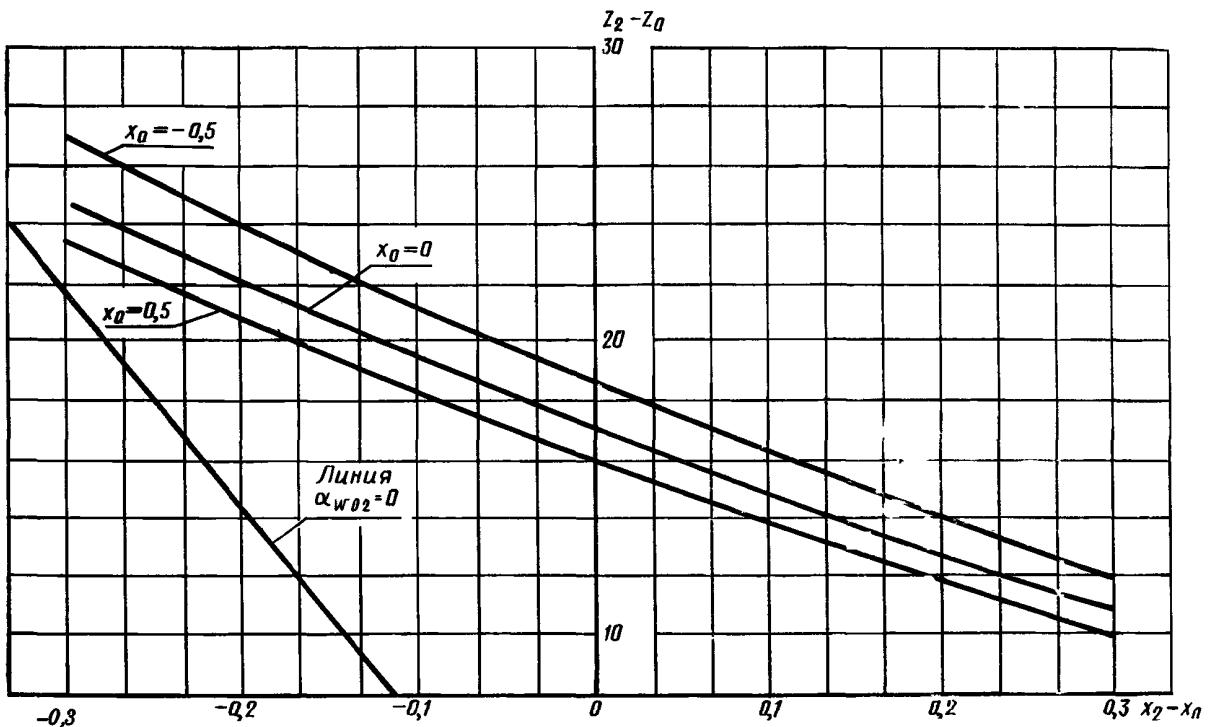


Черт. 9

П р и м е ч а н и е к ч е р т . 8 и 9. Область отсутствия интерференции — под кривой соответствующего числа зубьев колеса 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 долблека

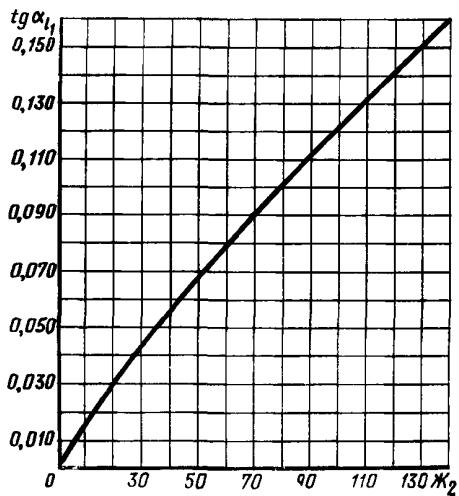
($\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$, $h_{a0}^* = 1,25$, $\beta = 0$, d_{a2} — по табл. 2, п. 13 настоящего стандарта)



Черт. 10

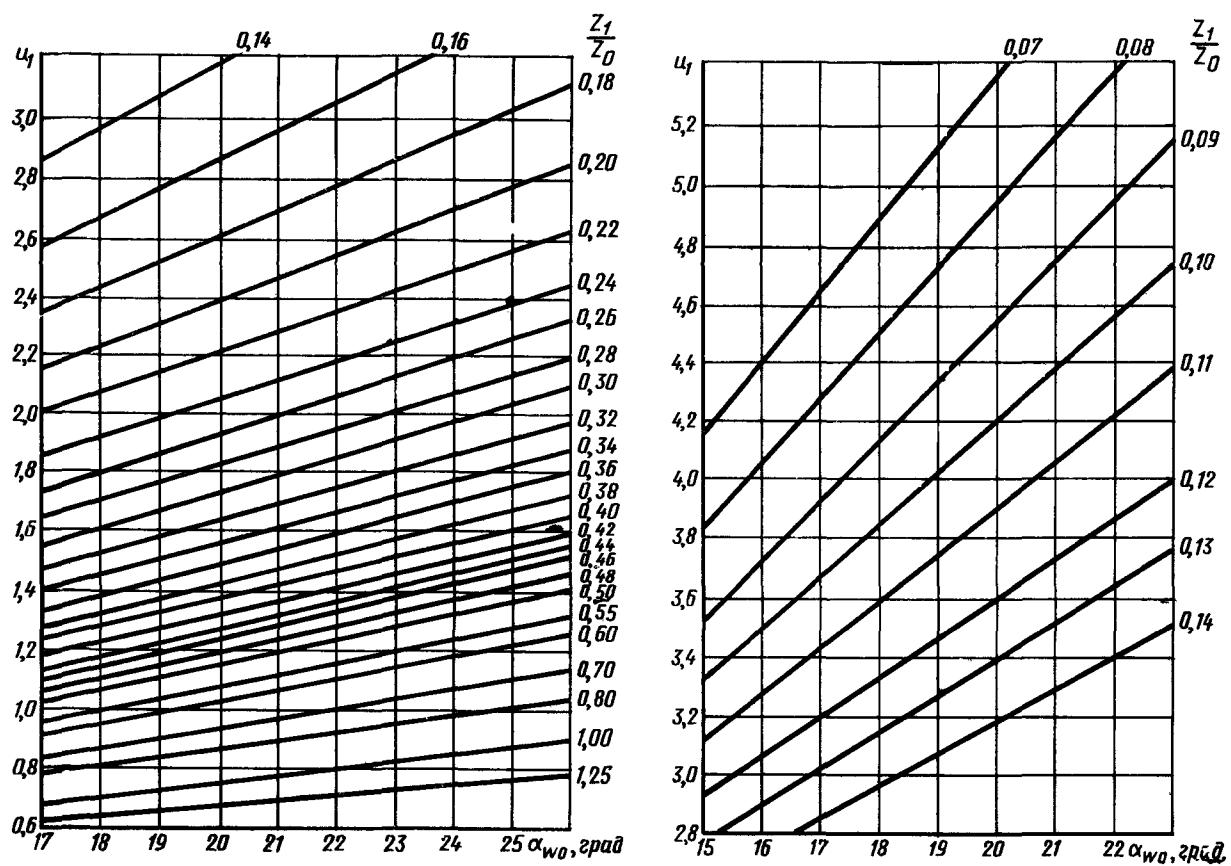
При меч ани е. Область отсутствия срезания над кривой соответствующего смещения x_0 . В непосредственной близости под кривой находится область, требующая уточнения.

График для определения величины $\operatorname{tg} \alpha_{l_1}$ в зависимости от вспомогательной величины X_1 ($\alpha = 20^\circ$)



Черт. 11

График для определения вспомогательной величины u_1 в зависимости от угла α_{w0} и отношения $\frac{z_1}{z_0}$ ($\alpha = 20^\circ$)



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 ($\alpha=20^\circ$)

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

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

| 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_2 | \bar{s}_{c2}^* | $\bar{h}_{\Delta 2}^*$ | x_2 | \bar{s}_{c2}^* | $\bar{h}_{\Delta 2}^*$ |
|-------|------------------|------------------------|-------|------------------|------------------------|
| -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 | 0,1928 |
| -0,07 | 1,4320 | 0,2606 | 0,52 | 1,0528 | 0,1915 |
| -0,06 | 1,4256 | 0,2594 | 0,53 | 1,0464 | 0,1904 |
| -0,05 | 1,4192 | 0,2583 | 0,54 | 1,0400 | 0,1892 |
| -0,04 | 1,4128 | 0,2571 | 0,55 | 1,0336 | 0,1881 |
| -0,03 | 1,4063 | 0,2559 | 0,56 | 1,0271 | 0,1869 |
| -0,02 | 1,3999 | 0,2548 | 0,57 | 1,0207 | 0,1857 |
| -0,01 | 1,3935 | 0,2536 | 0,58 | 1,0143 | 0,1845 |
| 0,00 | 1,3870 | 0,2524 | 0,59 | 1,0078 | 0,1834 |
| 0,01 | 1,3806 | 0,2513 | 0,60 | 1,0014 | 0,1824 |
| 0,02 | 1,3742 | 0,2501 | 0,61 | 0,9950 | 0,1810 |
| 0,03 | 1,3678 | 0,2490 | 0,62 | 0,9886 | 0,1799 |
| 0,04 | 1,3614 | 0,2478 | 0,63 | 0,9821 | 0,1787 |
| 0,05 | 1,3549 | 0,2466 | 0,64 | 0,9757 | 0,1775 |
| 0,06 | 1,3485 | 0,2454 | 0,65 | 0,9693 | 0,1764 |
| 0,07 | 1,3421 | 0,2443 | 0,66 | 0,9629 | 0,1753 |
| 0,08 | 1,3356 | 0,2431 | 0,67 | 0,9564 | 0,1740 |
| 0,09 | 1,3292 | 0,2419 | 0,68 | 0,9500 | 0,1728 |
| 0,10 | 1,3228 | 0,2408 | 0,69 | 0,9436 | 0,1717 |
| 0,11 | 1,3164 | 0,2396 | 0,70 | 0,9371 | 0,1705 |
| 0,12 | 1,3099 | 0,2384 | 0,71 | 0,9307 | 0,1693 |
| 0,13 | 1,3035 | 0,2372 | 0,72 | 0,9243 | 0,1682 |
| 0,14 | 1,2971 | 0,2361 | 0,73 | 0,9179 | 0,1670 |
| 0,15 | 1,2906 | 0,2349 | 0,74 | 0,9114 | 0,1658 |
| 0,16 | 1,2842 | 0,2337 | 0,75 | 0,9050 | 0,1647 |
| 0,17 | 1,2778 | 0,2326 | 0,76 | 0,8986 | 0,1635 |
| 0,18 | 1,2714 | 0,2314 | 0,77 | 0,8921 | 0,1623 |
| 0,19 | 1,2649 | 0,2302 | 0,78 | 0,8857 | 0,1611 |
| 0,20 | 1,2585 | 0,2291 | 0,79 | 0,8793 | 0,1600 |
| 0,21 | 1,2521 | 0,2279 | 0,80 | 0,8729 | 0,1585 |
| 0,22 | 1,2457 | 0,2267 | 0,81 | 0,8664 | 0,1576 |
| 0,23 | 1,2392 | 0,2255 | 0,82 | 0,8600 | 0,1565 |
| 0,24 | 1,2328 | 0,2244 | 0,83 | 0,8536 | 0,1554 |
| 0,25 | 1,2264 | 0,2232 | 0,84 | 0,8471 | 0,1541 |
| 0,26 | 1,2199 | 0,2220 | 0,85 | 0,8407 | 0,1529 |
| 0,27 | 1,2135 | 0,2209 | 0,86 | 0,8343 | 0,1518 |
| 0,28 | 1,2071 | 0,2197 | 0,87 | 0,8279 | 0,1507 |
| 0,29 | 1,2007 | 0,2185 | 0,88 | 0,8214 | 0,1494 |
| 0,30 | 1,1942 | 0,2174 | 0,89 | 0,8150 | 0,1483 |
| 0,31 | 1,1878 | 0,2162 | 0,90 | 0,8086 | 0,1471 |
| 0,32 | 1,1814 | 0,2150 | 0,91 | 0,8022 | 0,1459 |
| 0,33 | 1,1749 | 0,2138 | 0,92 | 0,7957 | 0,1448 |
| 0,34 | 1,1685 | 0,2127 | 0,93 | 0,7893 | 0,1436 |
| 0,35 | 1,1621 | 0,2115 | 0,94 | 0,7829 | 0,1424 |
| 0,36 | 1,1557 | 0,2103 | 0,95 | 0,7764 | 0,1412 |
| 0,37 | 1,1492 | 0,2092 | 0,96 | 0,7700 | 0,1403 |
| 0,38 | 1,1428 | 0,2080 | 0,97 | 0,7635 | 0,1389 |
| 0,39 | 1,1364 | 0,2068 | 0,98 | 0,7571 | 0,1378 |
| 0,40 | 1,1299 | 0,2057 | 0,99 | 0,7507 | 0,1366 |
| 0,41 | 1,1235 | 0,2045 | 1,00 | 0,7443 | 0,1354 |
| 0,42 | 1,1171 | 0,2033 | | | |

Таблица 3

Значения коэффициента E для прямозубой передачи ($\alpha=20^\circ$)ЗНАЧЕНИЯ E_y ПРИ $D < 0$

| D | -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 $D > 0$

| D | 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 $E_y = \frac{\operatorname{tg} \alpha_y}{2\pi}$.

БЛОКИРУЮЩИЕ КОНТУРЫ

Приведенные блокирующие контуры* построены для прямозубых передач без модификации профиля зубьев, у которых колесо окончательно обрабатывается стандартным зуборезным долбяком по ГОСТ 9329—60 без притупления продольной кромки зuba и без технологического утолщения ножки зuba, шестерня — стандартным долбяком по ГОСТ 9323—60 или стандартной червячной фрезой по ГОСТ 9324—60, 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名义альным делительным диаметром не менее 75 мм;

2) колесо нарезают любым долбяком с名义альными 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_2 менее 16.

При выборе коэффициентов смещения с помощью блокирующих контуров коэффициент торгового перекрытия ϵ_{α} , толщина зuba 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 $\epsilon = \alpha = 1,0$;
- 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 зuba фрезы или долбяка;
- 7 — линия срезания вершин зубьев колеса переходной поверхностью зuba долбяка;
- 8 — линия интерференции с переходной поверхностью зuba шестерни, нарезанной долбяком;
- 9 — линия интерференции с переходной поверхностью зuba колеса;
- 10 — линия интерференции с переходной поверхностью зuba 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 $c_2 = 0,1 m$;
- 16 — линия $\epsilon = \alpha = 1,2$;
- 17 — линия $s_{a1} = 0,3 m$;
- 18 — линия $s_{a2} = 0,3 m$.

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).

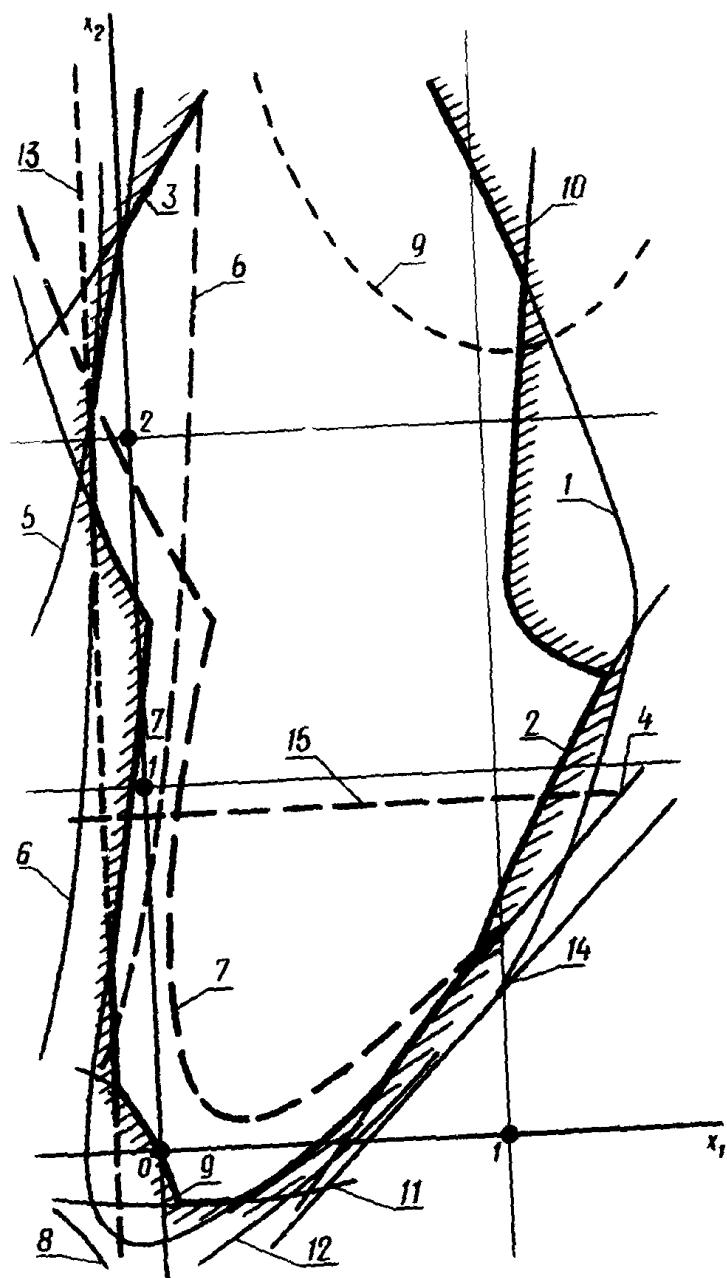
На некоторых контурах линии 6 и 7 имеют дополнительные обозначения в скобках, например, 6(17), указывающие, при каком числе зубьев переточенного до предела долбяка возникает данное ограничение.

Пример.

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

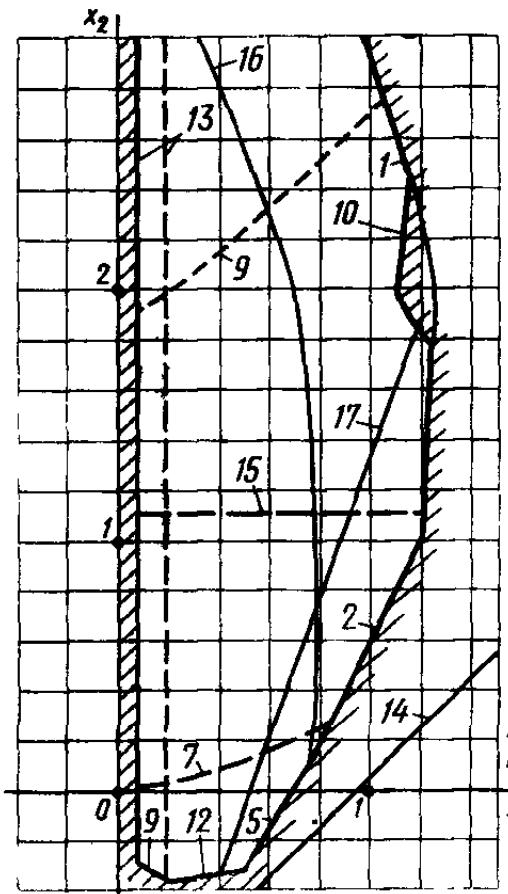
Разбивку x_d произвести так, чтобы при условиях $\epsilon_{\alpha} > 1,2$ и $s_{a1} > 0,3 m$ получить наибольшее значение x_1 . По блокирующему контуру с числами зубьев, ближайшими к заданным ($z_1 = 20$, $z_2 = 80$, $m \gg 3,75$), находим, что этим условиям удовлетворяют коэффициенты смещения $x_1 =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

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

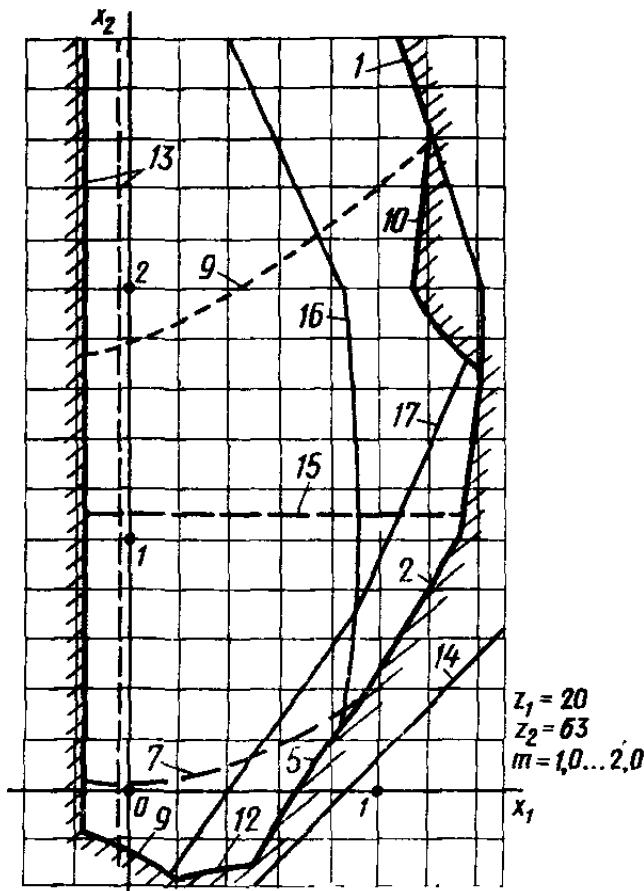


Черт. 1

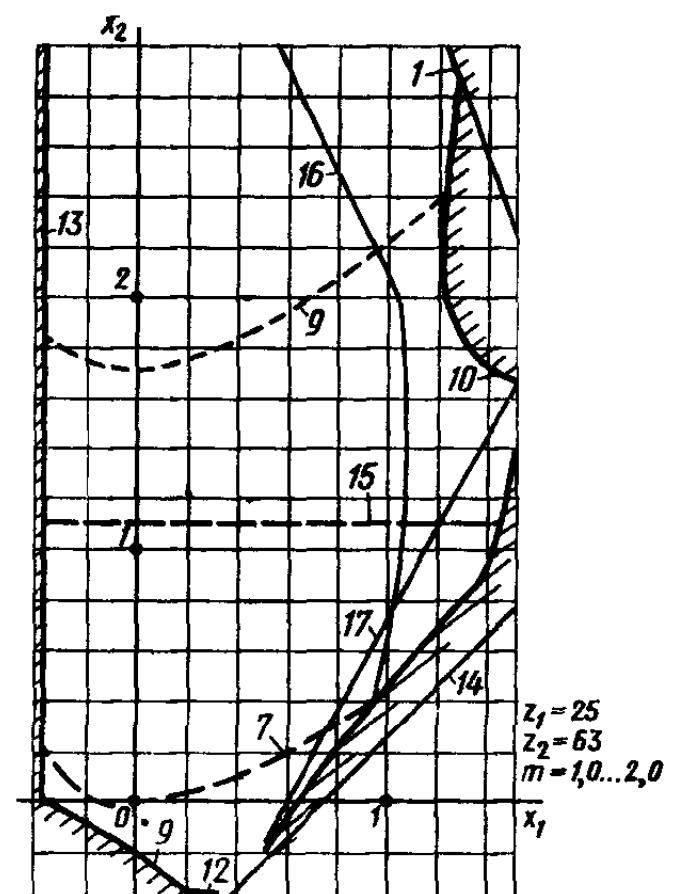
Блокирующие контуры для зубчатых передач с модулем $m=1,0\dots 2,0$ мм



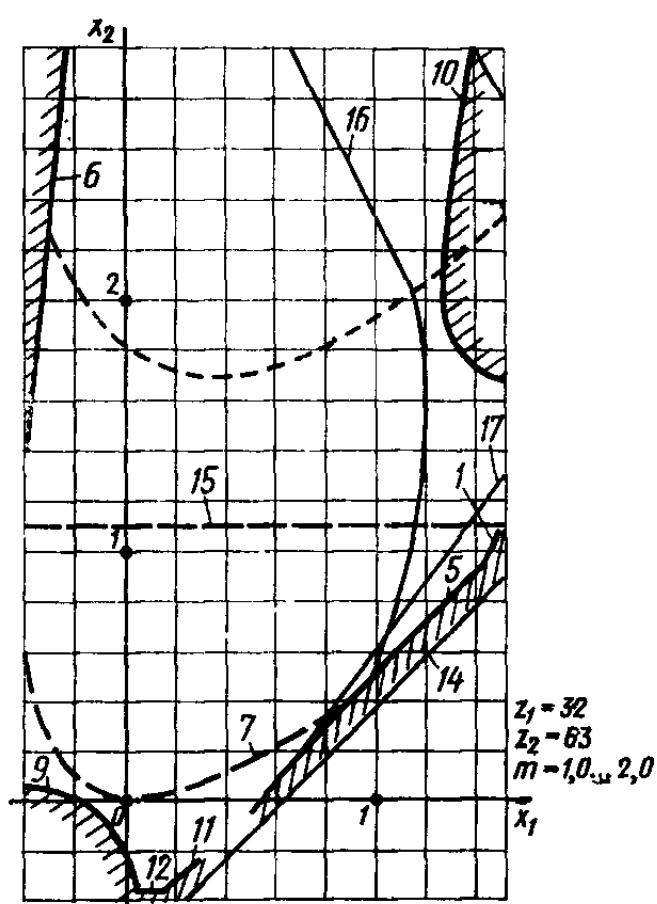
Черт. 2



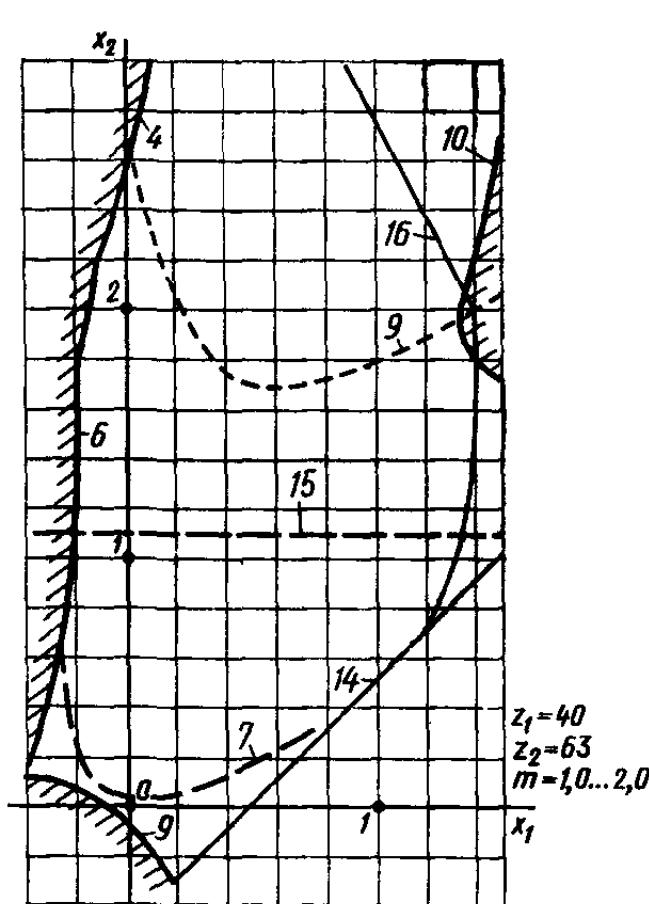
Черт. 3



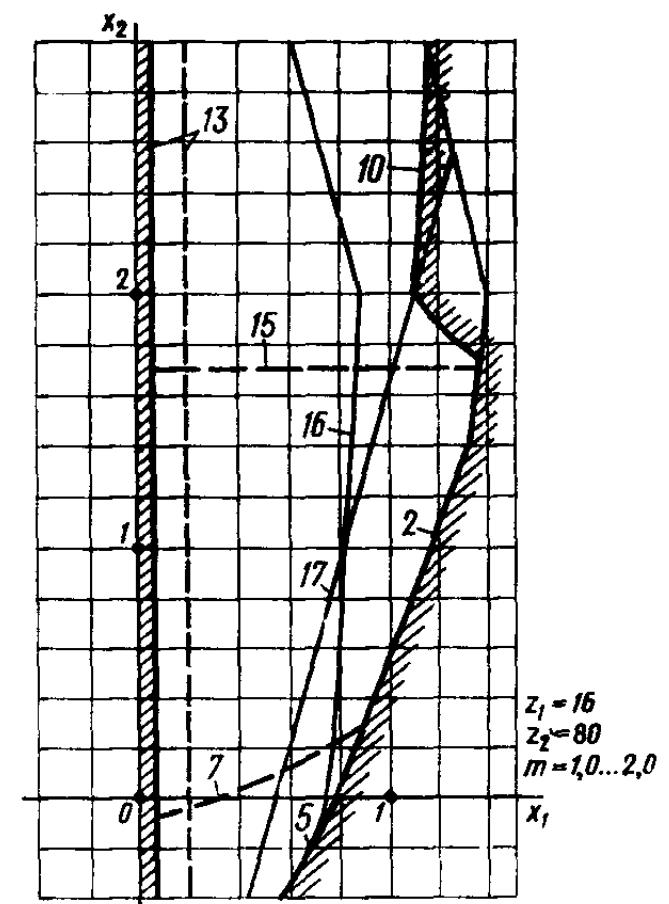
Черт. 4



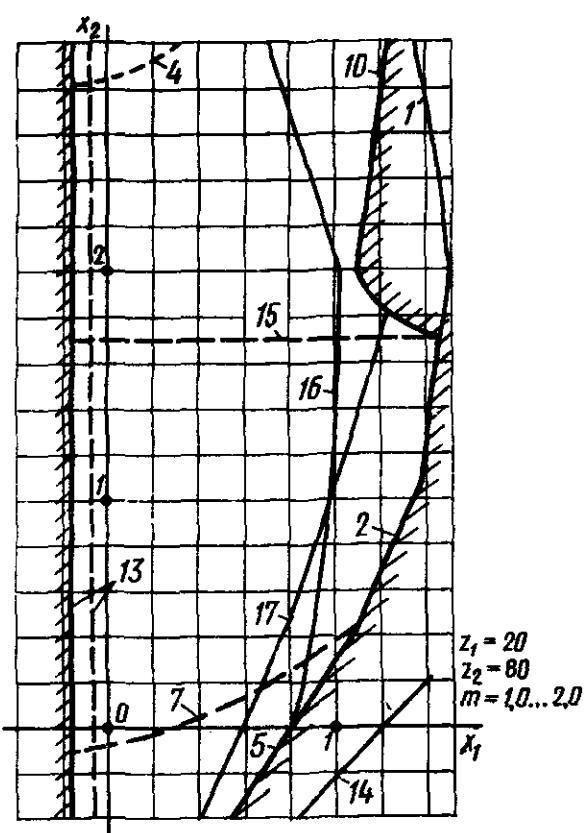
Черт. 5



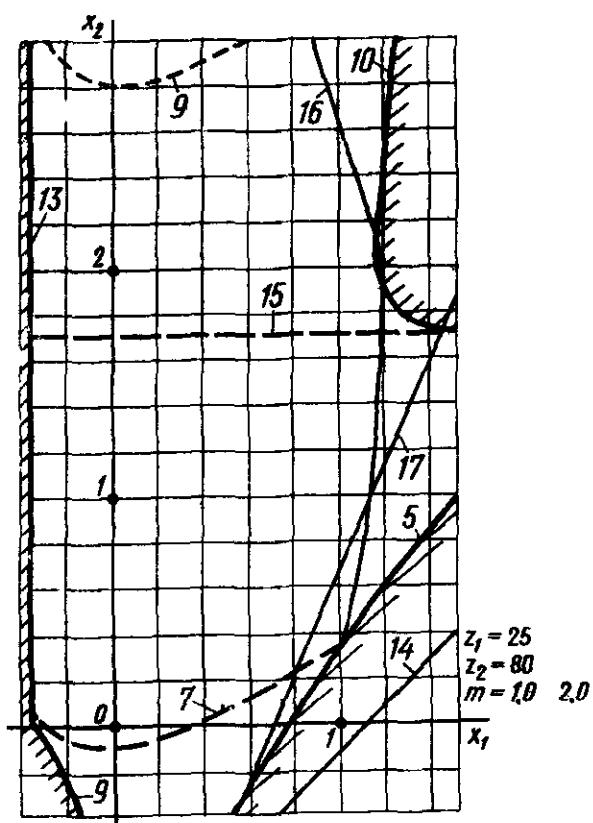
Черт. 6



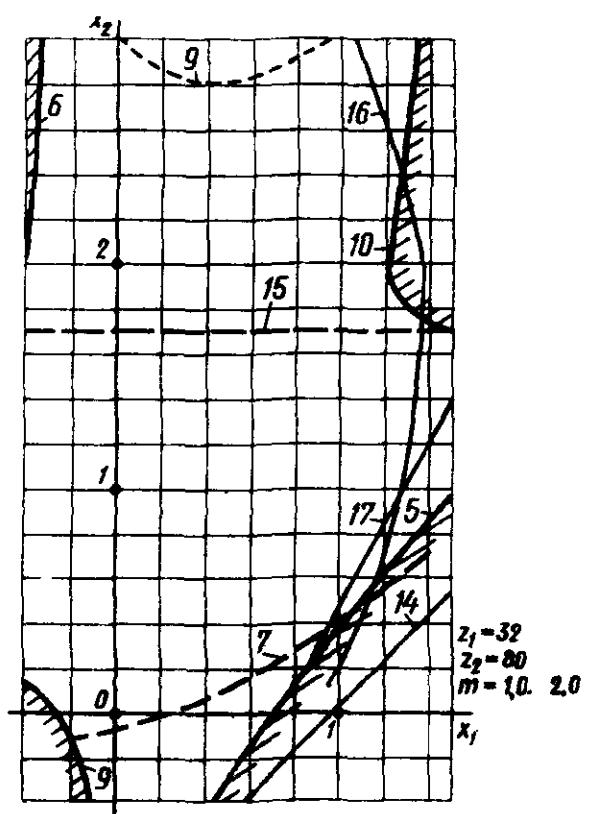
Черт. 7



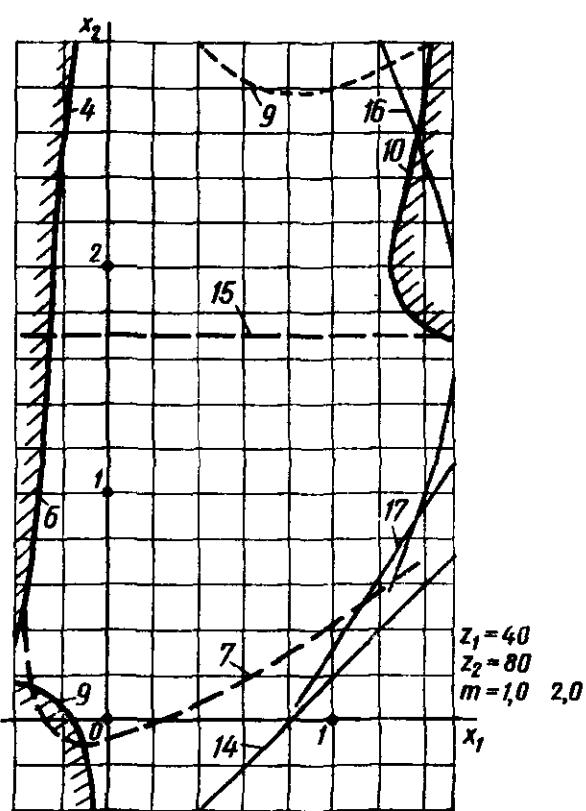
Черт 8



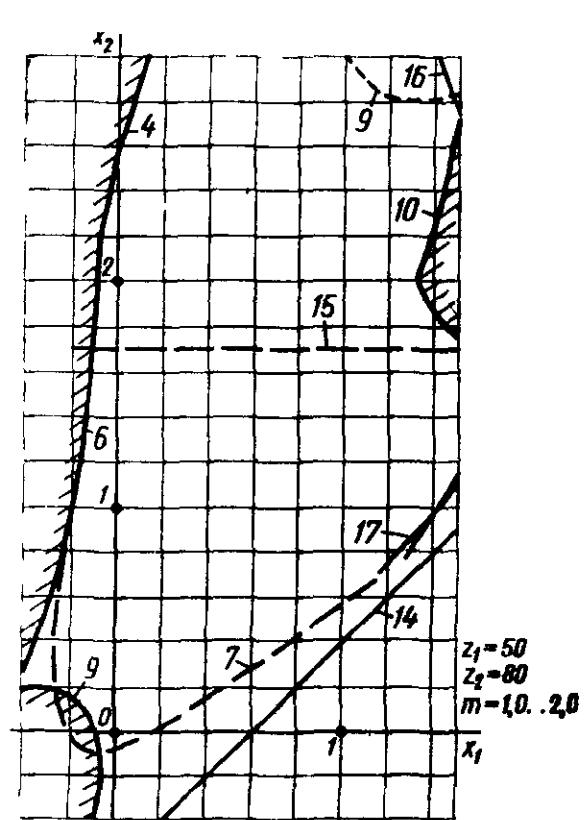
Черт 9



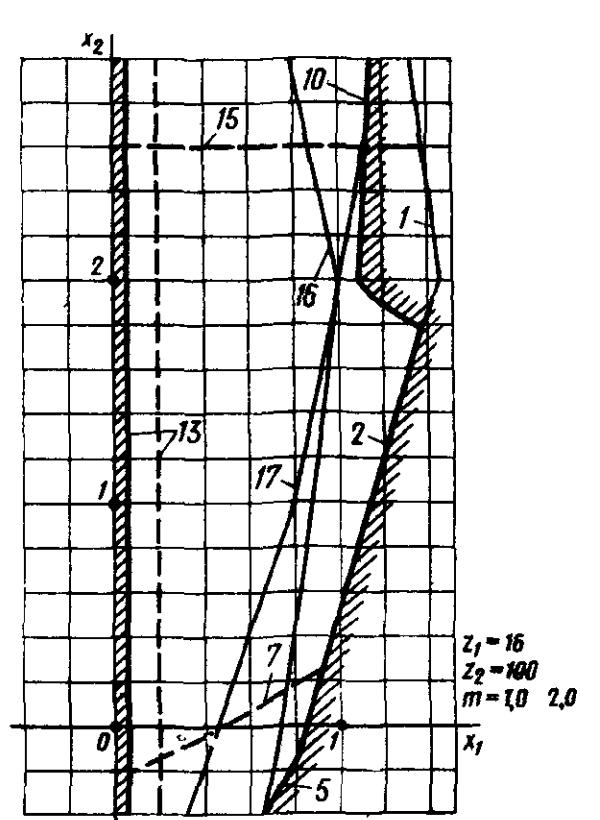
Черт 10



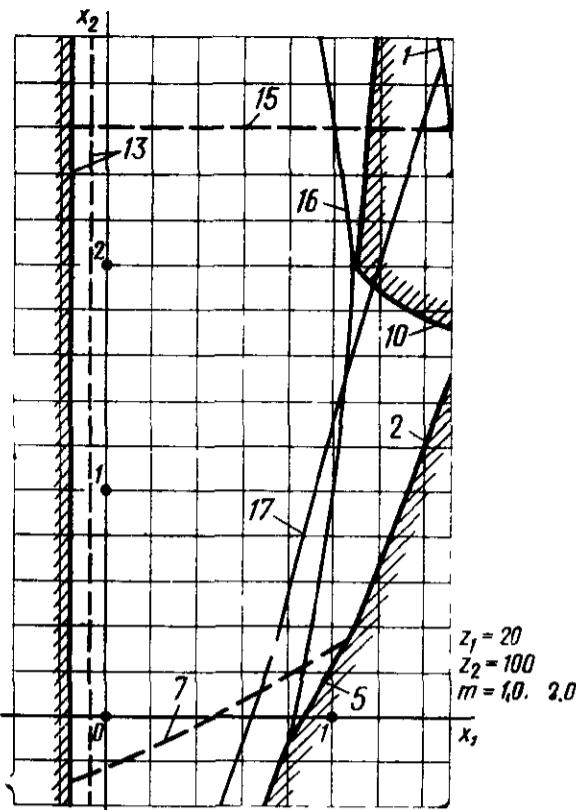
Черт. 11



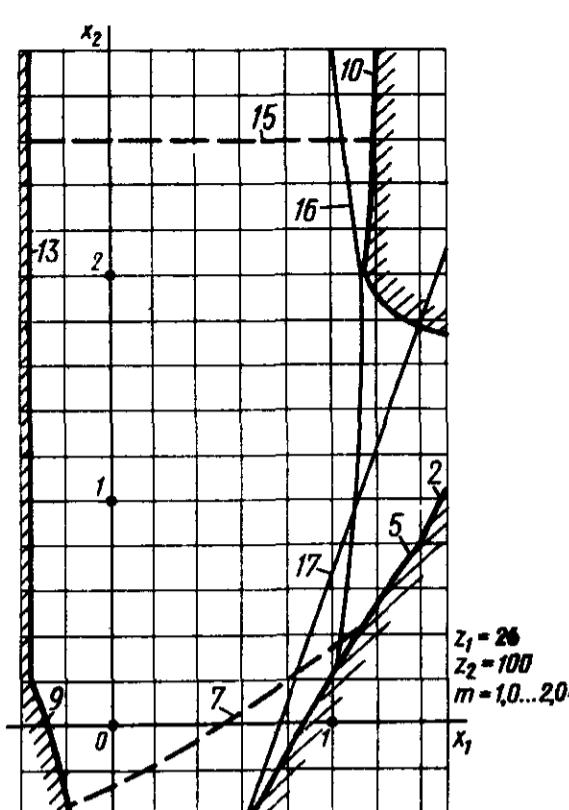
Черт. 12



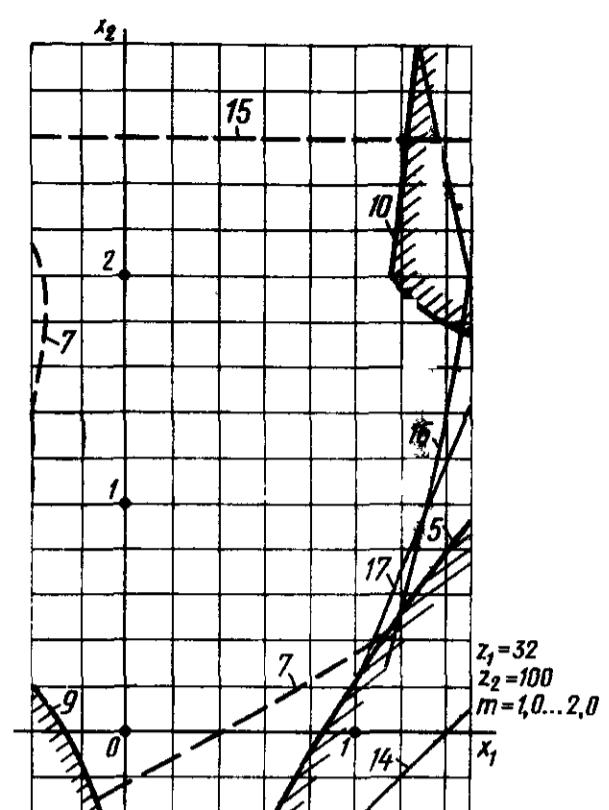
Черт. 13



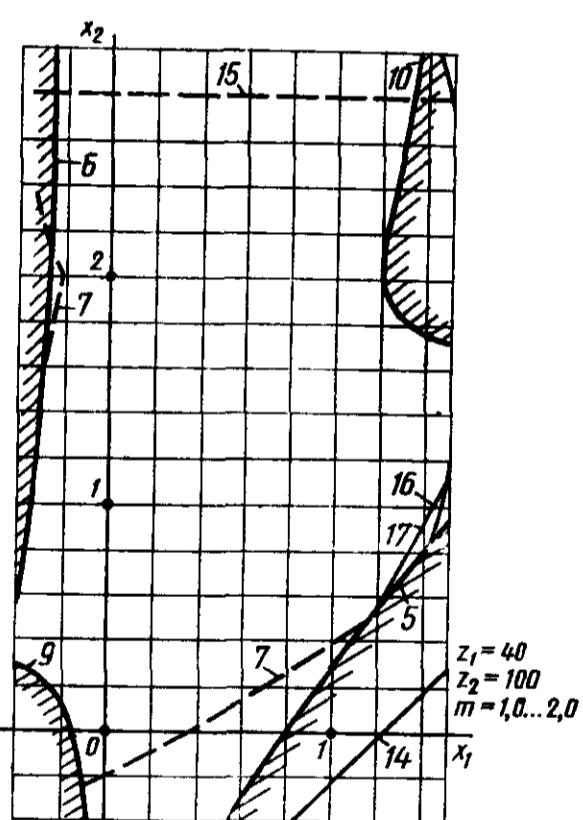
Черт. 14



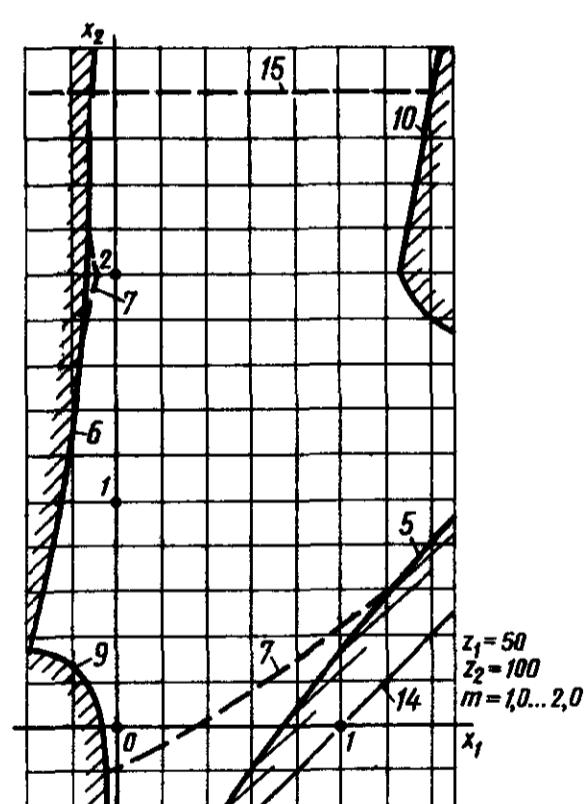
Черт. 15



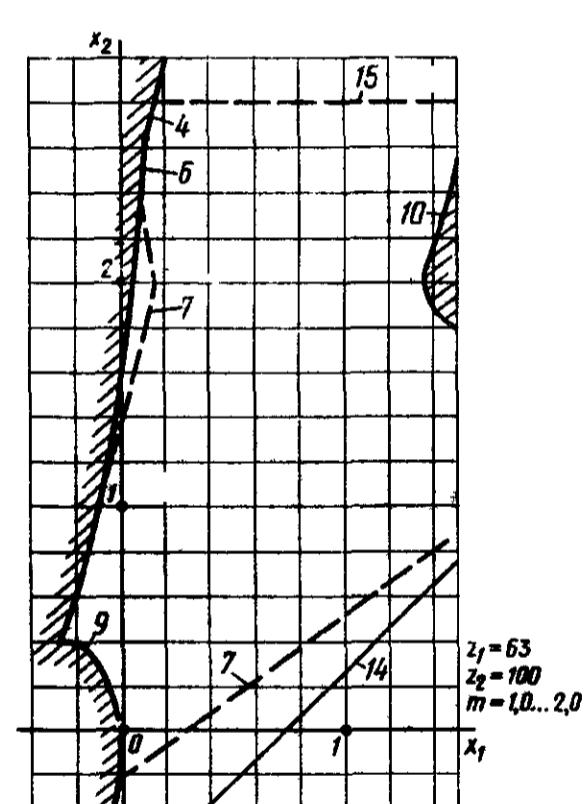
Черт. 16



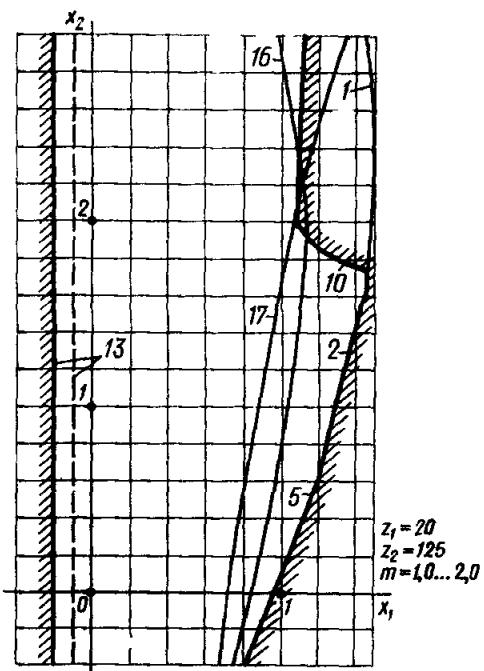
Черт. 17



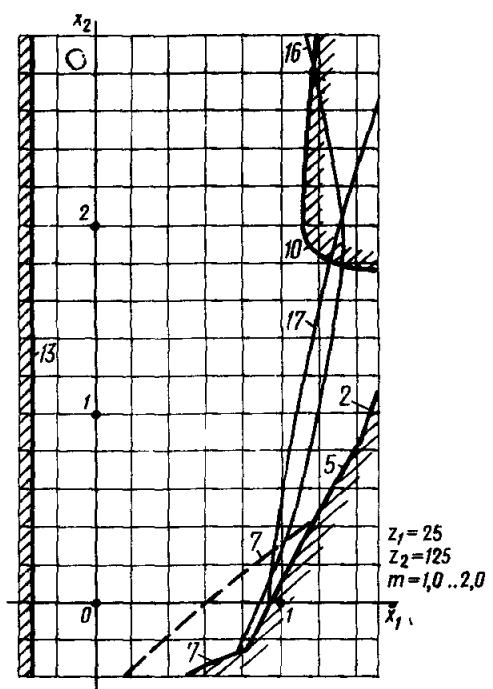
Черт. 18



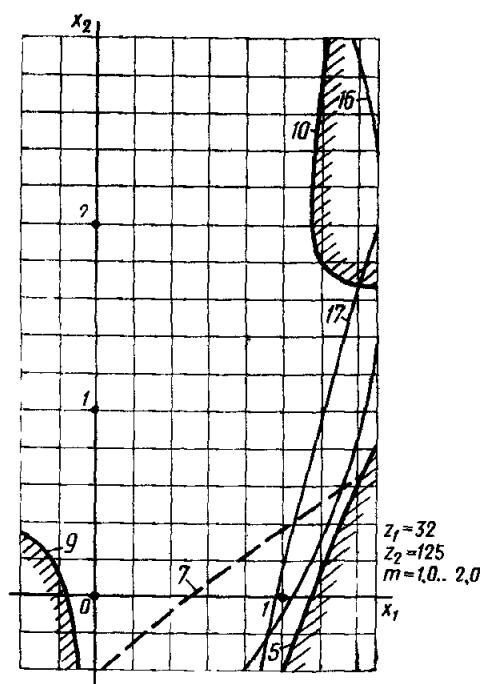
Черт. 19



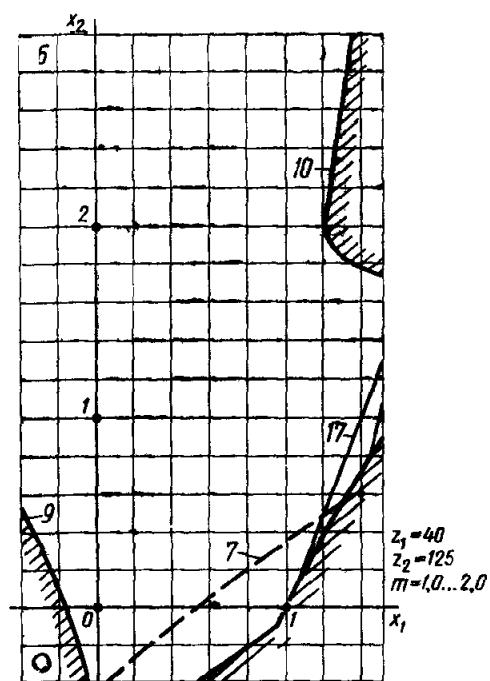
Черт. 20



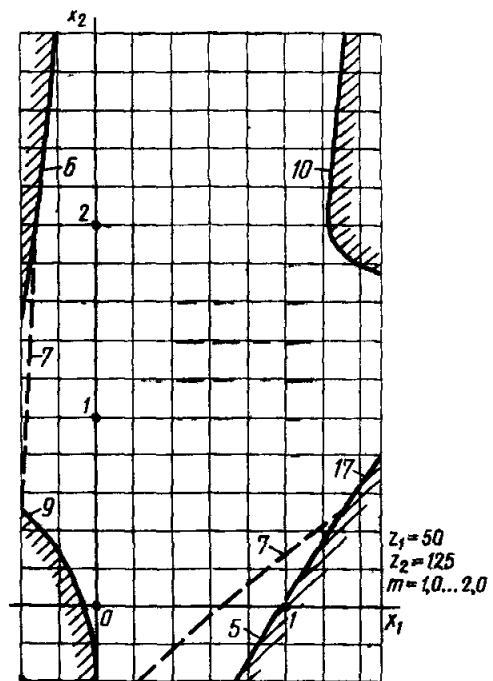
Черт. 21



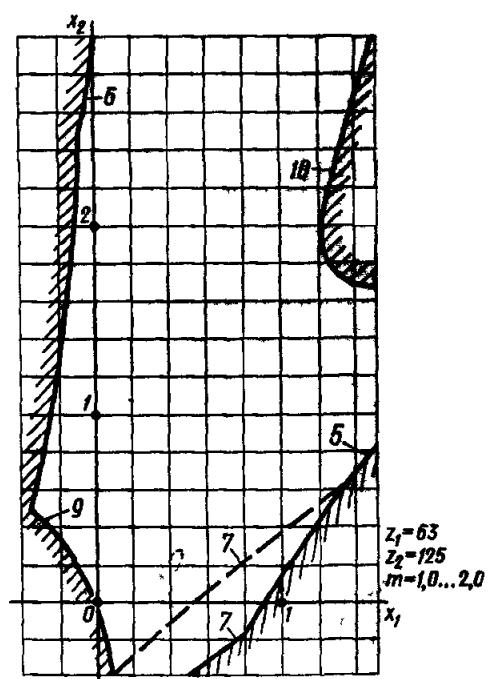
Черт. 22



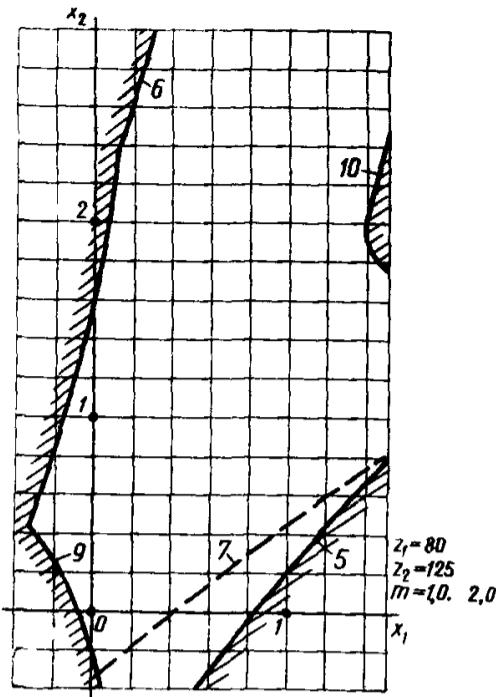
Черт. 23



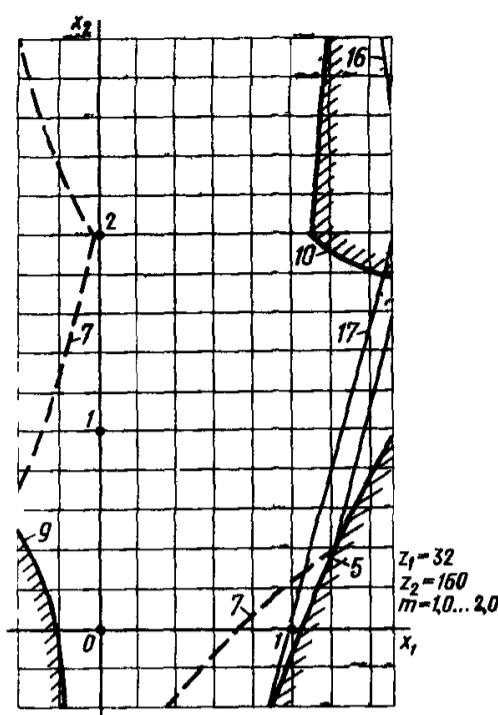
Черт. 24



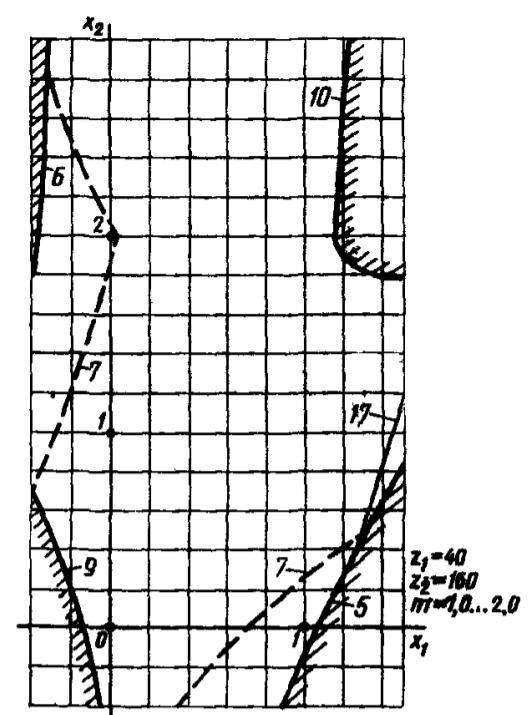
Черт. 25



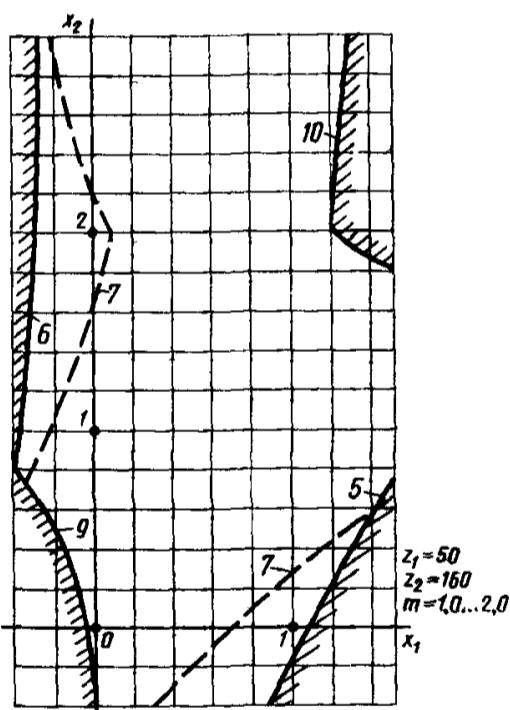
Черт. 26



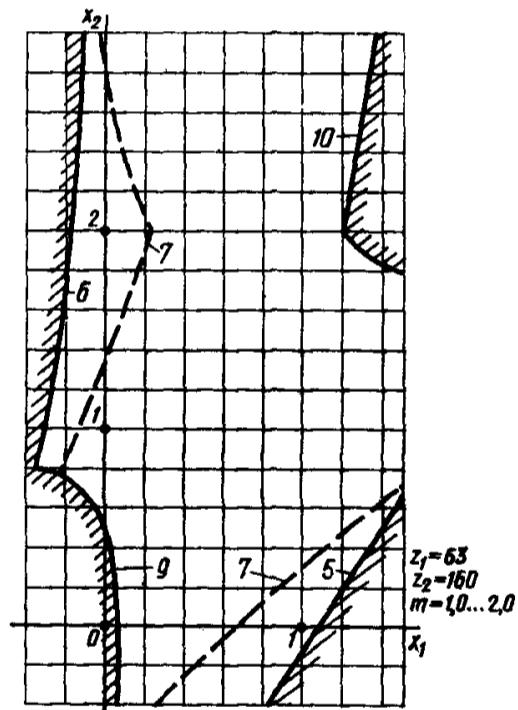
Черт. 27



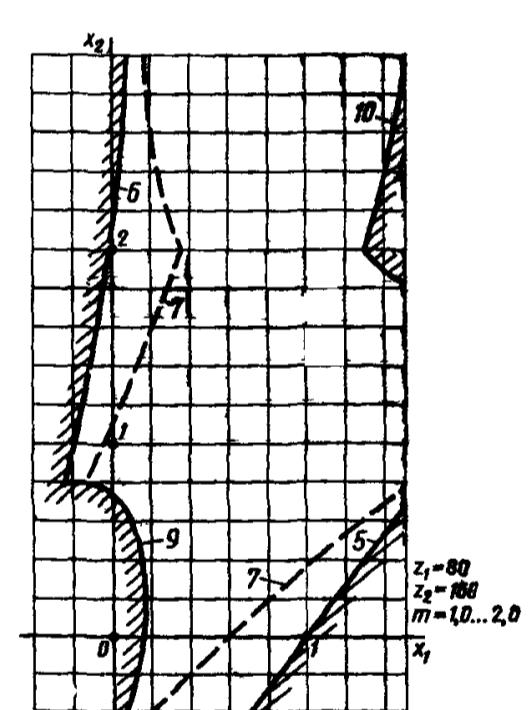
Черт. 28



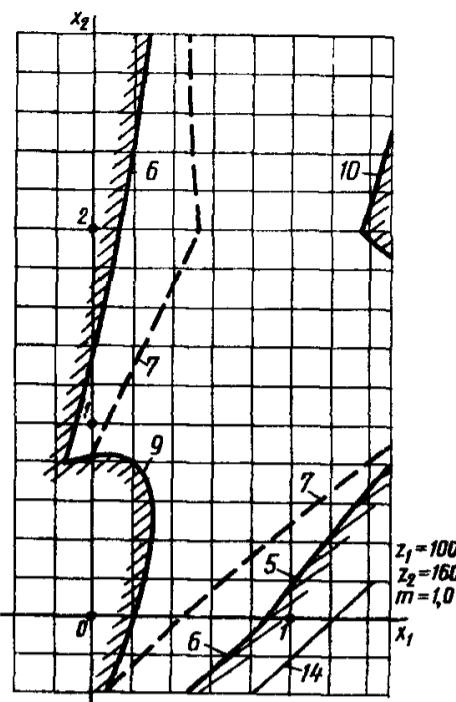
Черт. 29



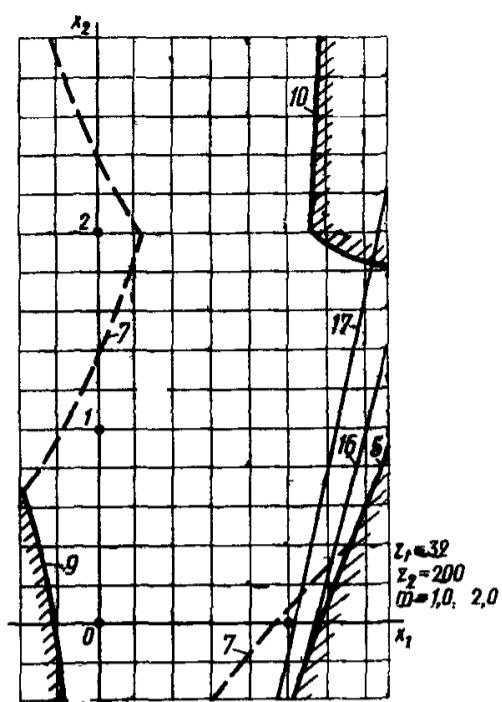
Черт. 30



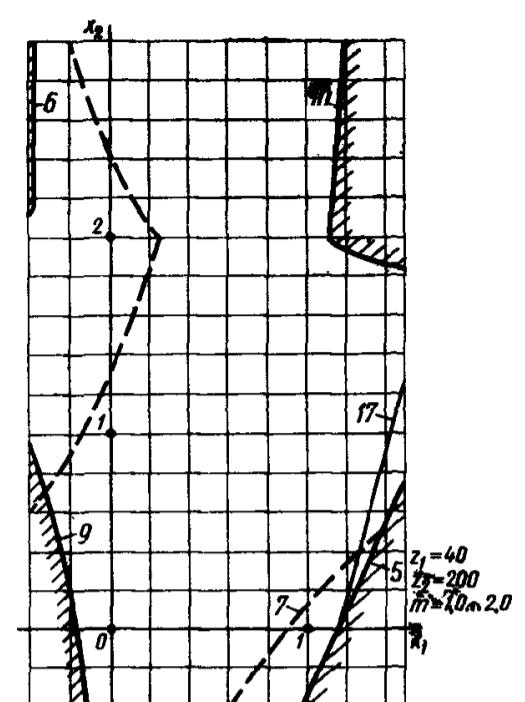
Черт. 31



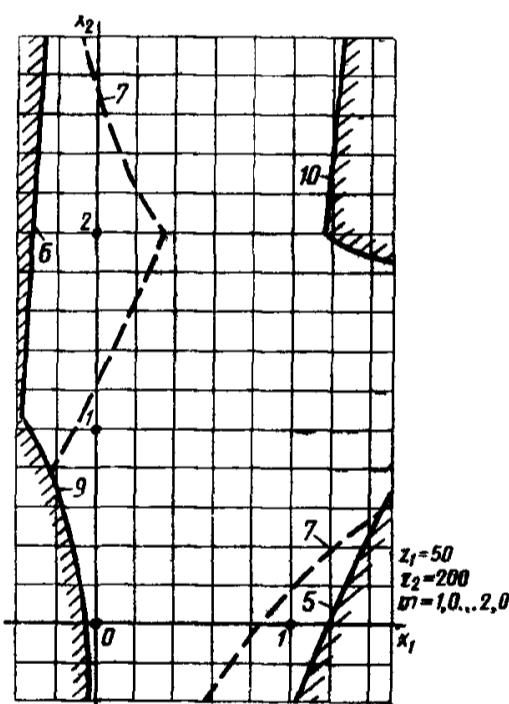
Черт. 32



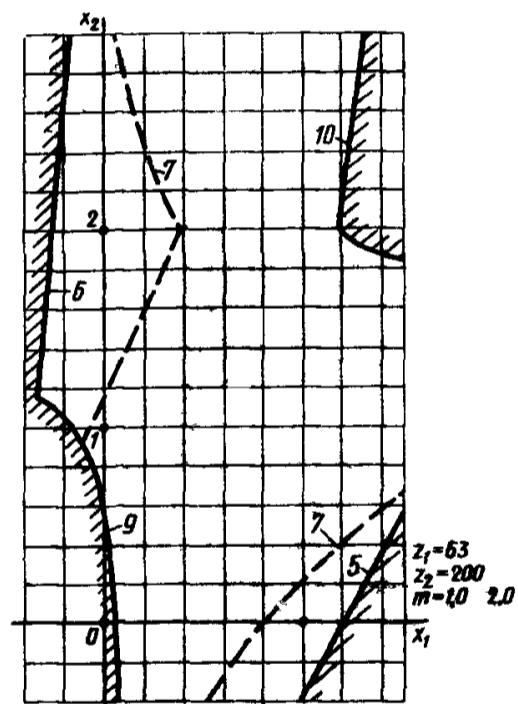
Черт. 33



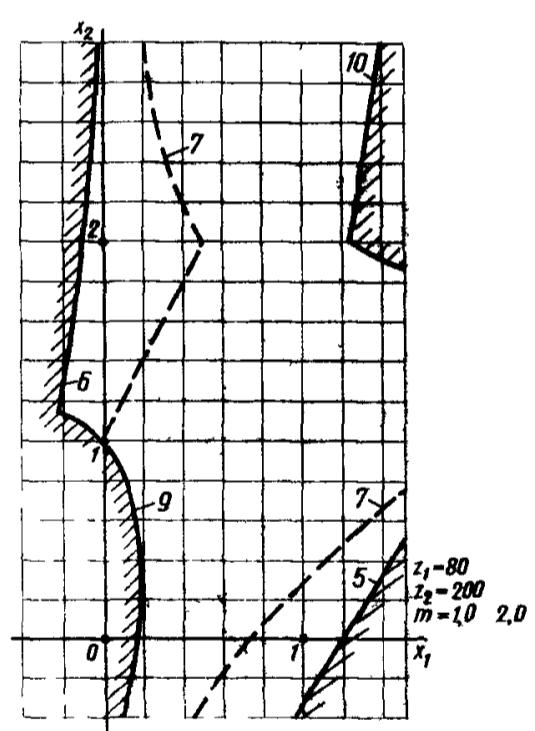
Черт. 34



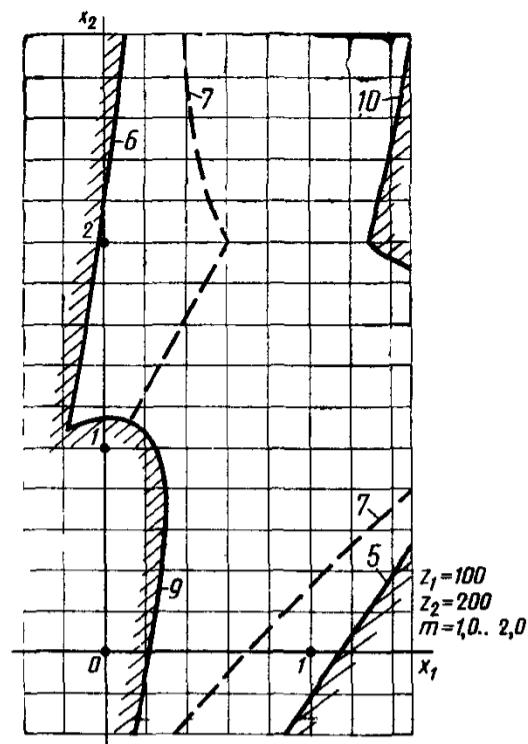
Черт. 35



Черт. 36

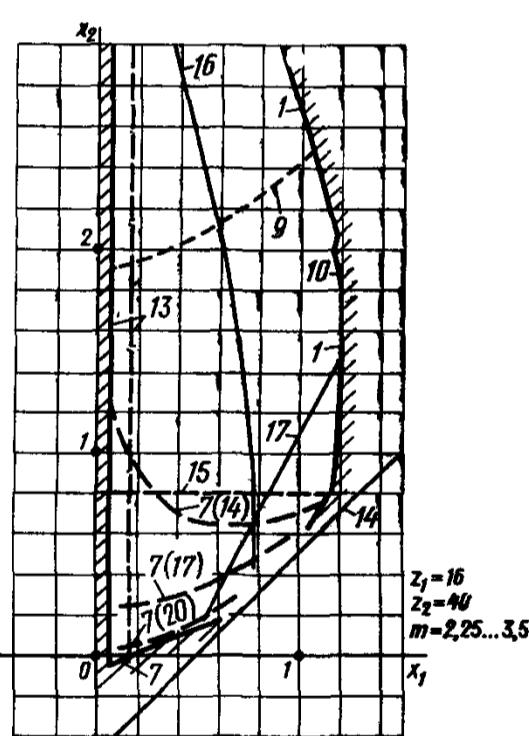


Черт. 37

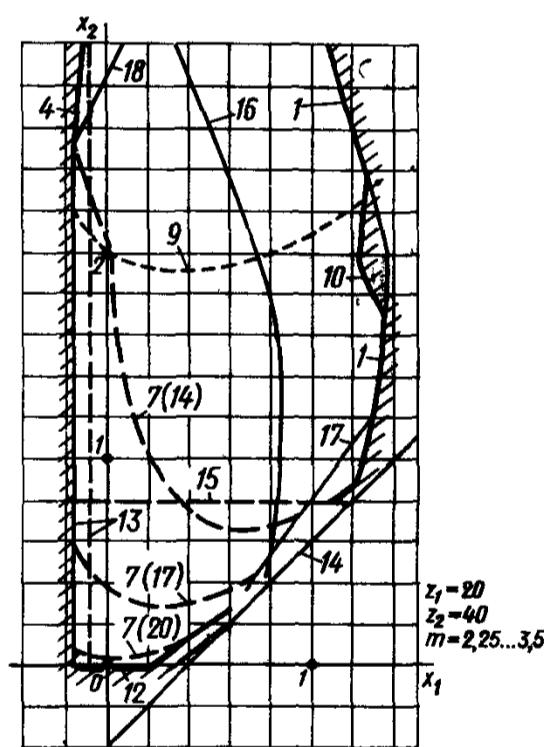


Черт. 38

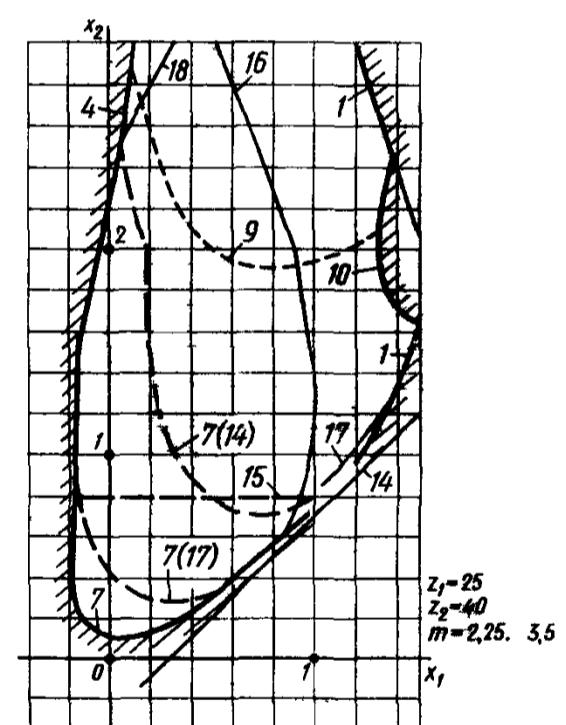
Блокирующие контуры для зубчатых колес с модулем $m=2,25\dots 3.50$ мм



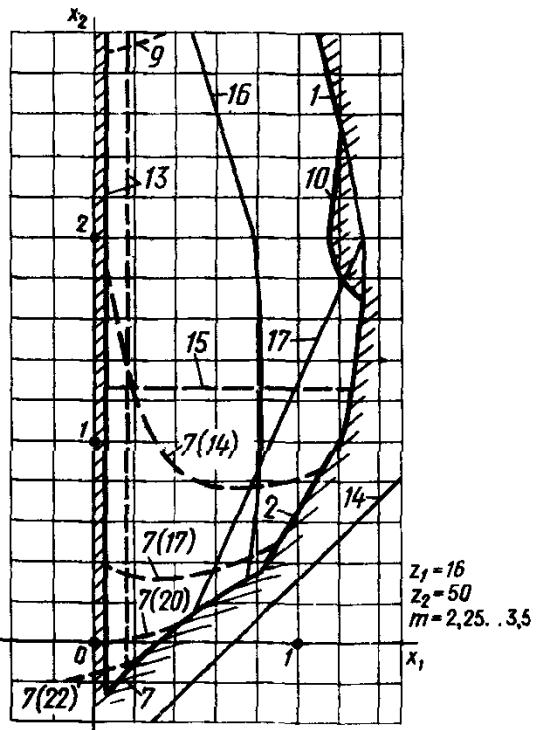
Черт. 39



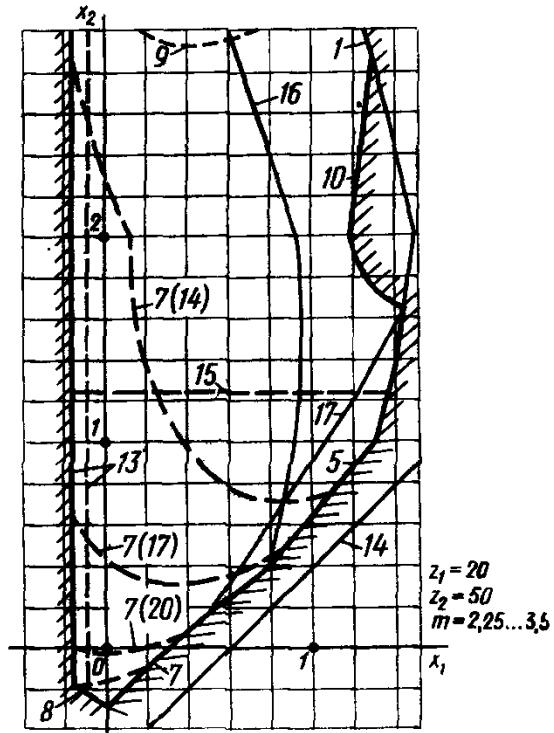
Черт. 40



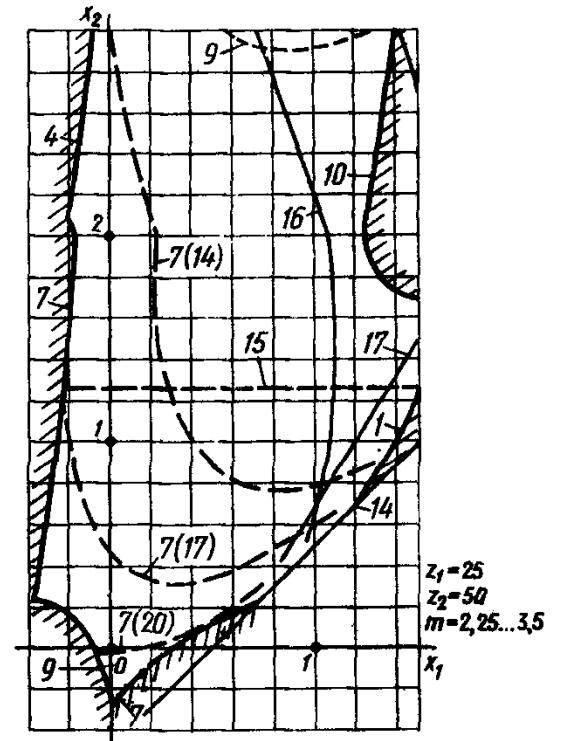
Черт. 41



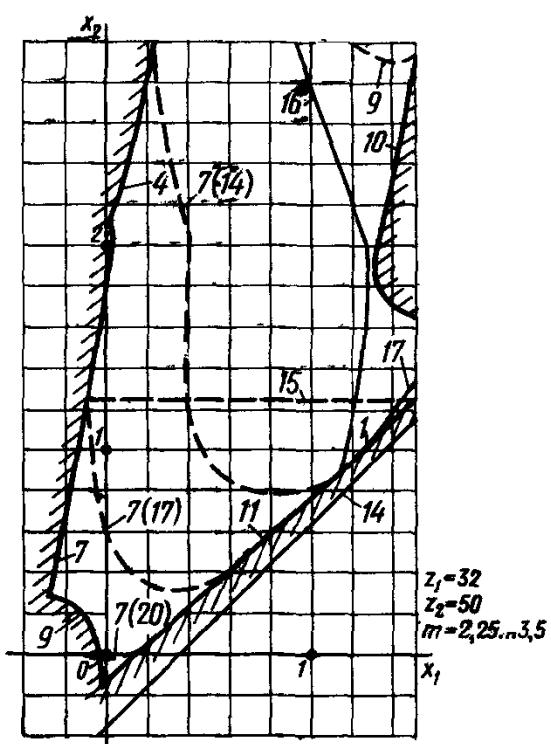
Черт. 42



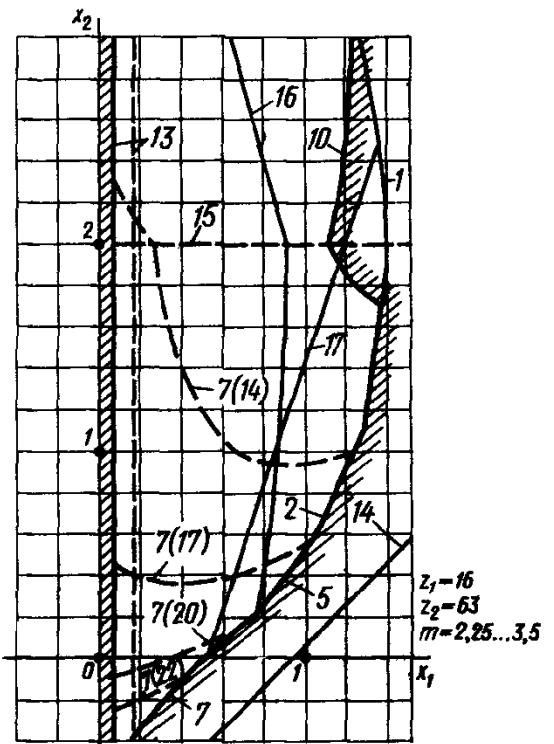
Черт. 43



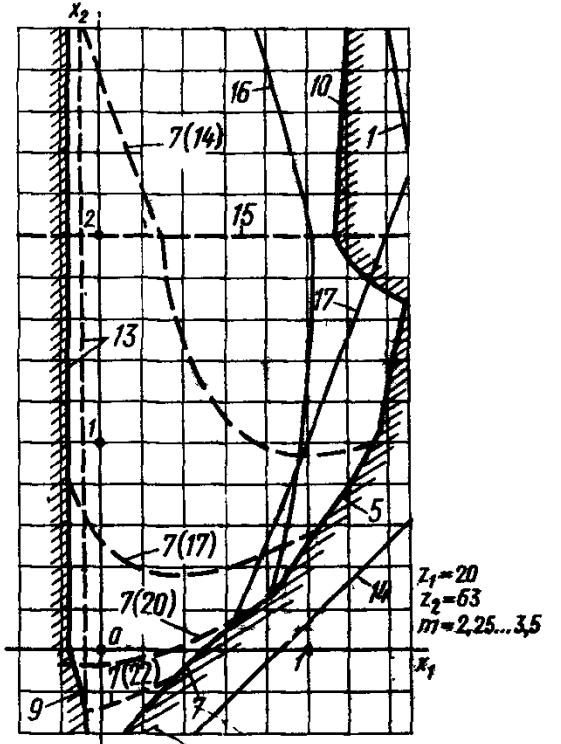
Черт. 44



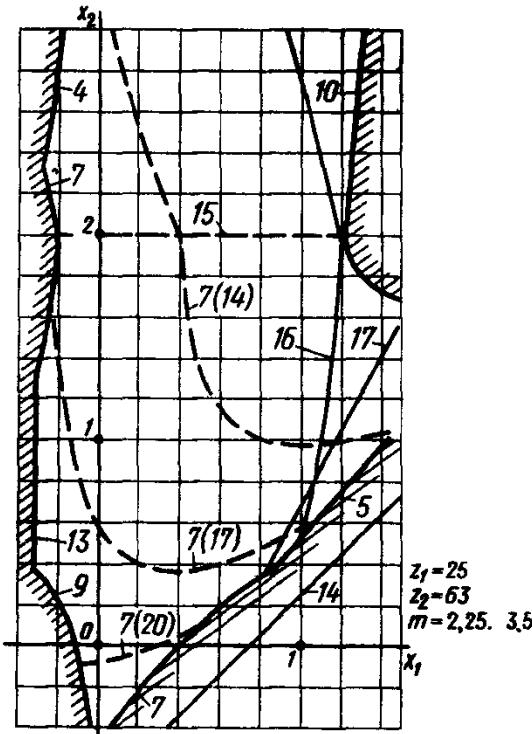
Черт. 45



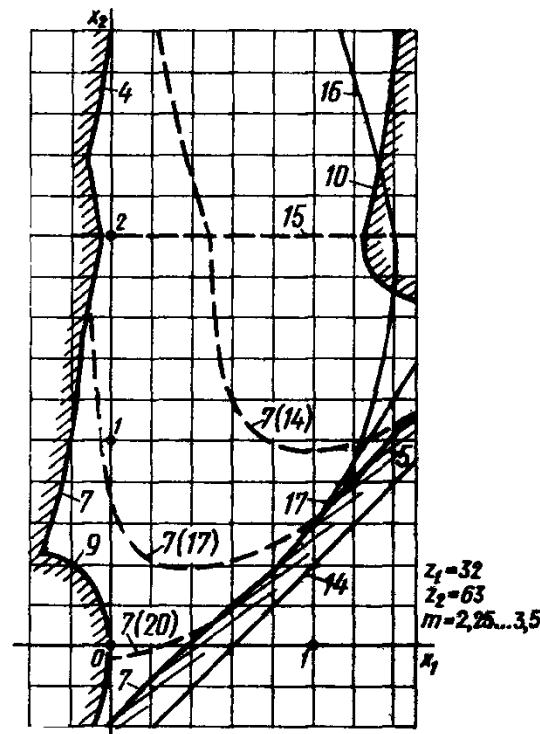
Черт. 46



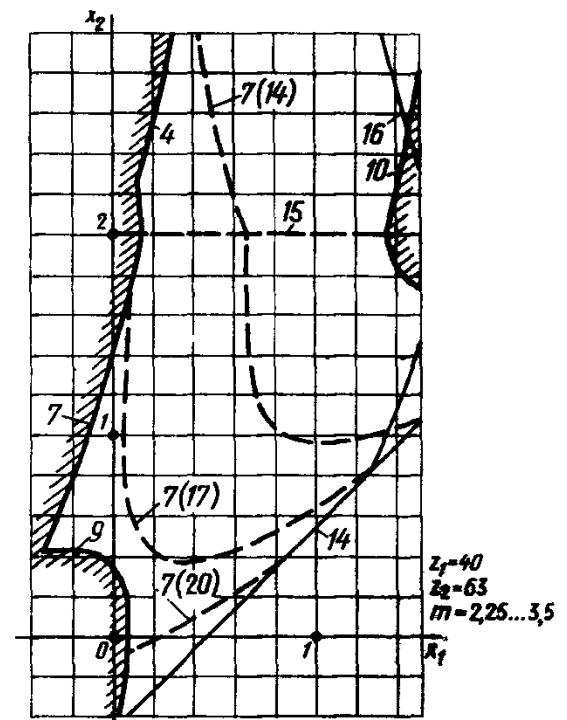
Черт. 47



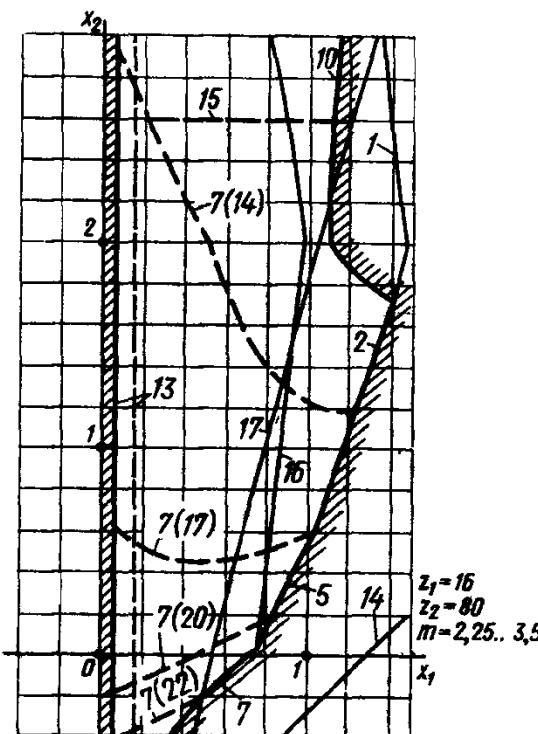
Черт. 48



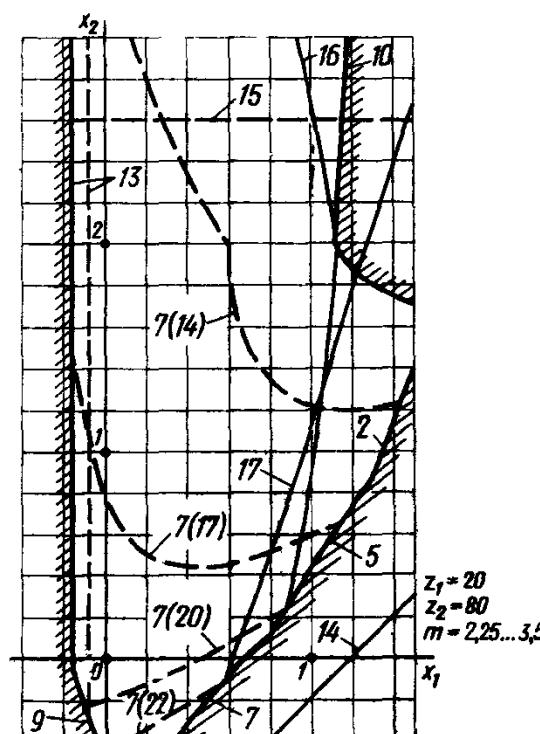
Черт. 49



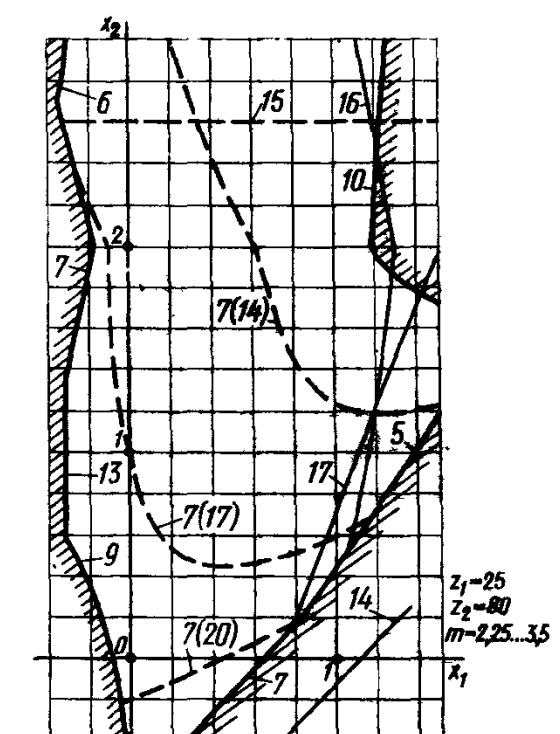
Черт. 50



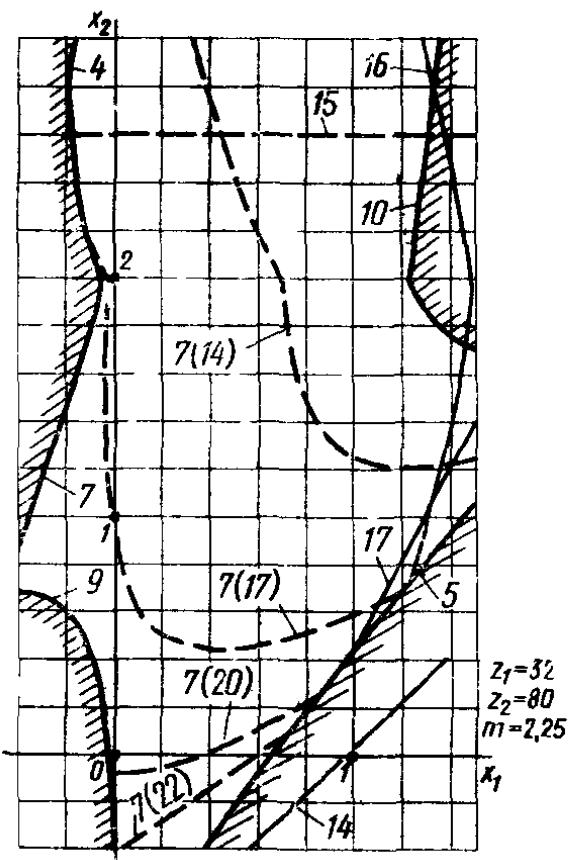
Черт. 51



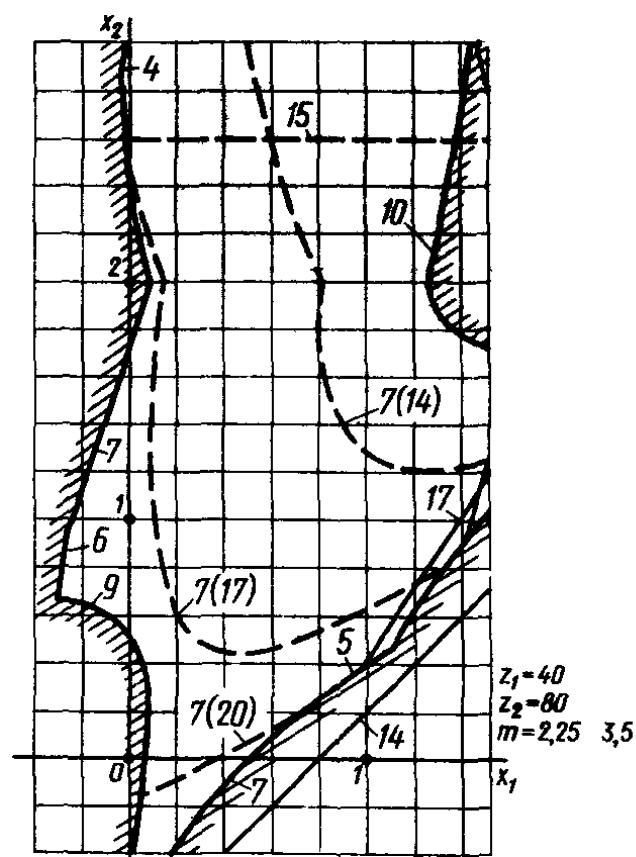
Черт. 52



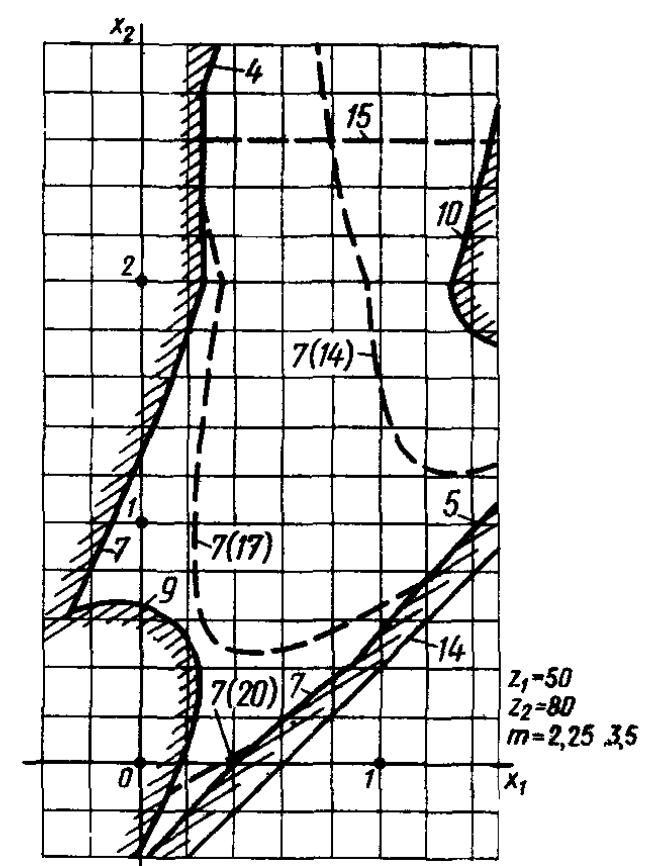
Черт. 53



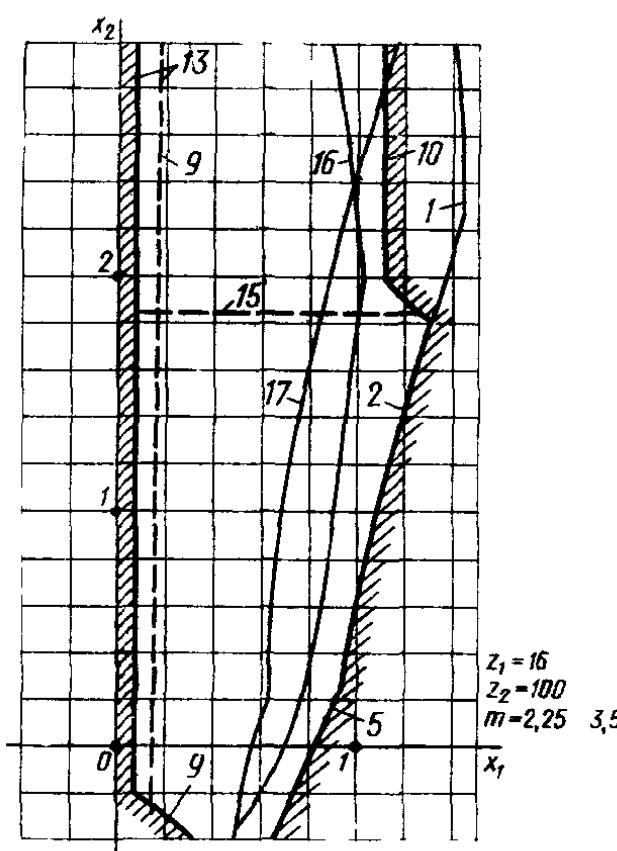
Черт. 54



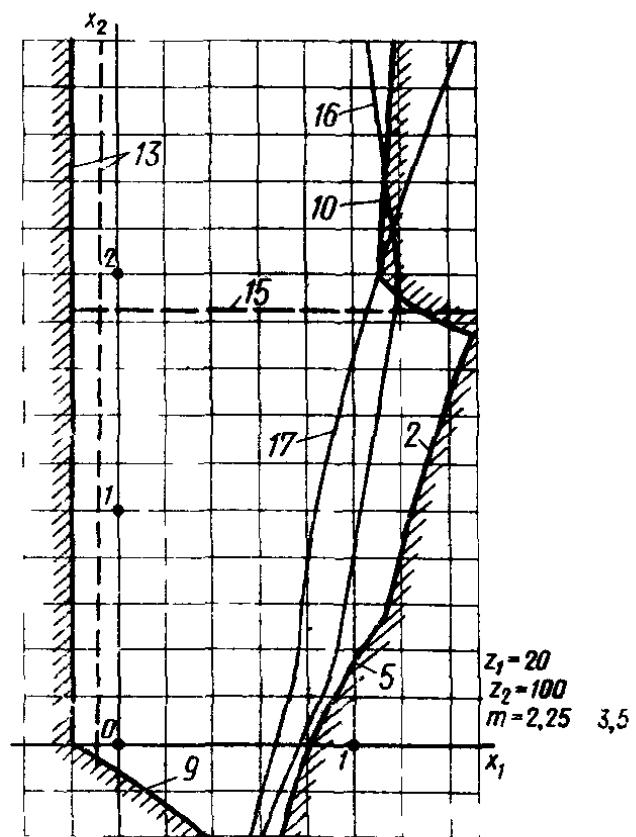
Черт. 55



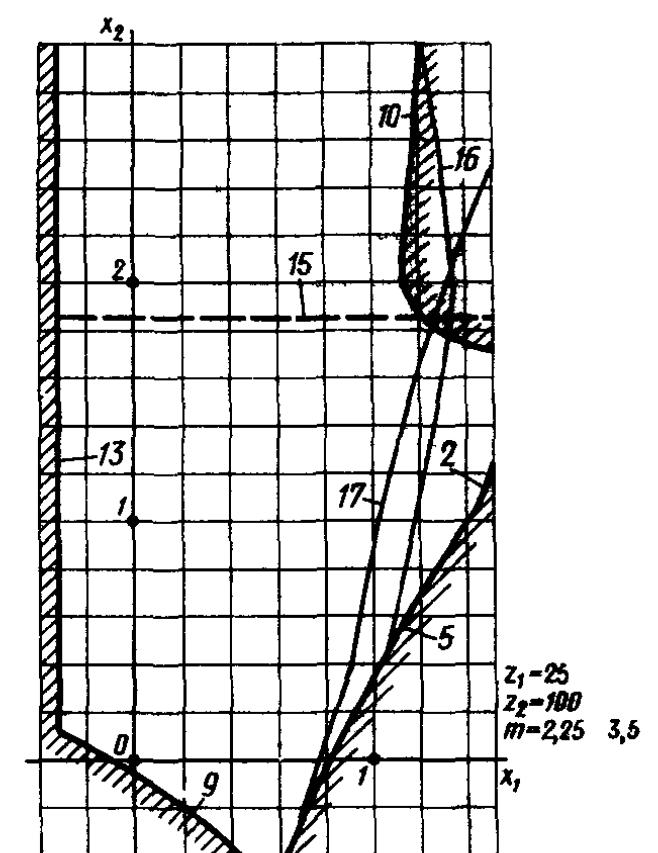
Черт. 56



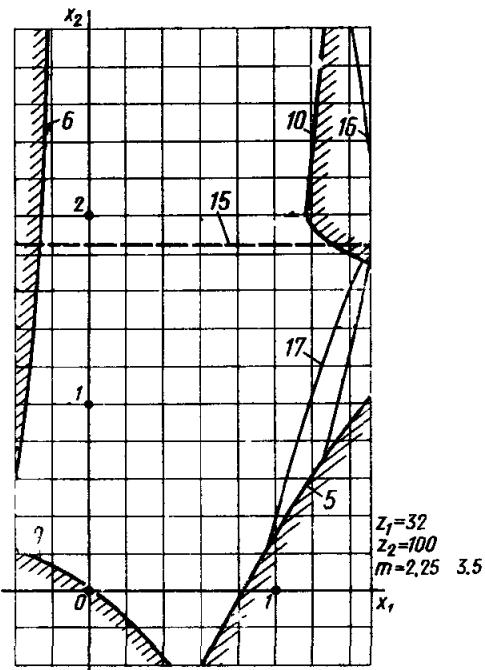
Черт. 57



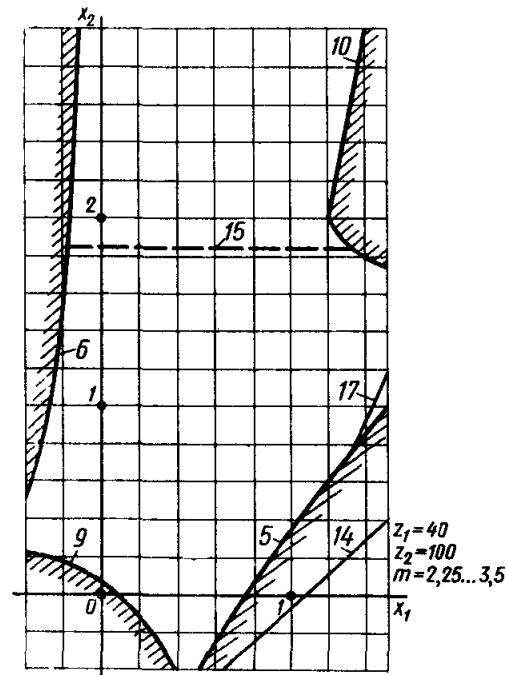
Черт. 58



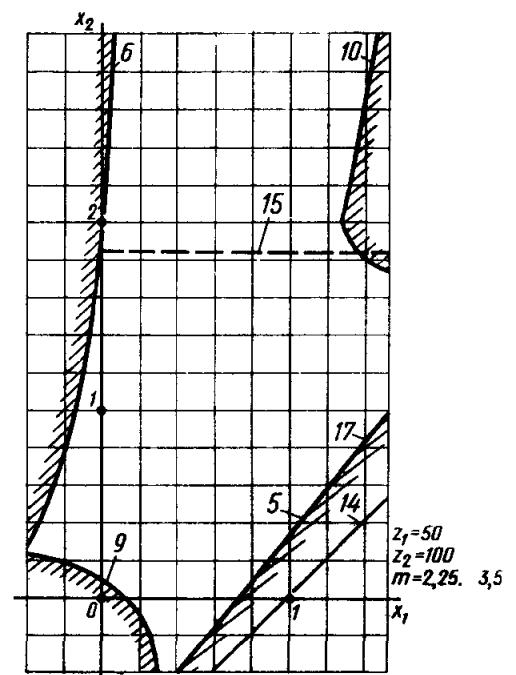
Черт. 59



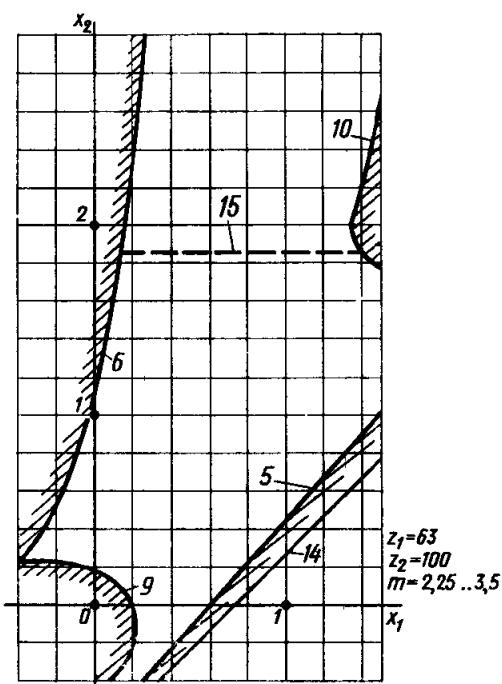
Черт. 60



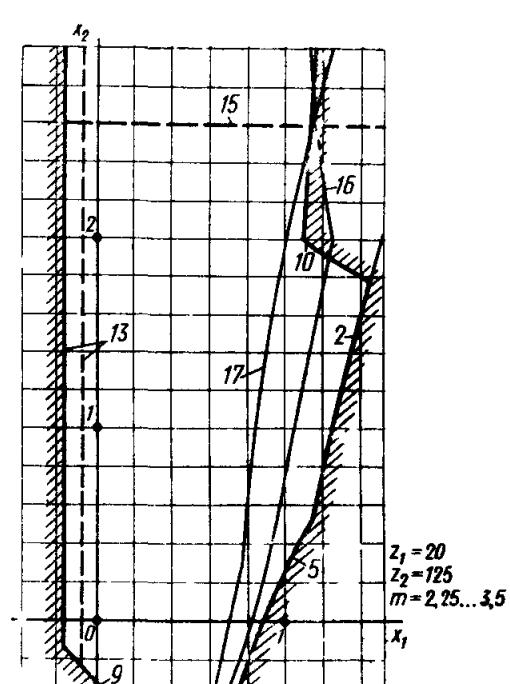
Черт. 61



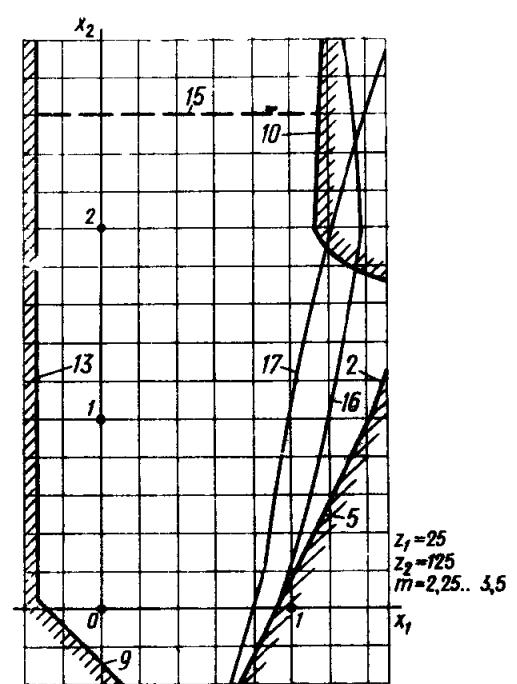
Черт. 62



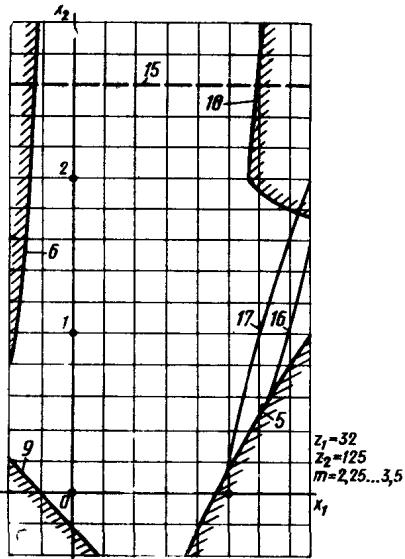
Черт. 63



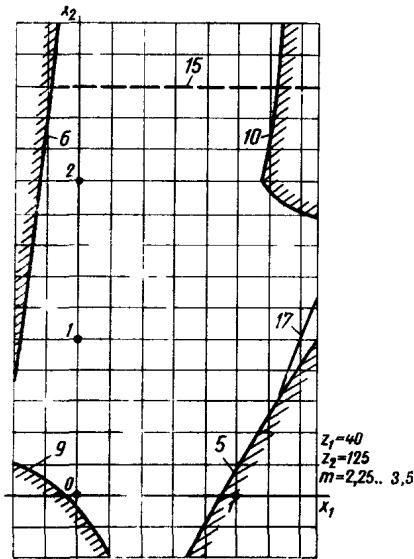
Черт. 64



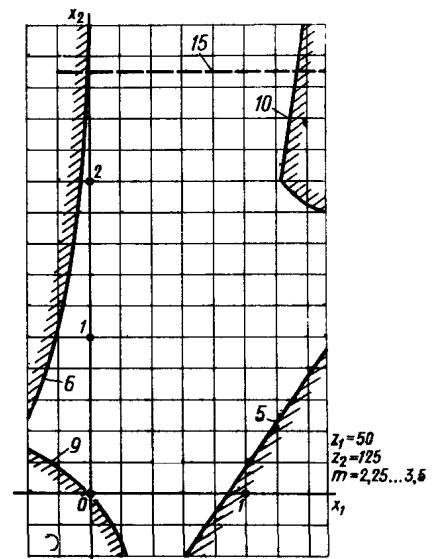
Черт. 65



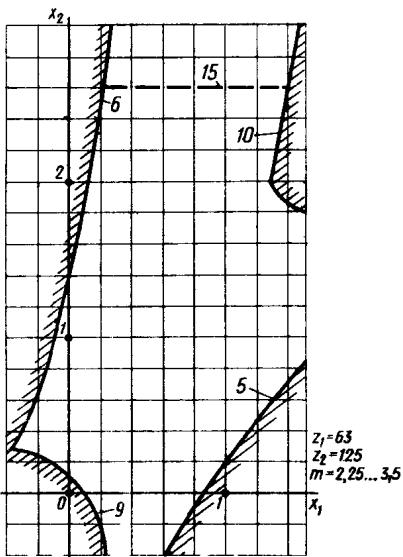
Черт. 66



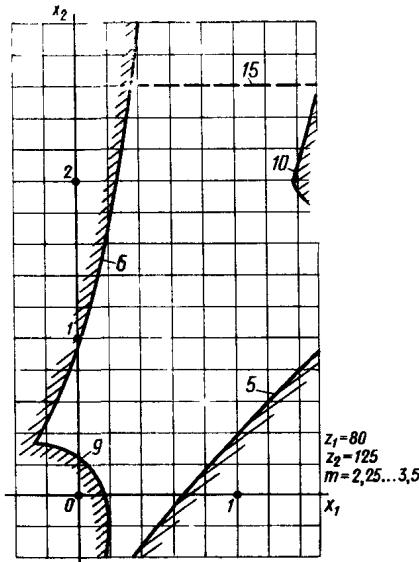
Черт. 67



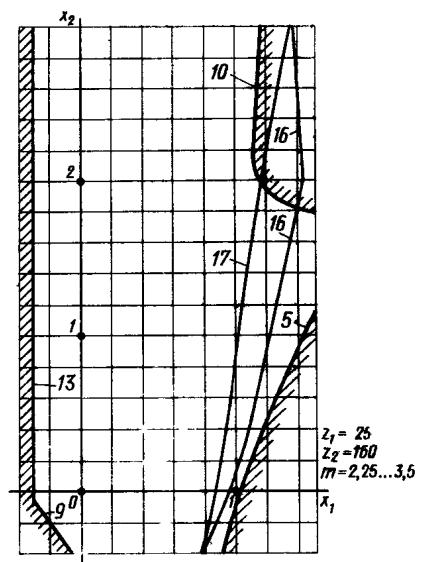
Черт. 68



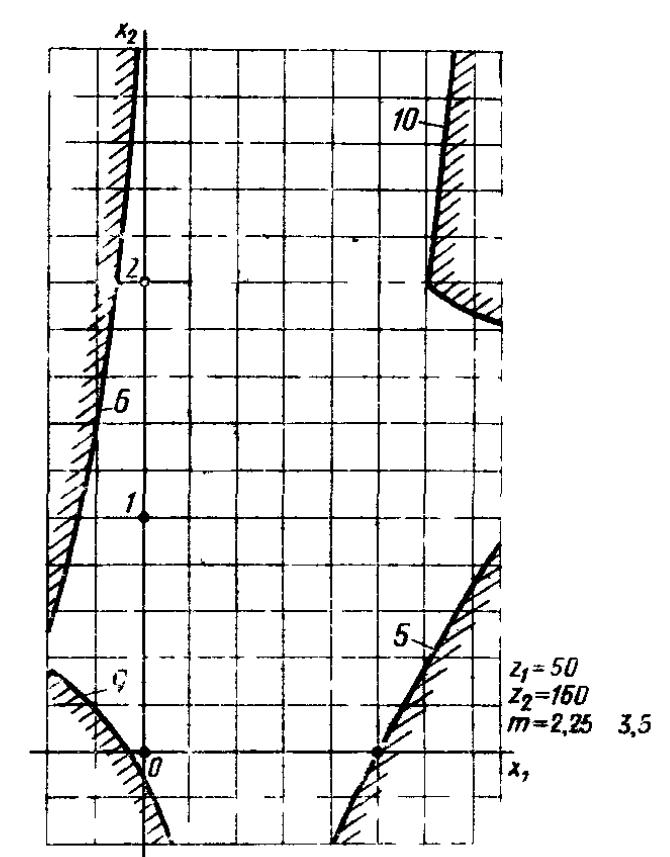
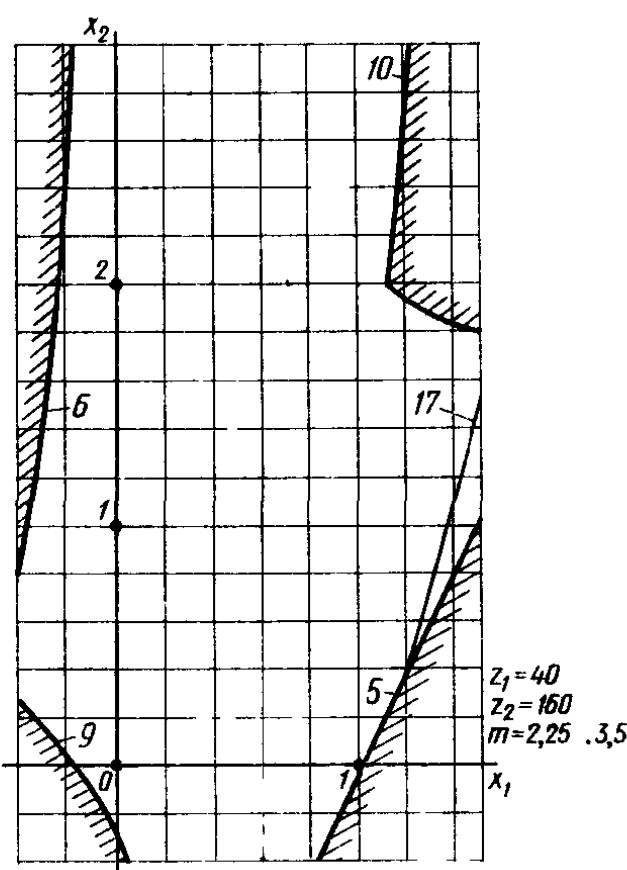
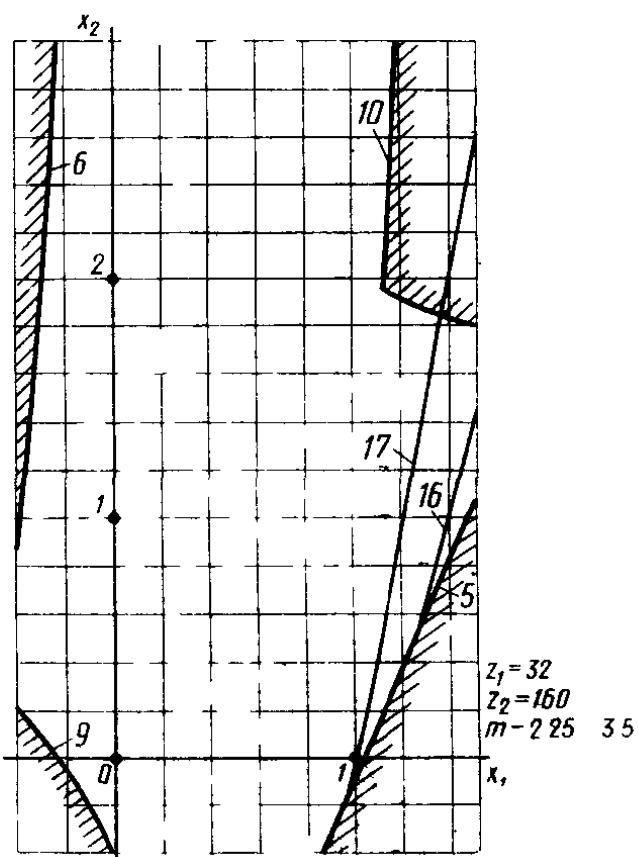
Черт. 69



Черт. 70

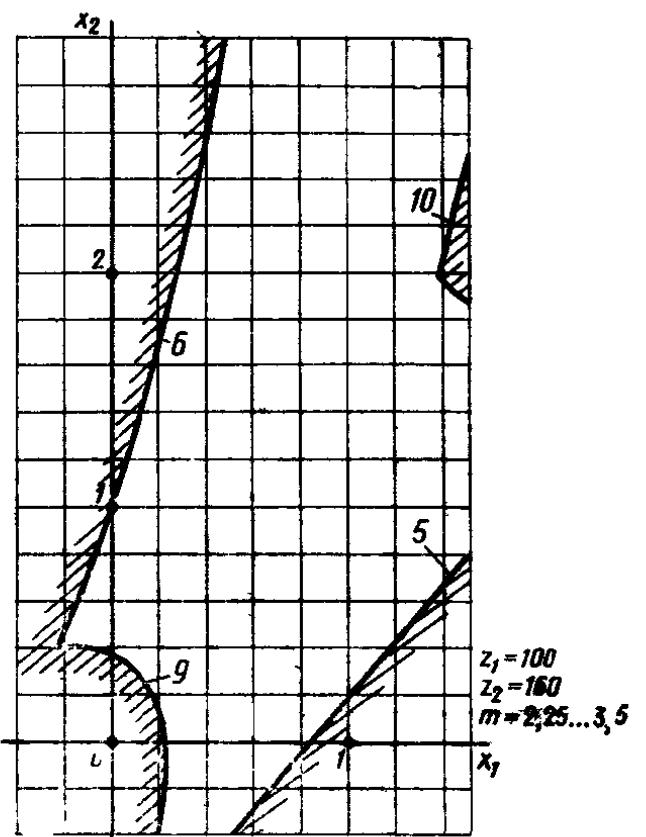
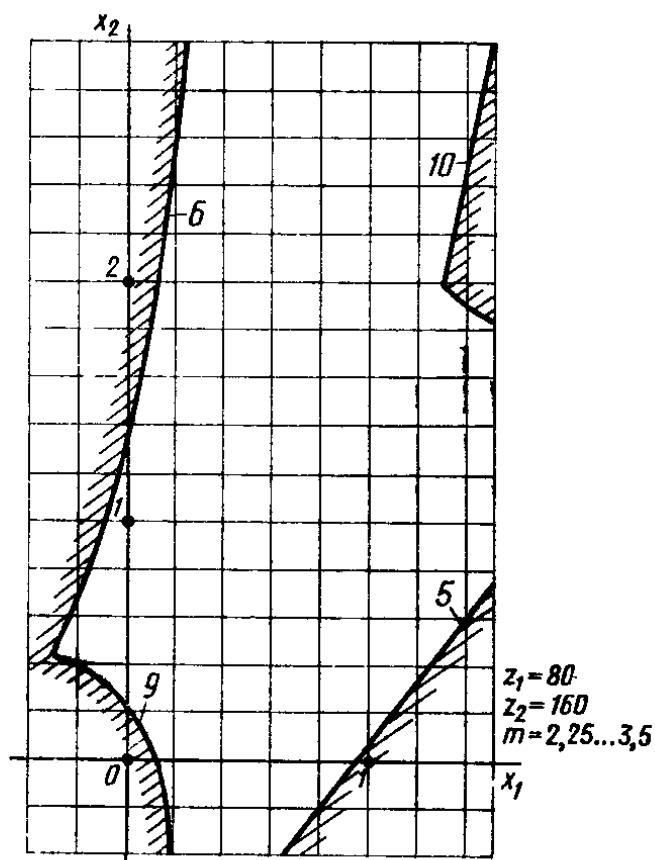
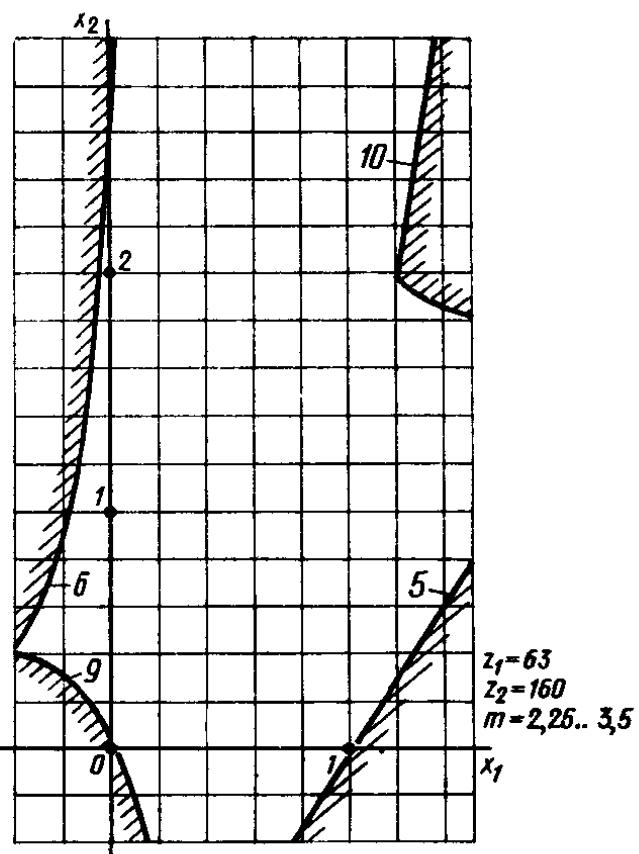


Черт. 71



Черт. 73

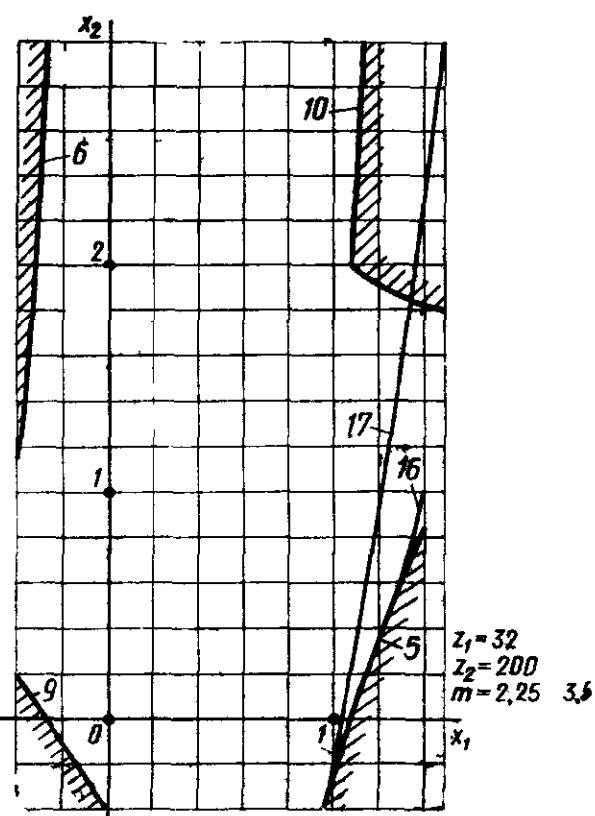
Черт. 74



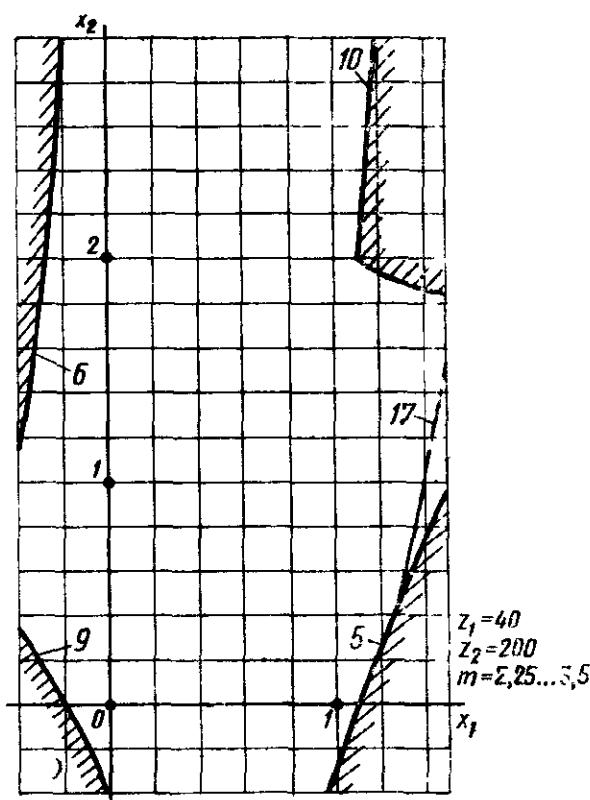
Черт. 75

Черт. 76

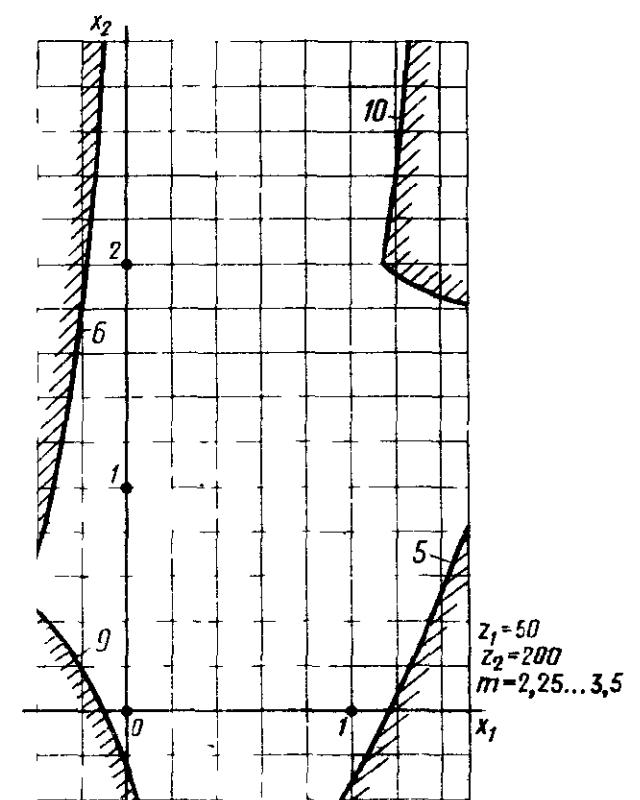
Черт. 77



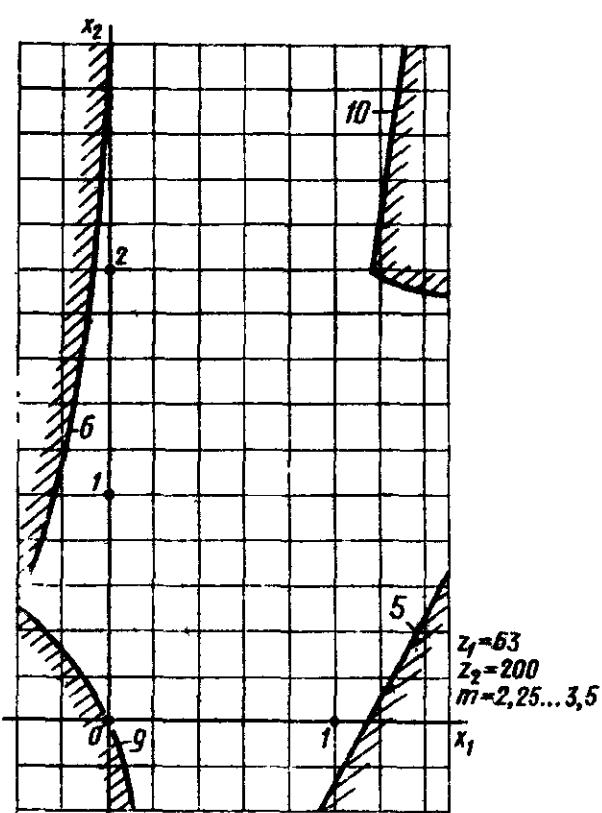
Черт. 78



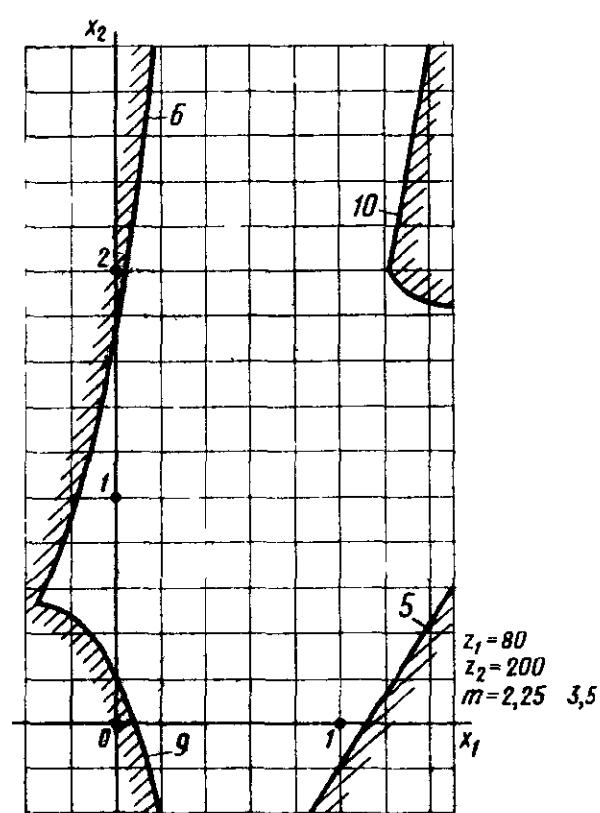
Черт. 79



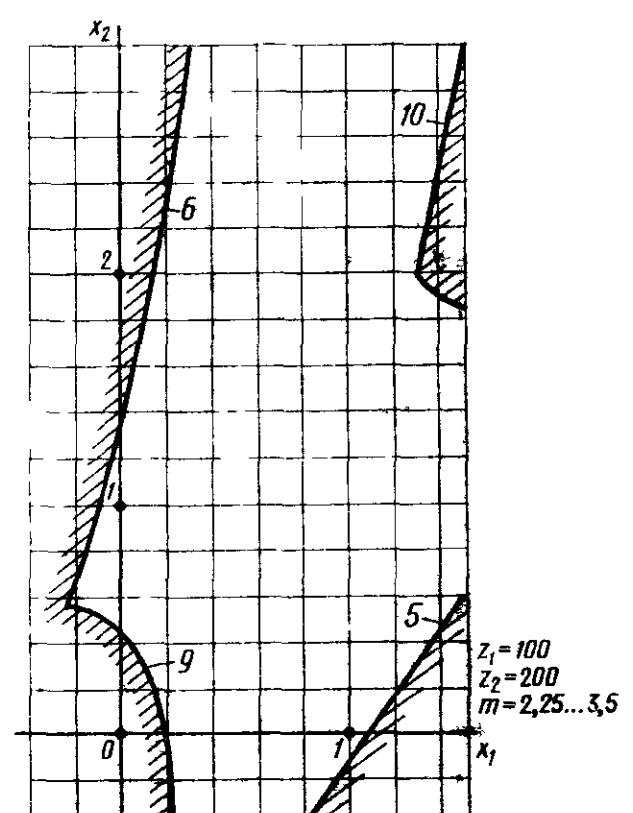
Черт. 80



Черт. 81

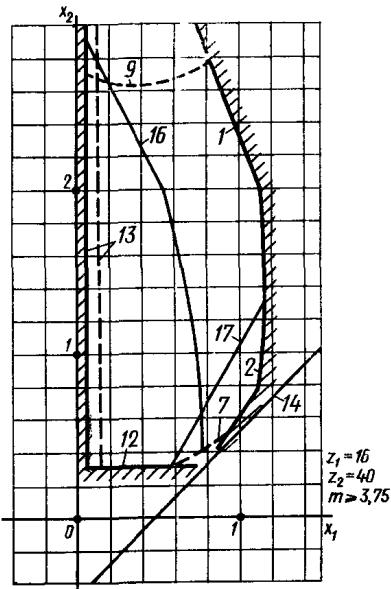


Черт. 82

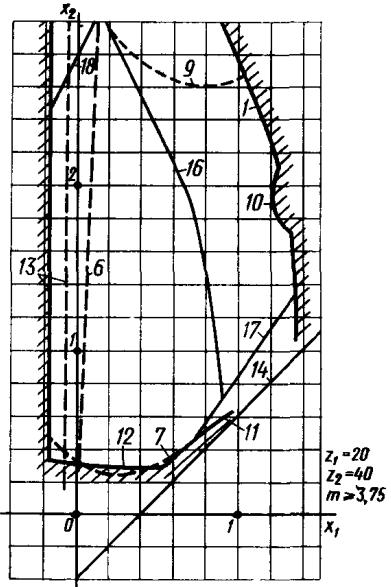


Черт. 83

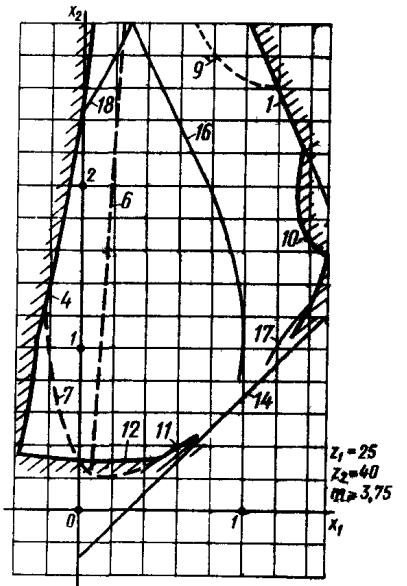
Блокирующие контуры для зубчатых колес с модулем $m \geq 3,75$ мм



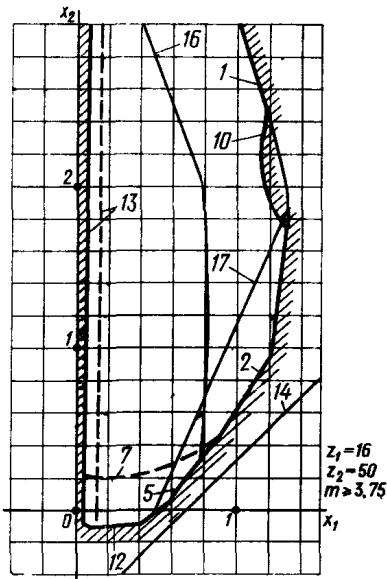
Черт. 84



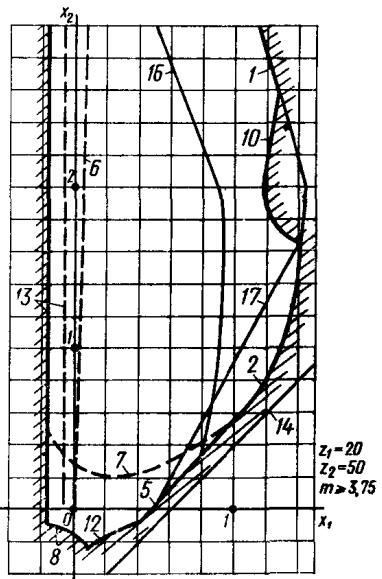
Черт. 85



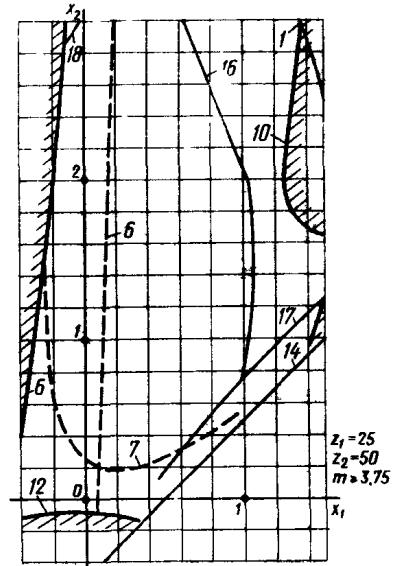
Черт. 86



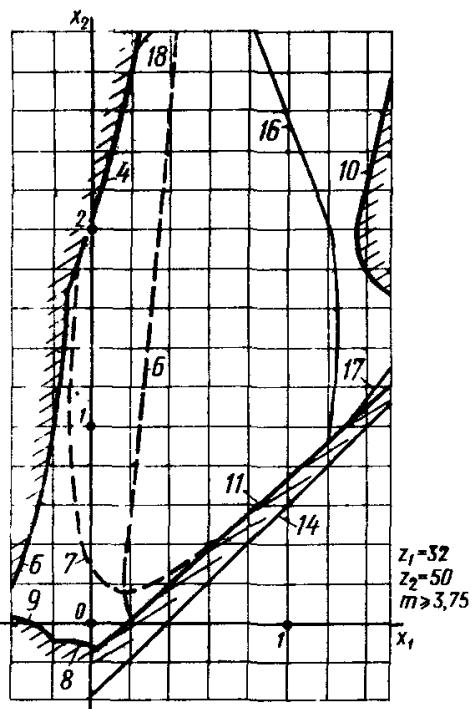
Черт. 87



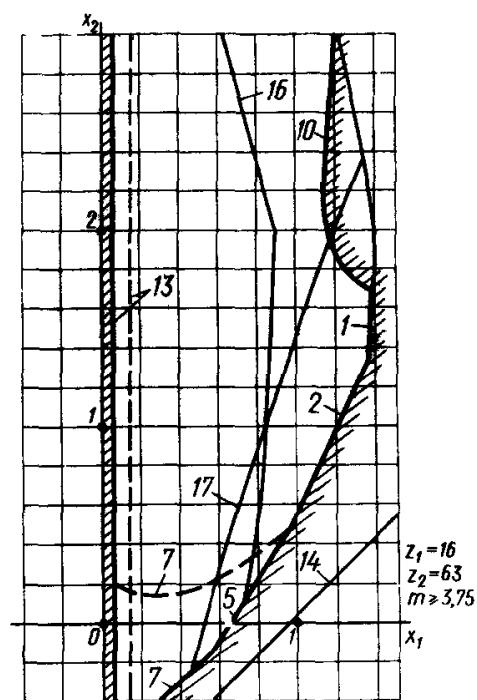
Черт. 88



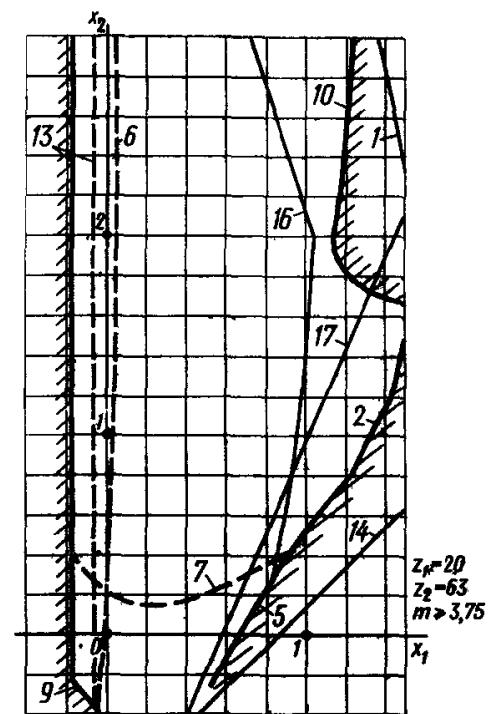
Черт. 89



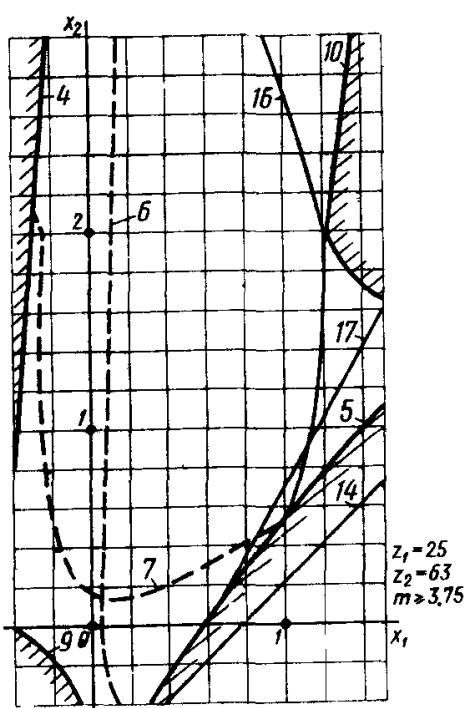
Черт. 90



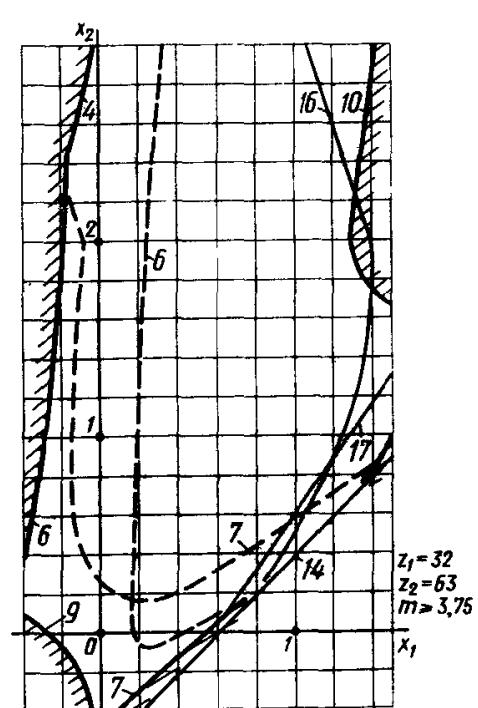
Черт. 91



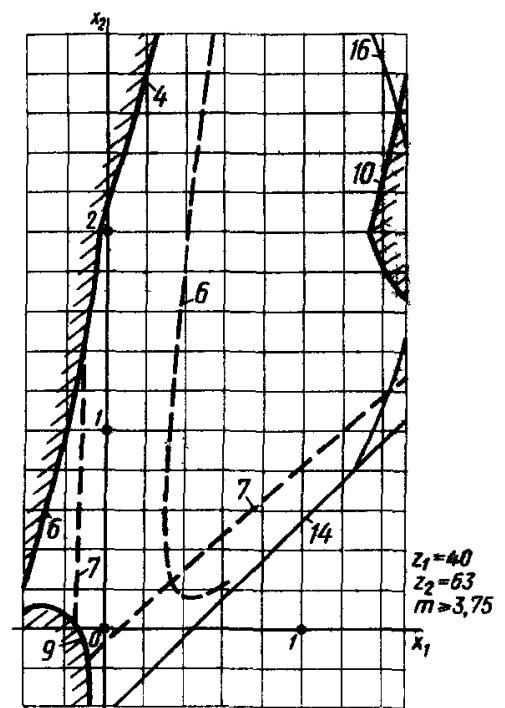
Черт. 92



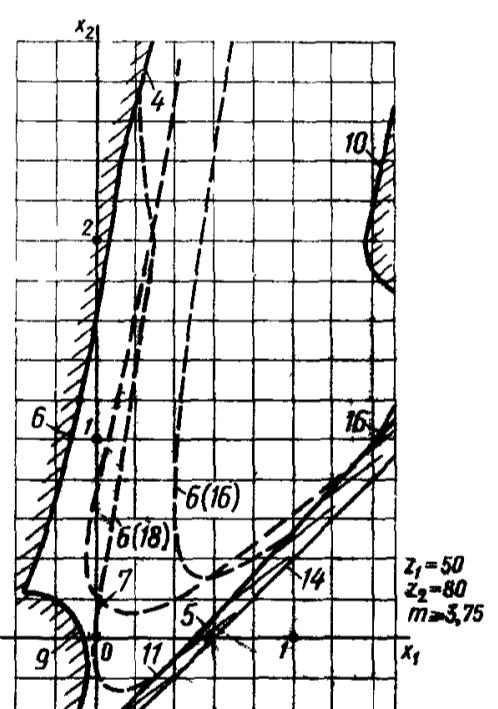
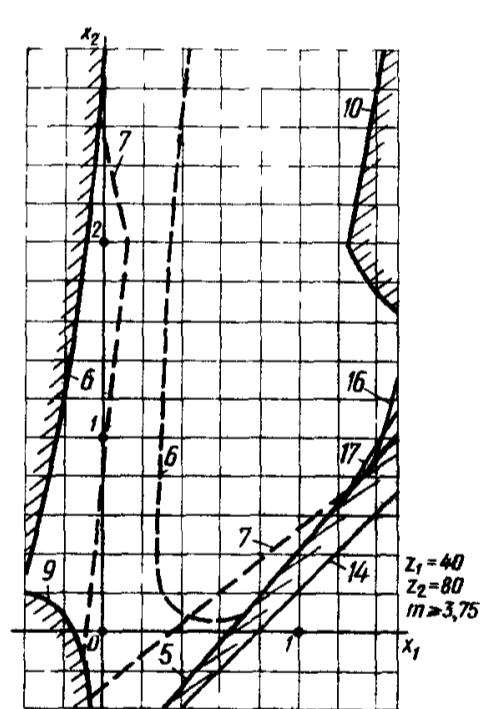
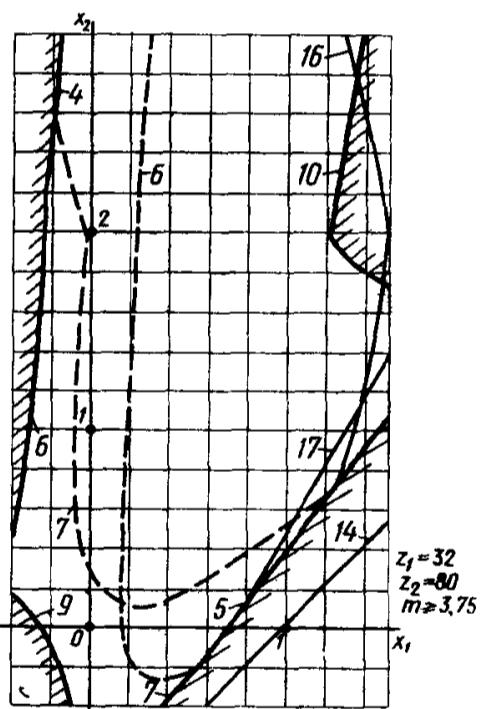
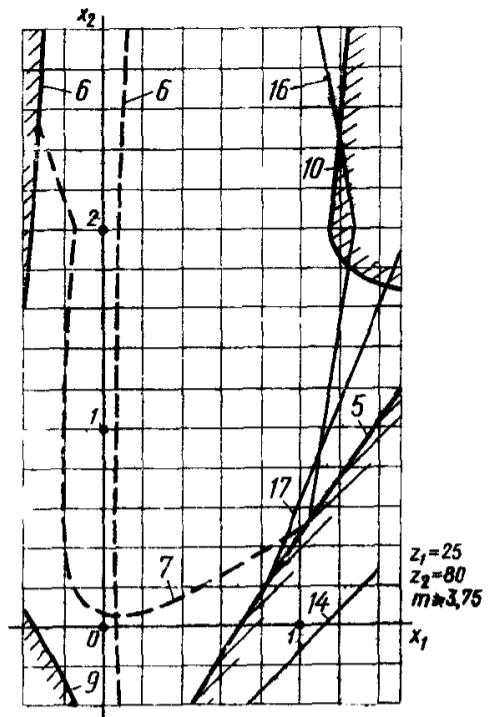
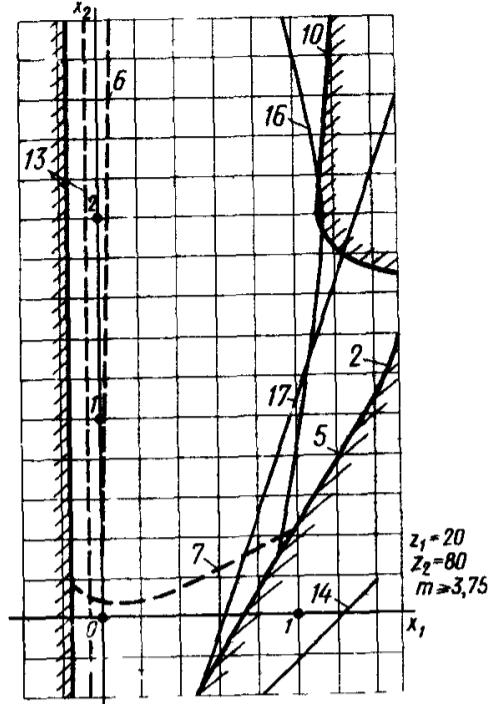
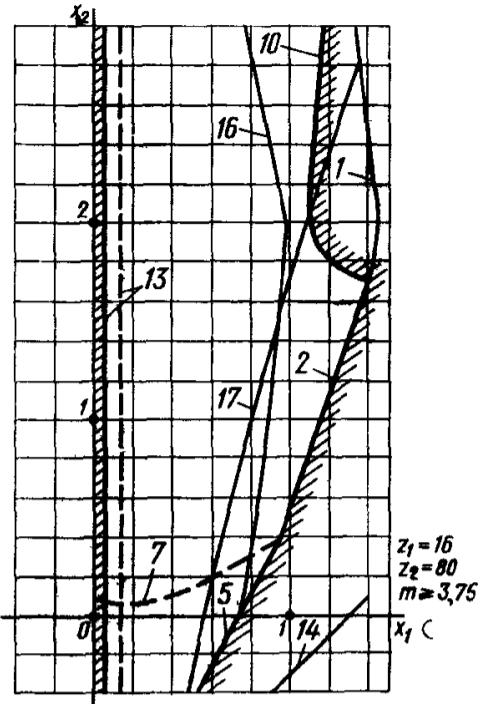
Черт. 93

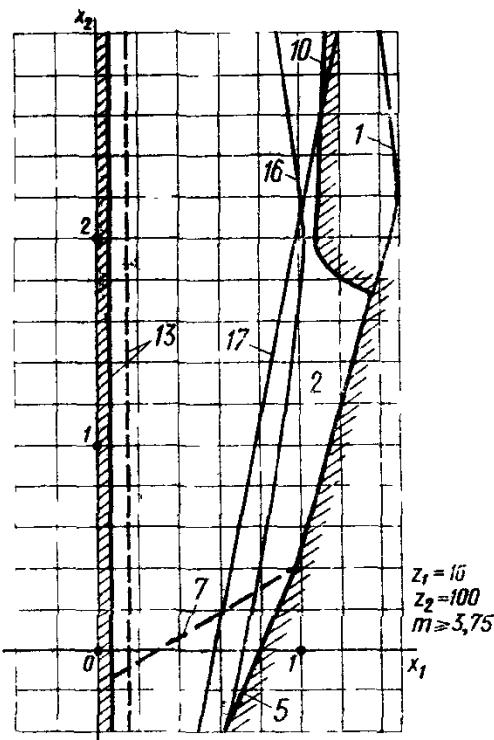


Черт. 94

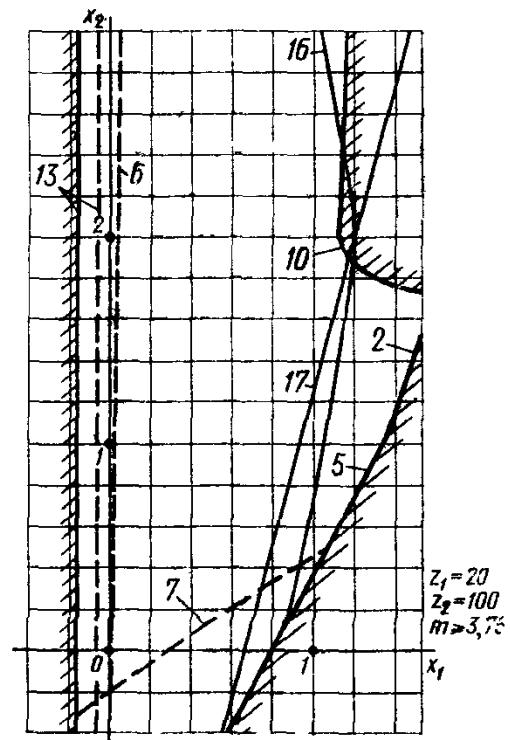


Черт. 95

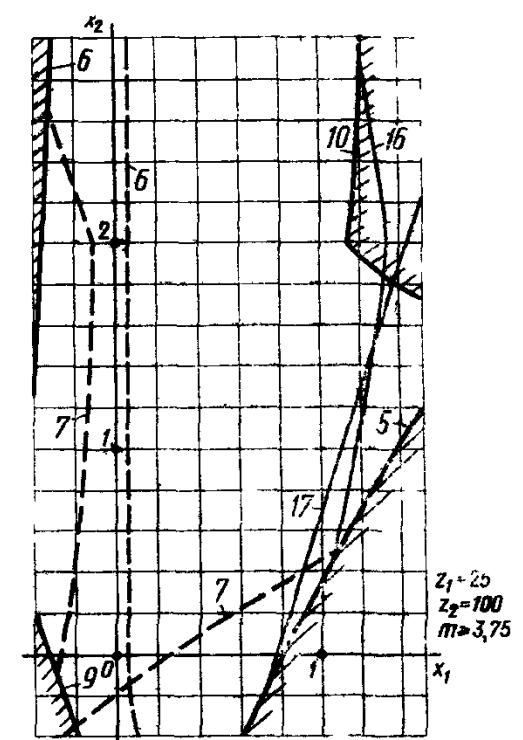




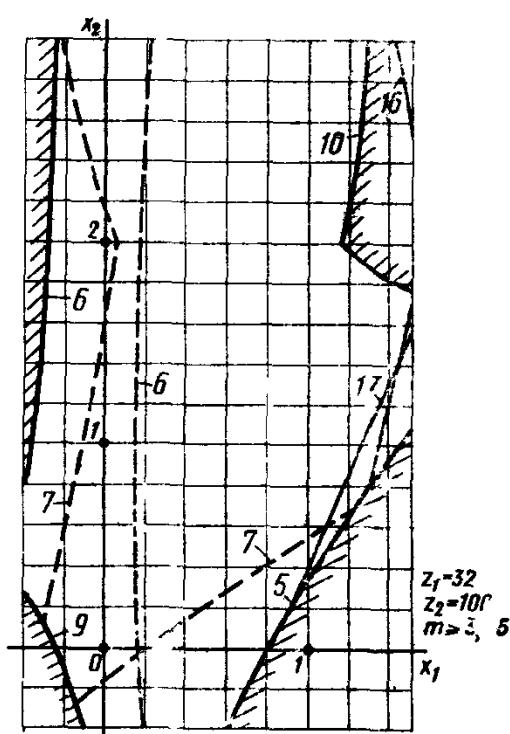
Черт 102



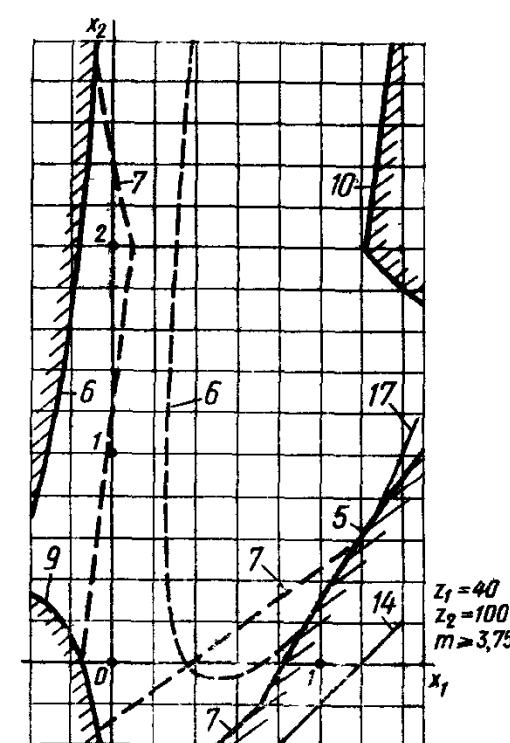
Черт 103



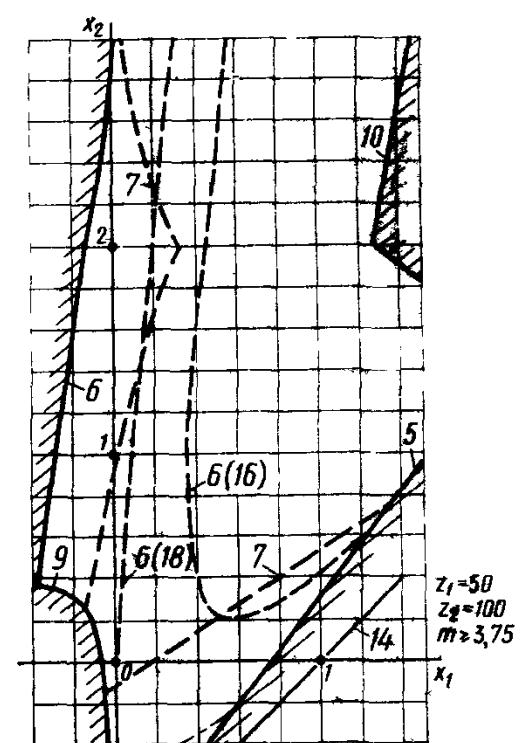
Черт 104



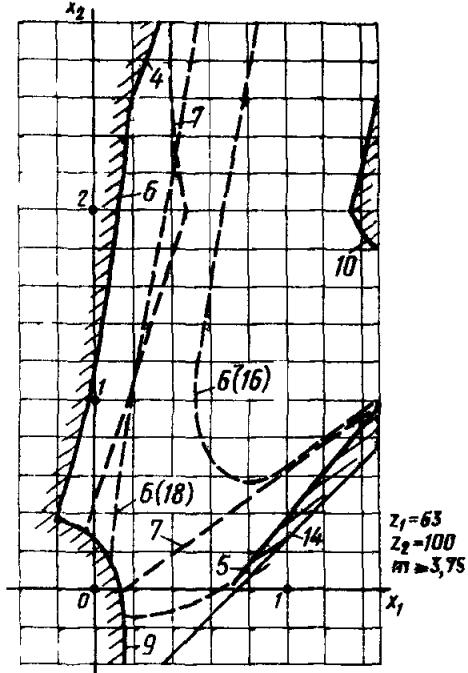
Черт 105



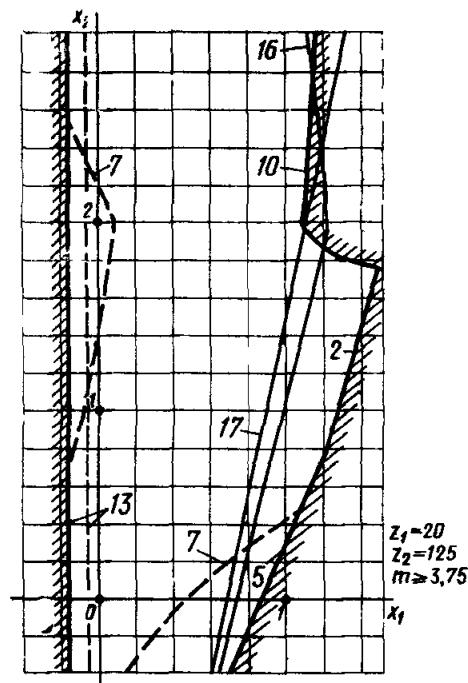
Черт 106



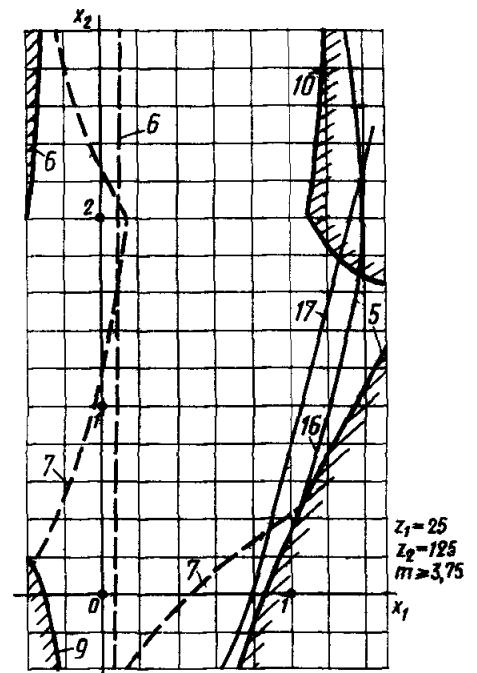
Черт 107



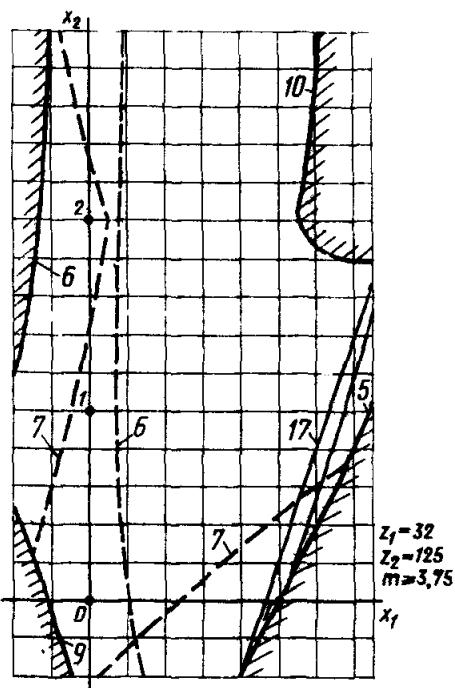
Черт. 108



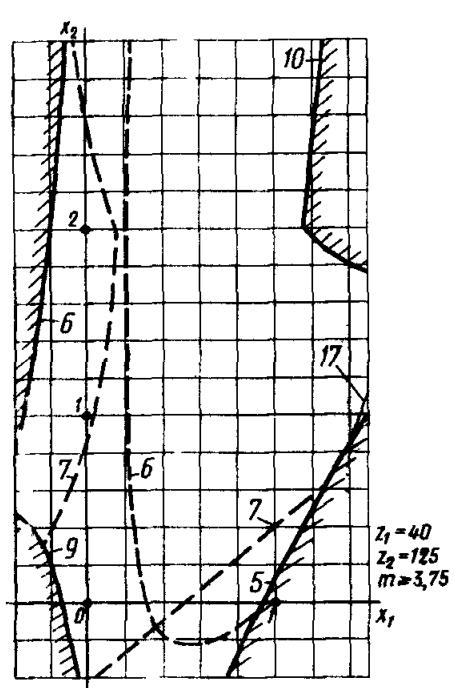
Черт. 109



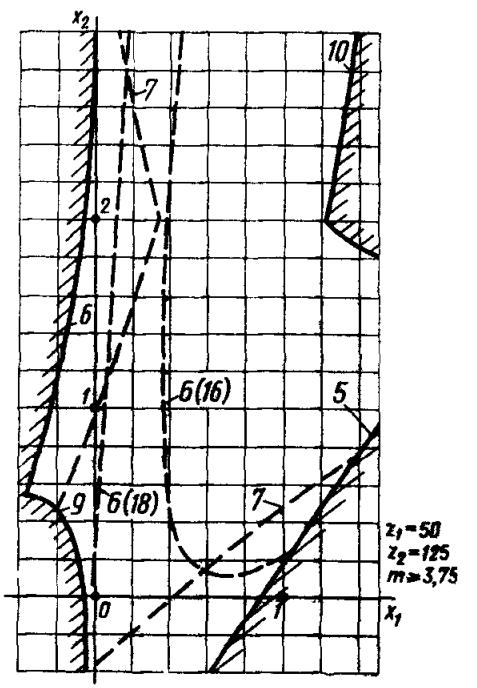
Черт. 110



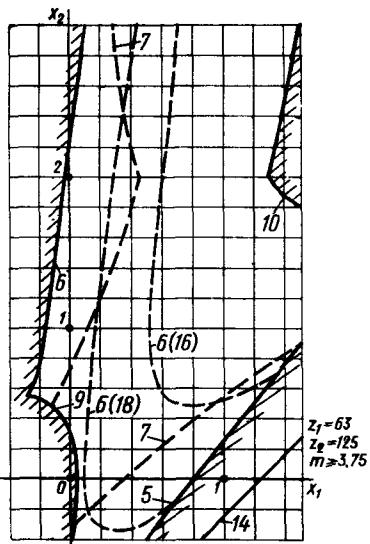
Черт. 111



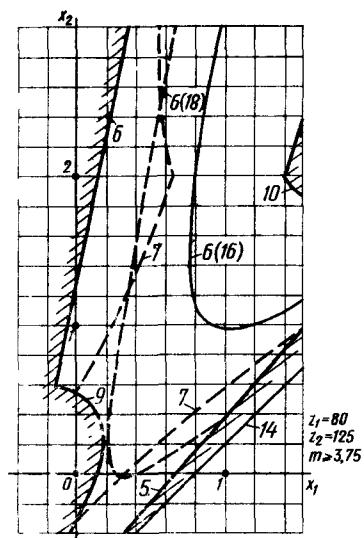
Черт. 112



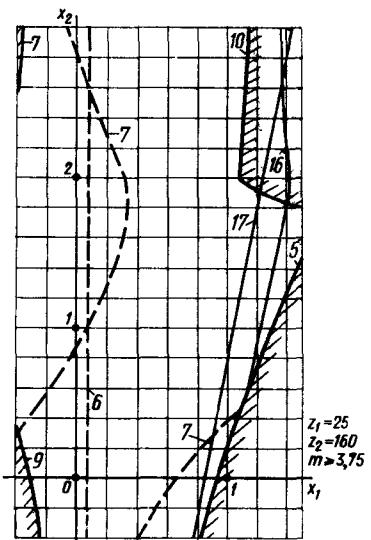
Черт. 113



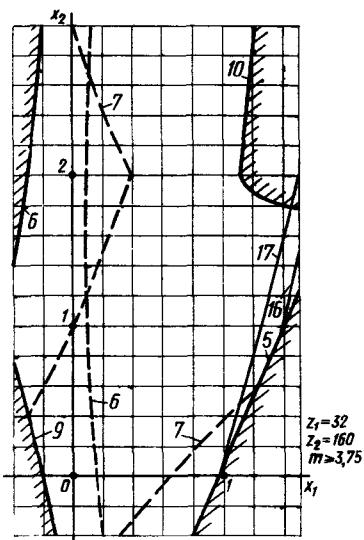
Черт. 114



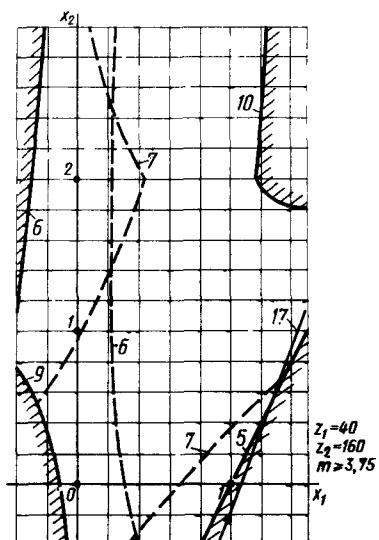
Черт. 115



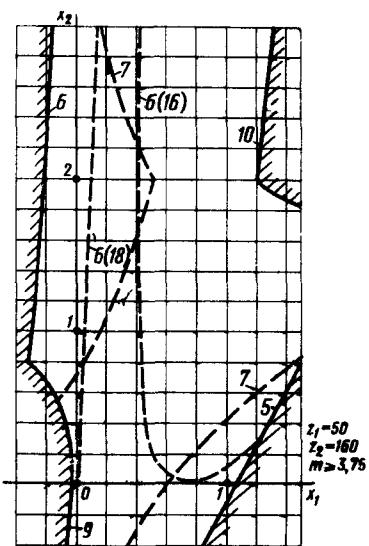
Черт. 116



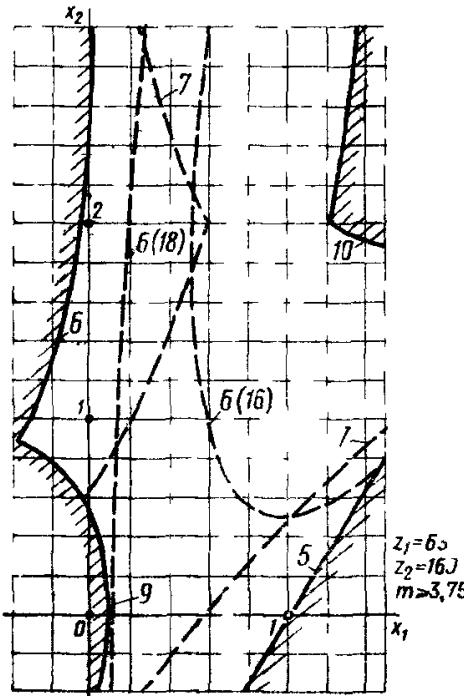
Черт. 117



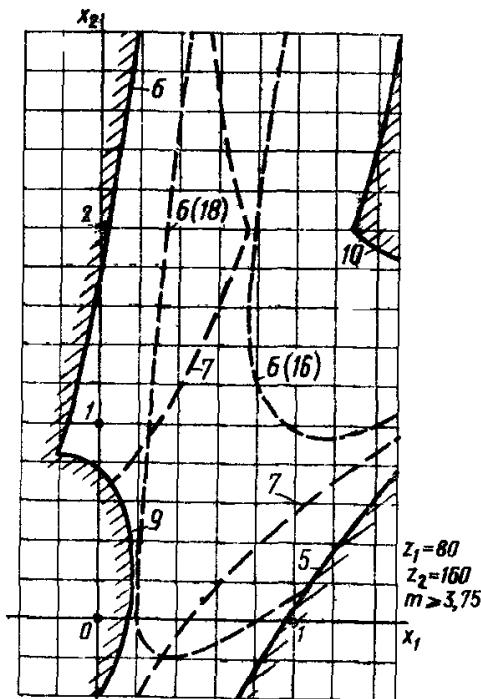
Черт. 118



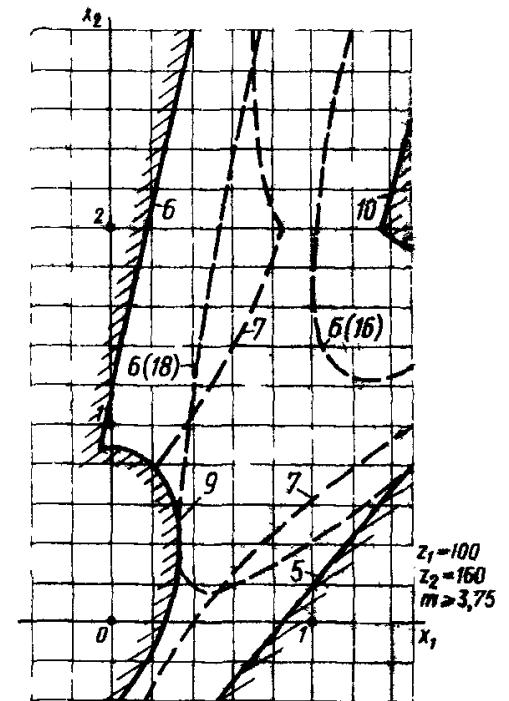
Черт. 119



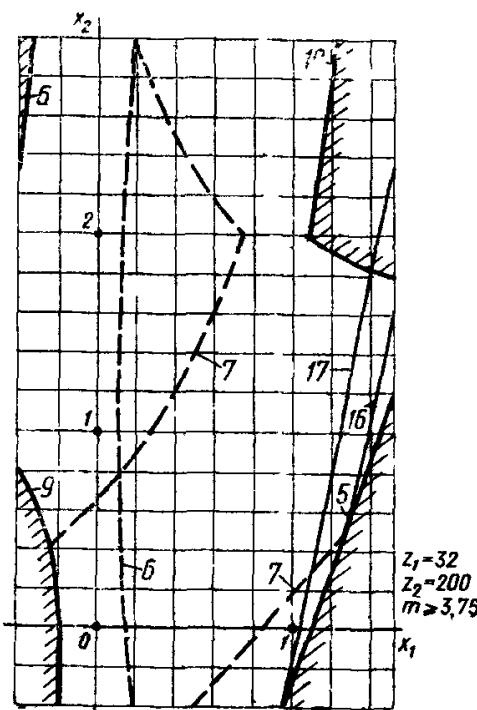
Черт. 120



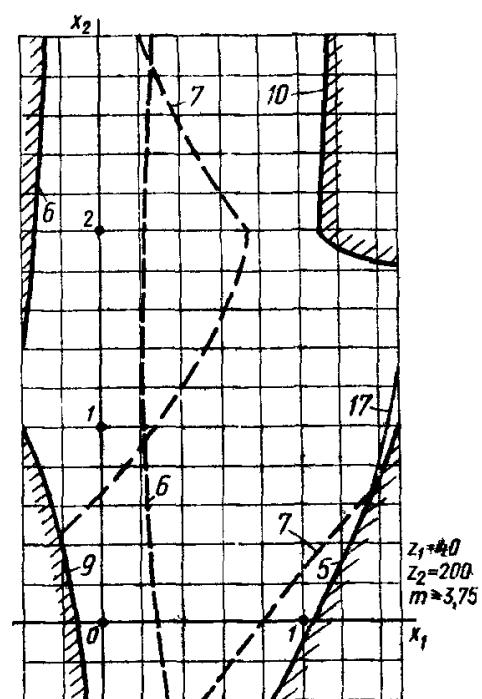
Черт. 121



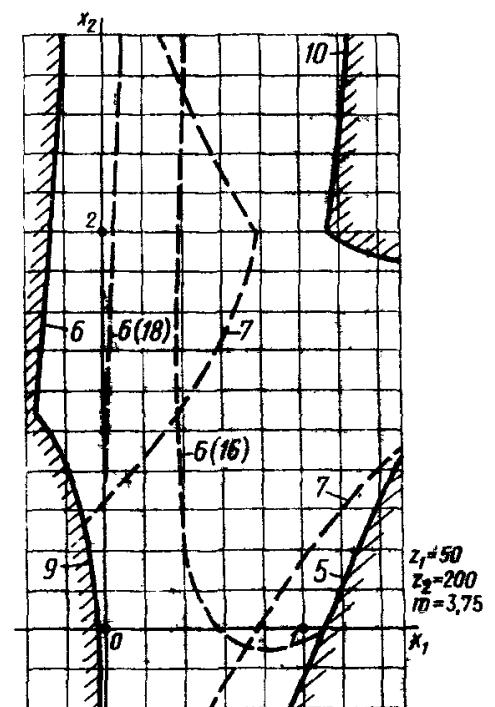
Черт. 122



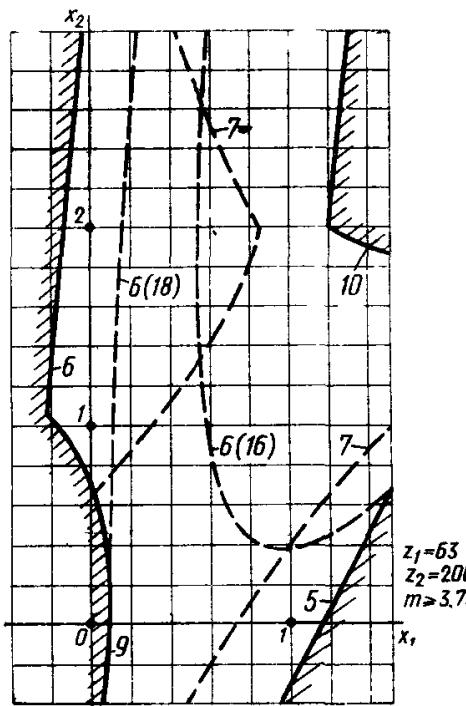
Черт. 123



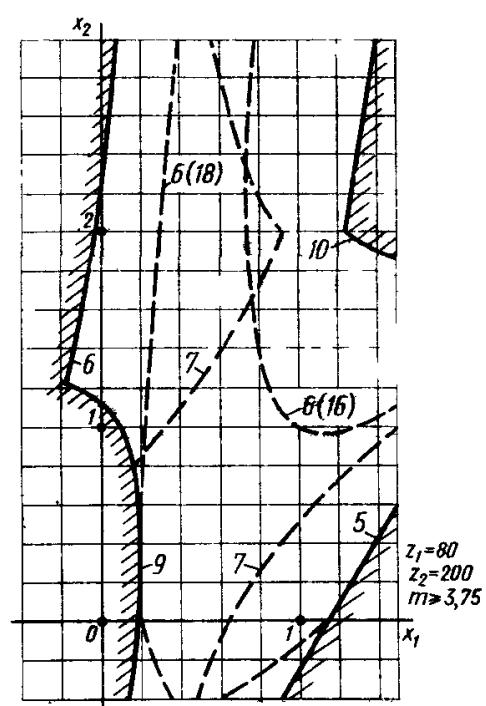
Черт. 124



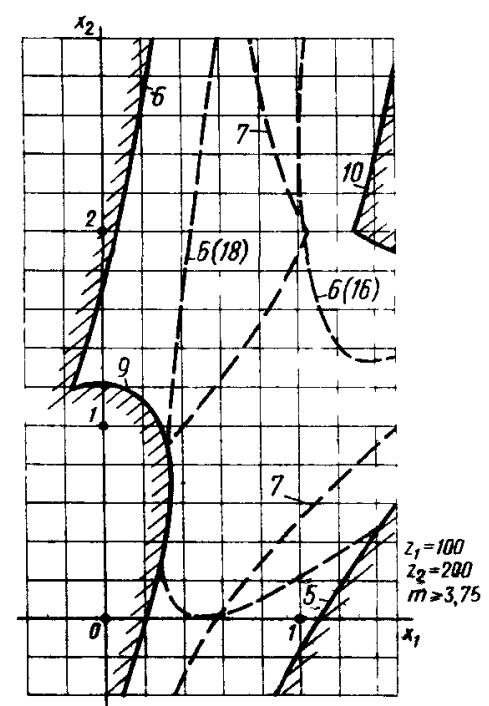
Черт. 125



Черт. 126



Черт. 127



Черт. 128

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

Таблица 1

расчет геометрических параметров

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

Параметры, относящиеся только к косозубым передачам

| | | |
|--|-----------|--|
| 4. Средняя суммарная длина контактных линий | l_m | $l_m = \frac{b_w e_\alpha}{\cos \beta_b}$, где b_w — рабочая ширина венца; e_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} | $l_{min} = l_m \left(1 - \frac{n_\alpha n_\beta}{e_\alpha e_\beta}\right)$ при $n_\alpha + n_\beta \ll 1$; $l_{min} = l_m \left[1 - \frac{(1 - n_\alpha)(1 - n_\beta)}{e_\alpha e_\beta}\right]$ при $n_\alpha + n_\beta > 1$. Здесь n_α и n_β — дробные части величин e_α и e_β , рассчитанных по табл. 7,пп. 15 и 16 |
| 6. Коэффициент среднего изменения суммарной длины контактных линий | k_e | $k_e = \frac{l_{min}}{l_m}$. Упрощенное определение k_e при $e_\beta \ll 3$ производится по черт. 1 и 2 приложения 5 к ГОСТ 16532—70. При $e_\beta > 3$ допускается принимать $k_e = 1$. |

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 | $Q_{u1} = Q_{p1} + p_\alpha$ | Здесь: Q_p — по табл. 5, п. 3 настоящего стандарта; |
| | колеса | $Q_{u2} = Q_{p2} - p_\alpha$ | p_α — по табл. 6, п. 1 настоящего стандарта. |
| 8. Угол профиля зуба в верхней граничной точке однопарного зацепления | | | |
| | | α_u | $\tan \alpha_u = \frac{2Q_u}{d_b}$, где d_b — по табл. 5, п. 1 настоящего стандарта |
| | | d_u | $d_u = \frac{2Q_u}{\sin \alpha_u}$ |

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} | $v_{Fy} = \omega Q_y$ | Здесь ω — угловая скорость зубчатого колеса; Q_y — по табл. 1 |
| | $v_{\Sigma y}$ | $v_{\Sigma y} = v_{Fy1} + v_{Fy2}$ | |
| 3. Скорость скольжения в заданной контактной точке профиля зуба | шестерни | $v_{sy1} = v_{Fy1} - v_{Fy2}$ | |
| | колеса | $v_{sy2} = -v_{sy1}$ | |
| 4. Скорость скольжения в точке профиля на окружности вершин | шестерни | $v_{sa1} = 0,5 \omega_2 d_{b1} (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_{tw}) (u - 1)$ | 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 | $v_{sa2} = 0,5 \omega_2 d_{b2} (\tan \alpha_{tw} - \tan \alpha_{a2}) (u - 1)$ | |
| 5. Удельное скольжение в заданной контактной точке профиля зуба | θ_y | $\theta_y = \frac{v_{sy}}{v_{Fy}}$ | |

| Наименование параметров | Обозначения | Расчетные формулы и указания | |
|---|-------------|---------------------------------|---|
| 6. Удельное скольжение в нижней точке активного профиля зуба | шестерни | θ_{p1} | $\theta_{p1} = -\frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})(u - 1)}{\operatorname{tg} \alpha_{tw} + u(\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}$ |
| | колеса | θ_{p2} | $\theta_{p2} = -\frac{(\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})(u - 1)}{u \operatorname{tg} \alpha_{tw} + (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}$ |
| Параметры, относящиеся только к прямозубым передачам | | | |
| 7. Угол профиля зуба в нижней граничной точке одноарочного зацепления | шестерни | $\operatorname{tg} \alpha_{v1}$ | $\operatorname{tg} \alpha_{v1} = \frac{2(q_{u2} - a_w \sin \alpha_w)}{d_{b1}}$ |
| | колеса | $\operatorname{tg} \alpha_{v2}$ | $\operatorname{tg} \alpha_{v2} = \frac{2(q_{u1} + a_w \sin \alpha_w)}{d_{b2}}$ |
| 8. Скорость скольжения в верхней граничной точке однопарного зацепления | шестерни | v_{su1} | $v_{su1} = 0,5 \omega_2 d_{b1} (\operatorname{tg} \alpha_{u1} - \operatorname{tg} \alpha_w)(u - 1)$ |
| | колеса | v_{su2} | $v_{su2} = 0,5 \omega_2 d_{b2} (\operatorname{tg} \alpha_w - \operatorname{tg} \alpha_{u2})(u - 1)$ |
| 9. Удельное скольжение в нижней граничной точке однопарного зацепления | шестерни | θ_{v1} | $\theta_{v1} = -\frac{(\operatorname{tg} \alpha_{v2} - \operatorname{tg} \alpha_w)(u - 1)}{\operatorname{tg} \alpha_w + u(\operatorname{tg} \alpha_{v2} - \operatorname{tg} \alpha_w)}$ |
| | колеса | θ_{v2} | $\theta_{v2} = -\frac{(\operatorname{tg} \alpha_{v1} - \operatorname{tg} \alpha_w)(u - 1)}{u \operatorname{tg} \alpha_w + (\operatorname{tg} \alpha_{v1} - \operatorname{tg} \alpha_w)}$ |

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

Редактор И. И. Топильская
Технический редактор Г. А. Гаврилкина
Корректор С. Н. Ефимова

Сдано в набор 08.01.74 Подп. в печ. 31.05.74 8,0 п л Тир. 20000

Издательство стандартов. Москва, Д-22, Новопресненский пер., 3
Калужская типография стандартов, ул. Московская, 256. Зак 55