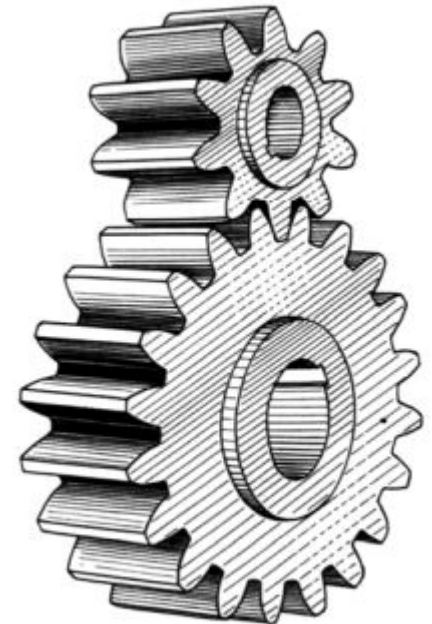


# РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

*Методические указания*



# Кинематические и силовые параметры привода

| № п/п | Наименование параметра | Обозначение | Размерность | Значение для вала |          |
|-------|------------------------|-------------|-------------|-------------------|----------|
|       |                        |             |             | ведущего          | ведомого |
| 1     | Передаточное число     | $U$         | –           | 4                 |          |
| 2     | Частота вращения       | $n_i$       | об/мин      | 1455              | 363,8    |
| 3     | Угловая скорость       | $\omega_i$  | 1/с         | 152,4             | 38,1     |
| 4     | Вращающий момент       | $T_i$       | Н м         | 44,2              | 168      |

# Кинематические и силовые параметры привода (вариант 2)

| Наименование       | Условное обозначение | Ед. измерения | Вал электродвигателя | На входе в редуктор | На выходе из редуктора |
|--------------------|----------------------|---------------|----------------------|---------------------|------------------------|
|                    |                      |               | А                    | Б                   | В                      |
| Передаточное число | и                    |               |                      | 6                   |                        |
| Мощность           | N                    | кВт           | 4,0                  | 3,9                 | 3,4                    |
| Частота вращения   | п                    | об/мин        | 1 430                | 1 430               | 48                     |
| Угловая скорость   | $\omega$             | рад/с         | 149,7                | 149,7               | 5,0                    |
| Вращающий момент   | T                    | Н·м           | 26,7                 | 26,1                | 680,0                  |

# Усталость зубчатого соединения

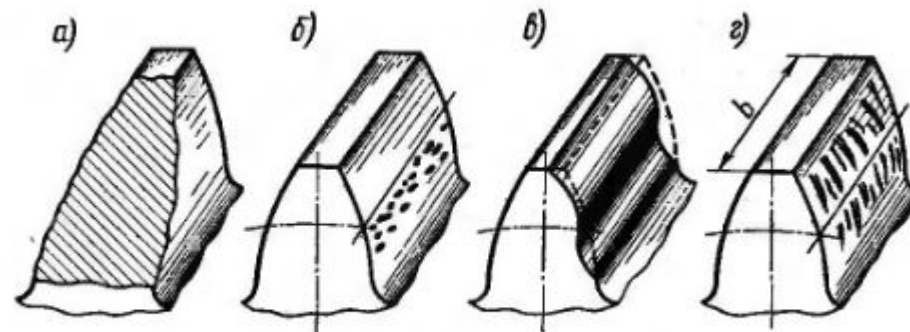
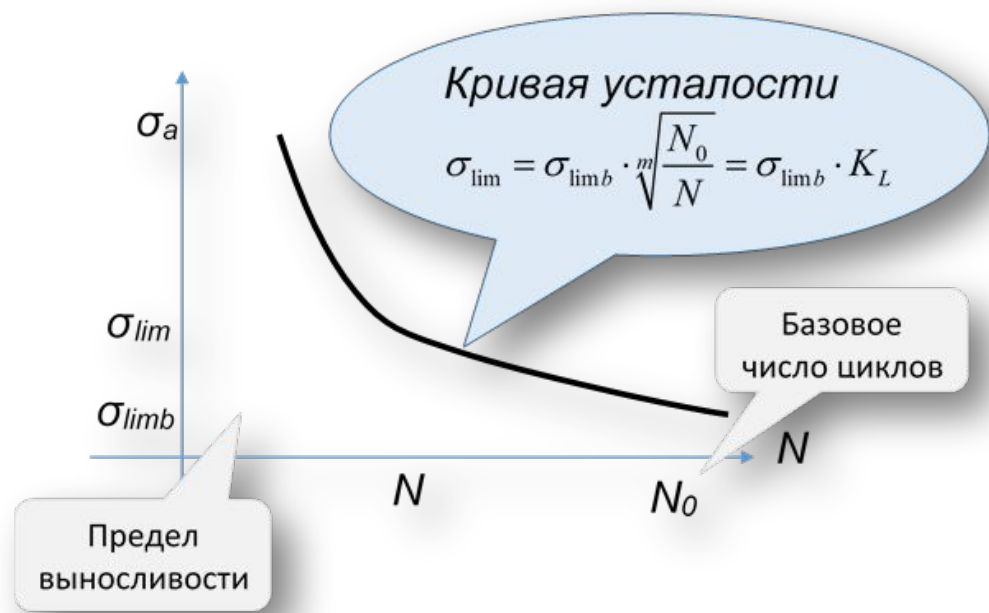
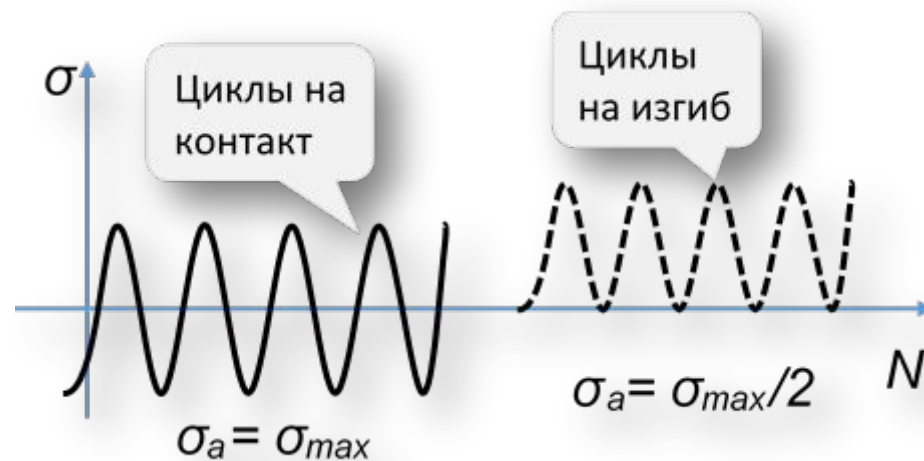
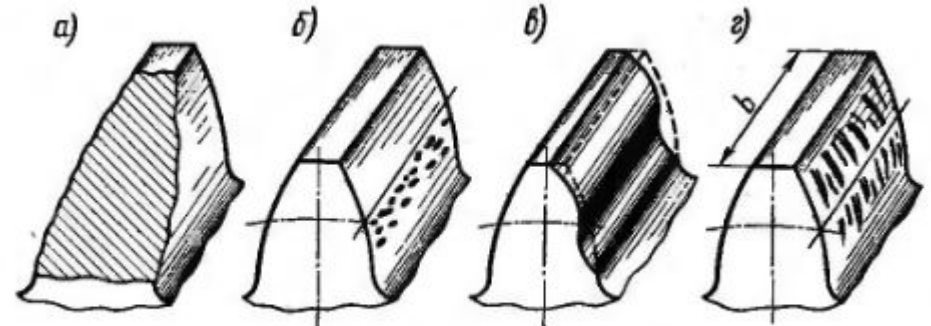


Рис. 8.27. Виды разрушения зубьев



# Виды разрушения зубьев

В процессе работы на зубья действуют силы передаваемой нагрузки и силы трения. Для каждого зуба напряжения изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу. *Повторно-переменные напряжения являются причиной усталостного разрушения зубьев: их поломки и выкрашивания рабочих поверхностей. Трение в зацеплении вызывает изнашивание и заедание зубьев.*



Расчеты на контактную и изгибную прочность при длительной работе выполняют по допускаемым напряжениям соответственно  $[\sigma]_H$  и  $[\sigma]_F$ .

# Усталость зубчатого соединения

Разрушение этих поверхностей вызывается действием контактных напряжений  $\sigma_H^{**}$ , которые образуются в месте контакта криволинейных поверхностей двух прижатых друг к другу деталей (рис. 0.6).

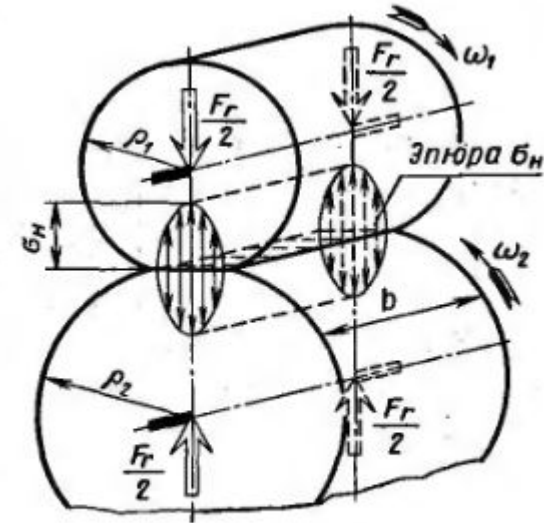


Рис. 0.6. Эпюра контактных напряжений



# Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$

Допускаемые контактные напряжения определяются по формуле

$$[\sigma_H] = \sigma_{Hlim} Z_N / S_H, \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{Hlim}$  – предел контактной выносливости при базовом числе циклов напряжений  $N_{H0}$  (табл.3);

$Z_N$  – коэффициент долговечности, учитывающий влияние срока службы и режима нагружения передачи;

$S_H$  – коэффициент запаса прочности (табл.3).

Базовое число циклов напряжений при расчете на контактную прочность определяют по средней твердости поверхностей зубьев

$$N_{H0} = 30 (HB_0)^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7.$$

Расчетное число циклов напряжений за весь срок службы передачи при постоянном режиме нагружения

$$N_K = 60 n c L_h,$$

где  $n$  – частота вращения шестерни, зубчатого колеса,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$c$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса. Для обычных редукторов  $c = 1$ ;

$L_h$  – срок службы передачи

Для длительно работающих быстроходных зубчатых передач, когда  $N_K > N_{H0}$ , коэффициент долговечности

$$Z_N = \sqrt[20]{N_{H0} / N_K} \geq 0,75.$$

Таблица 3

Пределы контактной выносливости  $\sigma_{Hlim}$  и коэффициенты запаса прочности  $S_H$

| Способ термической обработки зубьев | Средняя твердость поверхности зубьев | Сталь   | $\sigma_{Hlim}$ , МПа    | $S_H$ |
|-------------------------------------|--------------------------------------|---|--------------------------|-------|
| Нормализация, улучшение             | $\leq 350 \text{ HB}$                | Углеродистая и легированная (40, 45, 40X, 40XH, 35XM) | $2 \text{ HB}_0 + 70$    | 1,1   |
| Поверхностная закалка ТВЧ           | 40–53 HRC                            |   | $17 \text{ HRC}_0 + 200$ | 1,2   |

Допускаемые напряжения определяются для шестерни и колеса  $[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2$

Для цилиндрических прямозубых передач за расчетное принимают меньшее из допускаемых контактных напряжений, полученных для шестерни  $[\sigma_H]_1$  и колеса  $[\sigma_H]_2$ , т.е.  $[\sigma_H] = \min([\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2)$ .

Косозубые и шевронные передачи, если зуб шестерни закален, а зуб колеса подвергнут улучшению, рассчитывают по условному допускаемому контактному напряжению

$$[\sigma_H] = 0,45 ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \geq [\sigma_H]_2,$$

при выполнении условия  $[\sigma_H] \leq 1,23 [\sigma_H]_2$ .

# Определение межосевого расстояния

|  |   |       |        |
|--|---|-------|--------|
| Методика   | Чернавского   |       |        |
| Расчет   | Параметры зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора |       |        |
| Фрагмент   | Межосевое расстояние  |       |        |
| Допускаемое контактное напряжение  | [σ <sub>н</sub> ]   | Мпа   | 565    |
| Принятое передаточное отношение  | u   |       | 2      |
| Вращающий момент на валу шестерни  | T <sub>1</sub>  | кН мм | 36,37  |
| Вращающий момент на валу колеса  | T <sub>2</sub>  | кН мм | 279,32 |
| Коэффициент  | K <sub>нβ</sub>   |       | 1,1    |
| Козф-т ширины венца по межосевому расстоянию (рекоменд. - 0,4)                   | Ψ <sub>ba</sub>   |       | 0,4    |
| Расчетное межосевое расстояние   | 108,90 мм   |       |        |
| $a_w = K_a(u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{нβ}}{[\sigma_n]^2 u^2 \Psi_{ba}}}$ | Ближайшее значение межосевого расстояния (по ГОСТ, принято)   |       |        |
|  | 280 мм  |       |        |

Вычисленное значение межосевого расстояния **a<sub>w</sub>** при крупносерийном производстве редукторов округляют до ближайшего стандартного значения (ГОСТ 2185-66): **50; 63; 71; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 260; 280; 300; 315; 320; 340; 355; 360; 380; 400 мм.**

При постоянной нагрузке, твердости поверхности зубьев колеса  $H_2 \leq 350$  НВ, 8-й степени точности изготовления зубчатых колес и окружной скорости  $v < 15$  м/с для предварительных расчетов принимают следующие значения коэффициентов нагрузки: для прямозубых передач  $K_H = 1,3$ ; для косозубых и шевронных передач  $K_H = 1,2$ .



# Определение модуля передачи

| A                           | B   | C | D                   | E   | F | G | H | I |
|-----------------------------|---|---|---------------------|-----|---|---|---|---|
| Методика                    | Чернавского   |   |                     |     |   |   |   |   |
| Расчет                      | Параметры зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора |   |                     |     |   |   |   |   |
| Фрагмент                    | Модуль зацепления   |   |                     |     |   |   |   |   |
| $m_n = (0,01 \div 0,02)a_w$ |   |   | Значения            |     |   |   |   |   |
|                             |   |   | Допустимое min      | 2,8 |   |   |   |   |
|                             |   |   | Допустимое max      | 5,6 |   |   |   |   |
|                             |   |   | Принимаемое по ГОСТ | 3,5 |   |   |   |   |

Из полученного диапазона ( $m - m_{\max}$ ) модулей принимают стандартное значение модуля (табл.5). Для прямозубых колес стандартным считают окружной модуль  $m$ , а для косозубых и шевронных - нормальный модуль  $m_n$ .

Таблица 5

Стандартные значения модуля по ГОСТ 9563-80

|           |      |      |      |     |     |     |   |   |    |
|-----------|------|------|------|-----|-----|-----|---|---|----|
| Ряд 1, мм | 1,5  | 2    | 2,5  | 3   | 4   | 5   | 6 | 8 | 10 |
| Ряд 2, мм | 1,75 | 2,25 | 2,75 | 3,5 | 4,5 | 5,5 | 7 | 9 | 11 |

Примечание. Предпочтение следует отдавать первому ряду.

# Определение числа зубьев шестерни и колеса

| А  | В   | С  | Д   | Е  | Ф   | Г | Н | І | Ј |
|--|---|--|-----|----|-----|---|---|---|---|
| Методика                                     | Чернавского   |  |     |    |     |   |   |   |   |
| Расчет                                       | Параметры зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора     |  |     |    |     |   |   |   |   |
| Фрагмент                                     | Количество зубьев шестерни и колеса, значение угла наклона зубьев |  |     |    |     |   |   |   |   |
| Предварительное значение угла наклона зубьев | $\beta$   | °  | 10  |    |     |   |   |   |   |
| Принятое передаточное отношение              | $u$   | 2  |     |    |     |   |   |   |   |
| Принятое межосевое расстояние                | $a_w$   | мм                                       | 280 |    |     |   |   |   |   |
| Принятый модуль зацепления                   | $m_n$   | мм                                       | 3,5 |    |     |   |   |   |   |
| Кол-во зубьев шестерни                       |   |  |     |    |     |   |   |   |   |
| Расчетное                                    | 52,52   |  |     |    |     |   |   |   |   |
| Принимаемое                                  | 26  |  |     |    |     |   |   |   |   |
|  |   | $z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{(u+1)m_n}$ |     |    |     |   |   |   |   |
| Кол-во зубьев колеса                         |   |  |     |    |     |   |   |   |   |
| Расчетное                                    | 52  |  |     |    |     |   |   |   |   |
| Принимаемое                                  | 130   |  |     |    |     |   |   |   |   |
|  |   | $z_2 = z_1 u$                            |     |    |     |   |   |   |   |
| Уточненное значение $\cos \beta$             |   | 0,975                                    |     |    |     |   |   |   |   |
| $\cos \beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w}$   |   |  |     |    |     |   |   |   |   |
| Уточненное значение $\beta$                  |   |  |     |    |     |   |   |   |   |
|  |   | 0,22                                     | рад |    |     |   |   |   |   |
|  |   | 12,84                                    | °   |    |     |   |   |   |   |
|  |   | 12                                       | °   | 50 | мин |   |   |   |   |

$\beta = 8 \dots 16$  град – угол наклона зубьев. Для косозубых колес предварительно принимают  $\beta = 10$  град

Значение  $z_1$  округляют до ближайшего целого

# Уточнение передаточного числа

Фактическое передаточное число

$$u_{\phi} = z_2 / z_1 .$$

Отклонение от заданного передаточного числа

$$\Delta u = \frac{|u_{\phi} - u|}{u} 100, \%.$$

Фактическое передаточное число  $u_{\phi}$  не должно отличаться от заданного более, чем на 3 % для одноступенчатых и на 4 % – для двухступенчатых редукторов.

# Основные размеры шестерни и колеса

Основные размеры зубчатых колес:

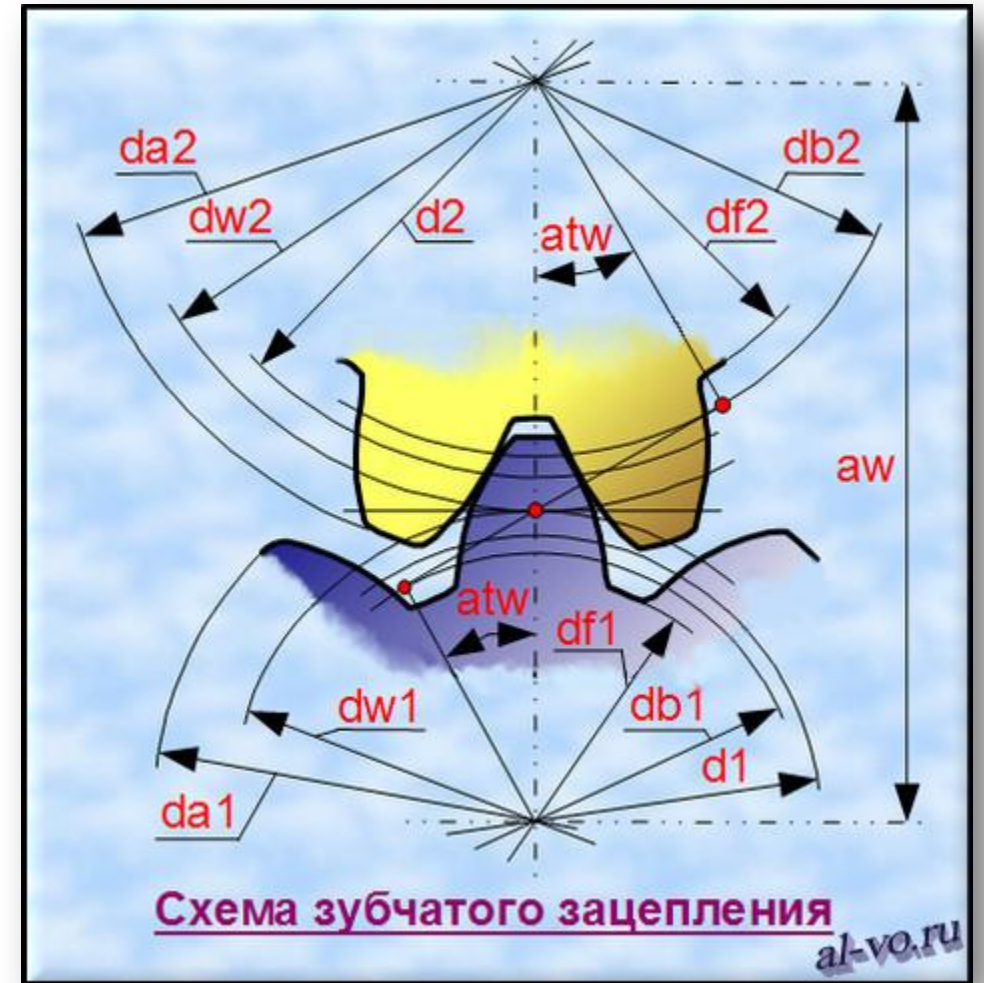
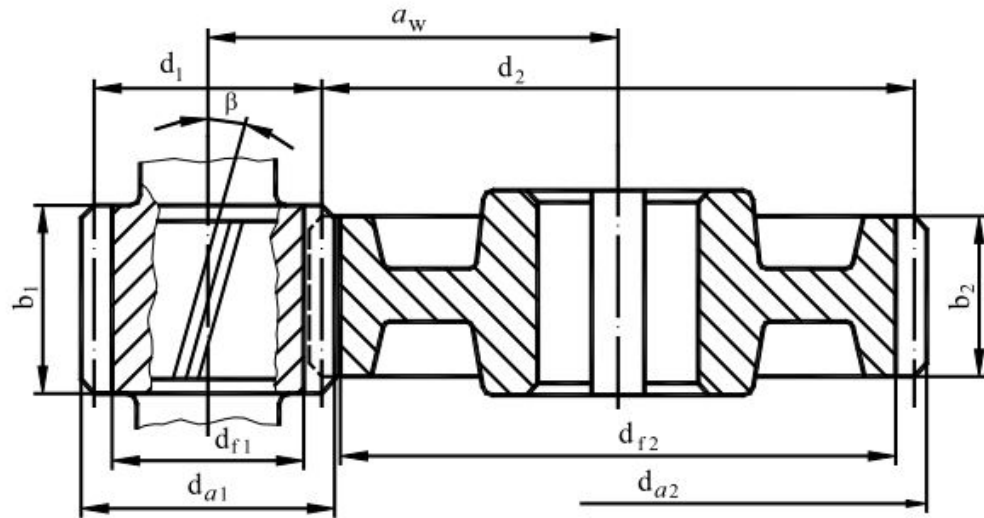
делительные диаметры шестерни  $d_1$  и колеса  $d_2$  ;  
диаметры вершин зубьев шестерни  $d_{a1}$  и колеса  $d_{a2}$  ;  
диаметры впадин зубьев шестерни  $d_{f1}$  и колеса  $d_{f2}$  ;  
ширина зубчатого венца шестерни  $b_1$  и колеса  $b_2$  .

Ширина зубчатого венца:

колеса  $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$  , мм ;

шестерни  $b_1 = b_2 + 5$  , мм.

Значения ширины зубчатых венцов округляют до целого числа.





# Определение диаметров шестерни и колеса

| A                    | B   | C                                  | D                      | E         | F                     | G | H | I | J | K |
|----------------------|---|------------------------------------|------------------------|-----------|-----------------------|---|---|---|---|---|
| Методика             | Чернавского   |                                    |                        |           |                       |   |   |   |   |   |
| Расчет               | Параметры зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора |                                    |                        |           |                       |   |   |   |   |   |
| Фрагмент             | Диаметры  |                                    |                        |           |                       |   |   |   |   |   |
| Диаметры делительные |   |                                    | Диаметры вершин зубьев |           |                       |   |   |   |   |   |
| Шестерня             | 93,33 мм  | $d_1 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_1$ | Шестерня               | 100,33 мм | $d_{a1} = d_1 + 2m_n$ |   |   |   |   |   |
| Колесо               | 466,67 мм   | $d_2 = \frac{m_n}{\cos \beta} z_2$ | Колесо                 | 473,67 мм | $d_{a2} = d_2 + 2m_n$ |   |   |   |   |   |
| Проверка             | 280 мм  | $a_w = \frac{d_1 + d_2}{2}$        |                        |           |                       |   |   |   |   |   |

Основные размеры зубчатых колес:  
 делительные диаметры шестерни  $d_1$  и колеса  $d_2$  ;  
 диаметры вершин зубьев шестерни  $d_{a1}$  и колеса  $d_{a2}$  ;  
 диаметры впадин зубьев шестерни  $d_{f1}$  и колеса  $d_{f2}$  ;  
 ширина зубчатого венца шестерни  $b_1$  и колеса  $b_2$  .  
 Ширина зубчатого венца:  
 колеса  $b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w$  , мм ;  
 шестерни  $b_1 = b_2 + 5$  , мм.  
 Значения ширины зубчатых венцов округляют до целого числа.

Размеры цилиндрических зубчатых колес передачи без смещения исходного контура ( $x_1 = x_2 = 0$ ).

Диаметры колес передачи внешнего зацепления:

|                              |                              |
|------------------------------|------------------------------|
| шестерни                     | колеса                       |
| $d_1 = m z_1 / \cos \beta$ ; | $d_2 = m z_2 / \cos \beta$ ; |
| $d_{a1} = d_1 + 2m$ ;        | $d_{a2} = d_2 + 2m$ ;        |
| $d_{f1} = d_1 - 2,5m$ ;      | $d_{f2} = d_2 - 2,5m$ .      |

Диаметры колес передачи внутреннего зацепления:

|                              |                              |
|------------------------------|------------------------------|
| шестерни                     | колеса                       |
| $d_1 = m z_1 / \cos \beta$ ; | $d_2 = m z_2 / \cos \beta$ ; |
| $d_{a1} = d_1 + 2m$ ;        | $d_{a2} = d_2 - 2m$ ;        |
| $d_{f1} = d_1 - 2,5m$ .      | $d_{f2} = d_2 + 2,5m$ .      |

Для прямозубых передач ( $\beta = 0$ ) в формулы для определения размеров зубчатых колес подставляют значение стандартного окружного модуля  $m$ , а для косозубых и шевронных передач - стандартный нормальный модуль  $m_n$ .

Точность вычисления делительных диаметров колес до 0,01 мм.

# Определение ширины шестерни и колеса

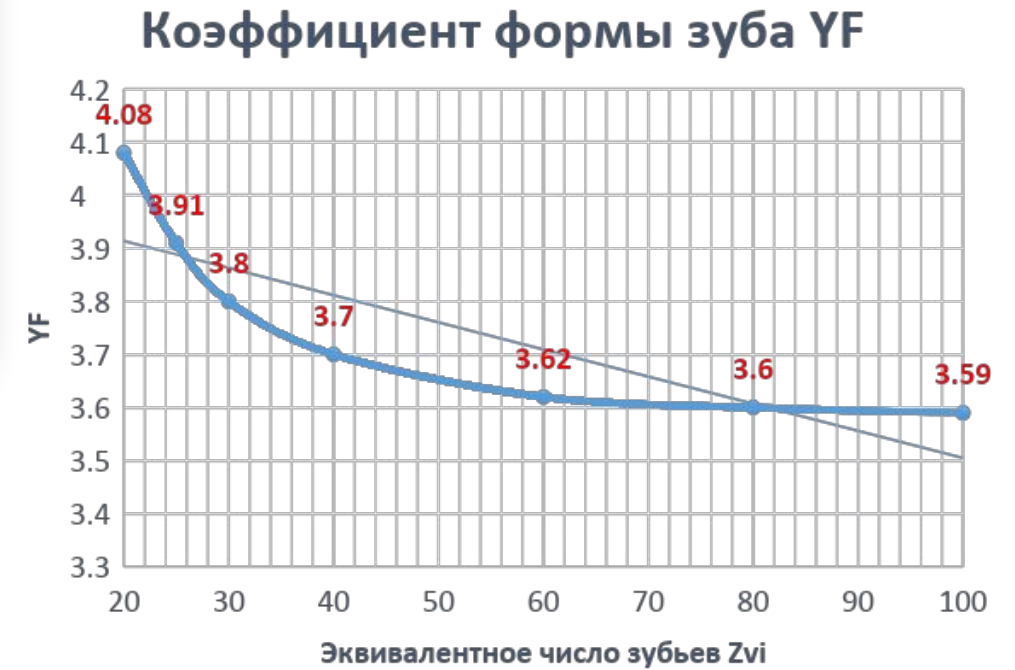
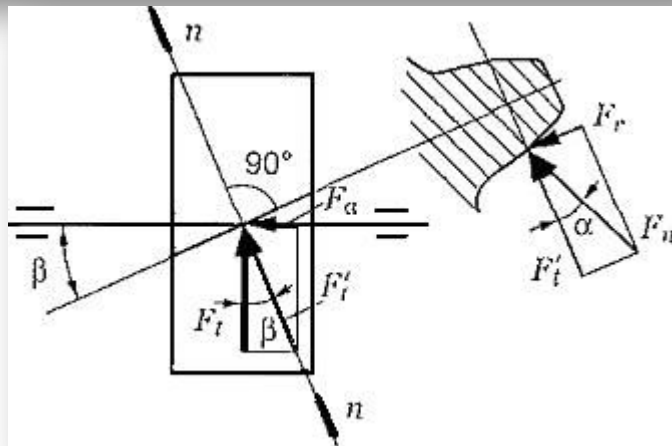
| Методика | Чернавского   |  |
|----------|---|--|
| Расчет   | Параметры зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора |  |
| Фрагмент | Прочие параметры шестерни и колеса                            |  |
| Ширина   |   |  |
| Шестерня | 117 мм  | $b_1 = b_2 + 5$  |
|          |   | Кэфф-т ширины шестерни по диаметру<br>1,254 мм $\psi_{bd} = b_1/d_1$ |
| Колесо   | 112 мм  | $b_2 = \psi_{ba} a_w$  |
|          |   | Угловая скорость шестерни 32,5 рад/с                                 |
|          |   | Окружная скорость шестерни 1,52 м/с                                  |
|          |   | $v = \omega_1 d_1 / 2$   |

Значения ширины зубчатых венцов округляют до целого числа.



# Определение усилий в зацеплении

|    |  |   |           |   |
|----|--|---|-----------|---|
| 1  | Методика   | Чернавского   |           |   |
| 2  | Расчет   | Параметры зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора |           |   |
| 3  | Фрагмент   | Силы, действующие в зацеплении                                |           |   |
| 4  |  |   |           |   |
| 5  | Окружная   | $F_t = \frac{2T_1}{d_1}$                                      | 779,38 Н  | Эквивалентное число зубьев              |
| 6  |  |   |           |   |
| 7  |  |   |           | Шестерни                                |
| 8  | Радиальная   | $F_r = F_t \frac{\operatorname{tg}20^\circ}{\cos\beta}$       | 290,947 Н | $Z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3\beta}$ 28,1 |
| 9  |  |   |           |   |
| 10 |  |   |           | Колеса                                  |
| 11 | Осевая   | $F_a = F_t \operatorname{tg}\beta$                            | 177,62 Н  | $Z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3\beta}$ 140  |
| 12 |  |   |           |   |
| 13 |  |   |           |   |
| 14 |  |   |           |   |
| 15 | Принятые значения коэф-тов формы зуба (зависят от экв. числа зубьев) |   |           |   |
| 16 | $Y_{F1}$   | 3,84  |           |   |
| 17 | $Y_{F2}$   | 3,60  |           |   |
| 18 |  |   |           |   |



# Проверка контактных напряжений

|    | A   | B   | C      | D     | E | F                                | G                          | H         | I | J | K | L |
|----|---|---|--------|-------|---|----------------------------------|----------------------------|-----------|---|---|---|---|
| 1  | Методика  | Чернавского   |        |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 2  | Расчет  | Параметры зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора |        |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 3  | Фрагмент  | Проверка контактных напряжений                                |        |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 4  |   |   |        |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 5  | Кэфф-т  | $K_{H\beta}$  | 1,165  |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 6  | Кэфф-т  | $K_{H\alpha}$   | 1,065  |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 7  | Кэфф-т  | $K_{Hv}$  | 1      |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 8  |   |   |        |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 9  | Кэфф-т нагрузки   | $K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv}$                         |        | 1,241 |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 10 |   |   |        |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 11 |   |   |        |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 12 | Контактное напряжение   |   | 139,36 | Мпа   |   | Допустимое контактное напряжение |                            |           |   |   |   |   |
| 13 |   |   |        |       |   | [ $\sigma_H$ ]                   | 565                        | Мпа       |   |   |   |   |
| 14 | $\sigma_H = \frac{270}{a_w} \sqrt{\frac{T_2 K_H (u+1)^3}{b_2 u^2}}$ |   |        |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 15 |   |   |        |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |
| 16 |   |   |        |       |   | Условие                          | $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ | ВЫПОЛНЕНО |   |   |   |   |
| 17 |   |   |        |       |   | 139,36                           | $\leq$                     | 565       |   |   |   |   |
| 18 |   |   |        |       |   |                                  |                            |           |   |   |   |   |

Коэффициент динамической нагрузки  $K_{Hv}$  определяют по табл.7 в зависимости от степени точности передачи (табл.6), окружной скорости и вида передачи.

Таблица 6

Степени точности зубчатых передач

| Степень точности | Окружная скорость колес, v, м/с |                       | Область применения                         |
|------------------|---------------------------------|-----------------------|--|
|                  | прямозубых                      | косозубых и шевронных |  |
| 7                | до 12                           | до 20                 | Передачи повышенной точности               |
| 8                | до 6                            | до 10                 | Передачи общего машиностроения (редукторы) |
| 9                | до 2                            | до 4                  | Тихоходные передачи низкой точности        |

Таблица 7

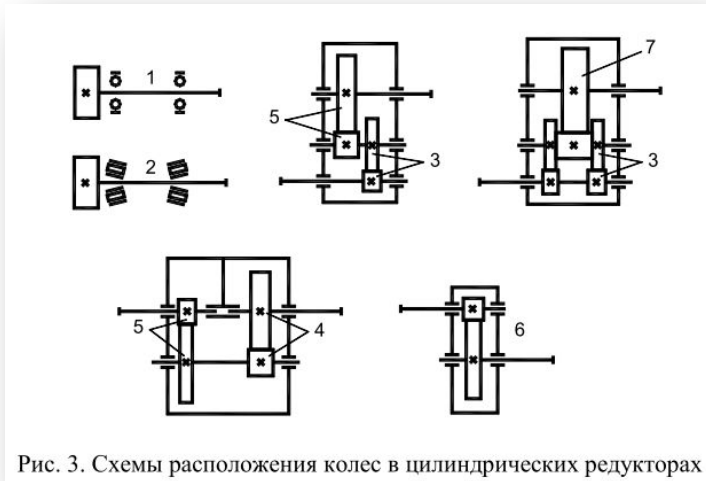
Значения коэффициента динамической нагрузки  $K_{Hv}$  при  $H \leq 350$  НВ

| Степень точности | Вид передачи | Окружная скорость, v, м/с |      |      |      |      |
|------------------|--------------|---------------------------|------|------|------|------|
|                  |              | 1                         | 3    | 5    | 8    | 10   |
| 7                | Прямозубая   | 1,04                      | 1,12 | 1,20 | 1,32 | 1,40 |
|                  | Косозубая    | 1,02                      | 1,06 | 1,08 | 1,13 | 1,16 |
| 8                | Прямозубая   | 1,05                      | 1,15 | 1,24 | 1,38 | 1,48 |
|                  | Косозубая    | 1,02                      | 1,06 | 1,10 | 1,15 | 1,19 |
| 9                | Прямозубая   | 1,06                      | 1,16 | 1,28 | 1,45 | 1,56 |
|                  | Косозубая    | 1,02                      | 1,06 | 1,11 | 1,18 | 1,22 |

# Определение коэффициентов нагрузки для контактных напряжений

Коэффициент неравномерности распределения нагрузки  $K_{H\beta}$

С достаточной для практики точностью значение коэффициента  $K_{H\beta}$  можно определить по следующим зависимостям:  
 при твердости зубьев  $H \leq 350 \text{ HB}$  –  $K_{H\beta} = 1 + 0,51 \psi_{bd} / SX$ ;  
 при твердости  $H > 350 \text{ HB}$  –  $K_{H\beta} = 1 + 1,1 \psi_{bd} / SX$ ,  
 где  $SX$  – номер схемы расположения колес относительно опор (1,2,3...7) по рис. 3.



Для косозубых и шевронных колес коэффициент распределения нагрузки между зубьями  $K_{H\alpha}$  определяют по табл.9 в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи.

Таблица 9

Значения коэффициента  $K_{H\alpha}$  для косозубых и шевронных передач

| Степень точности | Окружная скорость колес, м/с |      |      |      |      |
|------------------|------------------------------|------|------|------|------|
|                  | до 1                         | 3    | 5    | 10   | 15   |
| 7                | 1,02                         | 1,03 | 1,05 | 1,07 | 1,10 |
| 8                | 1,06                         | 1,07 | 1,09 | 1,13 | 1,15 |
| 9                | 1,10                         | 1,13 | 1,16 | –    | –    |

Для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1,0$ .



# Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$

Допускаемые напряжения изгиба определяют по формуле

$$[\sigma_F] = \sigma_{\text{Flim}} Y_R Y_Z Y_A Y_N / S_F, \text{ МПа},$$

где  $\sigma_{\text{Flim}}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений  $N_{F0}$  (табл.4);

$S_F$  – коэффициент запаса прочности (табл.4);

$Y_R$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности между зубьями. При шлифовании и зубофрезеровании с параметром шероховатости  $R_Z \leq 40$  мкм  $Y_R = 1$ ;

$Y_Z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса. Для поковок и штамповок  $Y_Z = 1$ , для проката  $Y_Z = 0,9$ , для литых заготовок  $Y_Z = 0,8$ ;

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки (передача нереверсивная)  $Y_A = 1$ . При двустороннем приложении нагрузки для нормализованных и улучшенных сталей  $Y_A = 0,65$ ;

$Y_N$  – коэффициент долговечности при расчете зубьев на изгиб

$$Y_N = \sqrt[q]{N_{F0} / N_K} \geq 1,$$

где  $N_{F0}$  – базовое число циклов напряжений при расчете на изгиб. Для сталей  $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$ ;

$N_K$  – расчетное число циклов за весь срок службы передачи;

$q$  – показатель степени кривой усталости:  $q = 6$  при твердости зубьев  $H \leq 350$  HB, а также для колес со шлифованной переходной поверхностью независимо от твердости и термообработки;  $q = 9$  при твердости поверхности зубьев  $H > 350$  HB.

Коэффициент долговечности для длительно работающих быстроходных передач ( $N_K \geq N_{F0}$ ) принимается  $Y_N = 1$ .

Для кратковременно работающих передач, когда  $N_K < N_{F0}$ , при термообработке - нормализация и улучшение ( $H \leq 350$  HB) коэффициент долговечности  $1 < Y_N \leq 4$ ; при закалке зубьев  $1 < Y_N \leq 2,5$ .

Допускаемые напряжения изгиба определяются для зубьев шестерни  $[\sigma_F]_1$  и колеса  $[\sigma_F]_2$ .

Таблица 4

Пределы выносливости  $\sigma_{\text{Flim}}$  и коэффициенты запаса прочности  $S_F$

| Способ термической обработки зубьев | Средняя твердость поверхности зубьев | Сталь   | $\sigma_{\text{Flim}}$ , МПа | $S_F$ |
|-------------------------------------|--------------------------------------|---|------------------------------|-------|
| Нормализация, улучшение             | $\leq 350$ HB                        | Углеродистая и легированная (40, 45, 40X, 40XH, 35XM) | 1,75 HB <sub>0</sub>         | 1,7   |
|                                     |                                      |   | 600–700                      | 1,7   |
| Поверхностная закалка ТВЧ           | 40–53 HRC                            |   |                              |       |

# Допустимое напряжение изгиба

|    |   |   |              |            |  |
|----|---|---|--------------|------------|--|
| 1  | Методика  | Чернавского   |              |            |  |
| 2  | Расчет  | Параметры зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора |              |            |  |
| 3  | Фрагмент  | Допустимое напряжение изгиба                                  |              |            |  |
| 4  |   |   |              |            |  |
| 5  | Пределы выносливости, коэффициенты безопасности |   |              |            |  |
| 6  | материалов шестерни и колеса                    |   |              |            |  |
| 7  |   |   | Шестерня (1) | Колесо (2) |  |
| 8  | Предел  | $\sigma_{Flimb}^0$  | 415          | 360        | Мпа  |
| 9  |   |   |              |            |  |
| 10 | Козфф-т   | $[S_F]^1$   | 1,75         | 1,75       |  |
| 11 | Козфф-т   | $[S_F]^{**}$  | 1            | 1          |  |
| 12 | Козфф-т   | $[S_F]=[S_F]^1[S_F]^{**}$                                     | 1,75         | 1,75       |  |
| 13 | Козфф-т   | $[Y_F]$   | 3,84         | 3,60       |  |
| 14 |   |   |              |            |  |
| 15 | Допускаемые напряжения                          |   |              |            |  |
| 16 |   |   | Шестерня (1) | Колесо (2) |  |
| 17 | $[\sigma_F] = \sigma_{Flimb}^0 / [S_F]$         |   | 237,14       | 205,71     | Мпа  |
| 18 |   |   |              |            | Из дальнейших расчетов необходим расчет для  |
| 19 | Отношение                                       | $[\sigma_F]/Y_F$  | 61,76        | 57,14      | КОЛЕСА т.к. соответствующее отношение меньше |
| 20 |   |   |              |            |  |

# Определение коэффициентов напряжений для изгиба

Коэффициент нагрузки при расчете на изгибную прочность

$$K_F = K_{Fv} K_{F\beta} K_{F\alpha},$$

где  $K_{Fv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении (табл.10);

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий

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

$K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. По ГОСТ 21354-87 принимают  $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$

Значение коэффициента динамической нагрузки  $K_{Fv}$  при  $H \leq 350$  НВ

| Степень точности | Вид передачи | Окружная скорость, v, м/с |      |      |      |      |
|------------------|--------------|---------------------------|------|------|------|------|
|                  |              | 1                         | 3    | 5    | 8    | 10   |
| 7                | Прямозубая   | 1,08                      | 1,24 | 1,40 | 1,64 | 1,80 |
|                  | Косозубая    | 1,03                      | 1,09 | 1,16 | 1,25 | 1,32 |
| 8                | Прямозубая   | 1,10                      | 1,30 | 1,48 | 1,77 | 1,96 |
|                  | Косозубая    | 1,04                      | 1,12 | 1,19 | 1,30 | 1,38 |
| 9                | Прямозубая   | 1,11                      | 1,33 | 1,56 | 1,90 | –    |
|                  | Косозубая    | 1,04                      | 1,12 | 1,22 | 1,36 | 1,45 |

Коэффициент торцевого перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = (1,88 - 3,2 \cdot (1/z_1 + 1/z_2)) \cdot \cos \beta$$



# Проверка напряжений изгиба

|    |                              |   |      |  |
|----|------------------------------|---|------|--|
| 1  | Методика                     | Чернавского   |      |  |
| 2  | Расчет                       | Параметры зубчатых колес цилиндрического косозубого редуктора             |      |  |
| 3  | Фрагмент                     | Коэффициенты расчета допустимых напряжений изгиба                         |      |  |
| 4  |                              |   |      |  |
| 5  | Козфф-т                      | $K_{F\beta}$  | 1,32 | $\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F]$ |
| 6  | Козфф-т                      | $K_{F\gamma}$   | 1,1  |  |
| 7  |                              |   |      |  |
| 8  | Козфф-т                      | $K_F = K_{F\beta} K_{F\gamma}$  | 1,45 | Для колеса и шестерни все коэфф-ты одинаковы, кроме $Y_F$                  |
| 9  |                              |   |      |  |
| 10 | Козфф-т                      | $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140}$   | 0,91 |  |
| 11 |                              |   |      |  |
| 12 |                              |   |      | Расчет $\sigma_F$  |
| 13 | Козфф-т торцевого перекрытия | $\epsilon_\alpha$   | 1,5  | Шестерня 8,84 МПа  |
| 14 | Степень точности передачи    | $n$   | 8    | Условие 8,84 =< 237,14   |
| 15 |                              |   |      | $\sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]$ ВЫПОЛНЕНО                                 |
| 16 | Козфф-т                      | $K_{F\alpha} = \frac{4 + (\epsilon_\alpha - 1)(n - 5)}{4\epsilon_\alpha}$ | 0,92 |  |
| 17 |                              |   |      | Колесо 8,65 МПа  |
| 18 |                              |   |      | $\sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]$ 8,65 =< 205,71                            |
| 19 |                              |   |      | ВЫПОЛНЕНО  |
| 20 |                              |   |      |  |

где  $F_t$  – окружная сила в зацеплении, Н;  
 $K_F$  – коэффициент нагрузки;  
 $b_2$  – ширина венца колеса, мм;

Расчетное напряжение изгиба в зубьях колеса

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_F}{b_2 m_n} Y_{FS2} Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma_F]_2, \text{ МПа.}$$

Расчетное напряжение изгиба в зубьях шестерни

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} Y_{FS1} / Y_{FS2} \leq [\sigma_F]_1, \text{ МПа.}$$

Если  $\sigma_F > [\sigma_F]$  свыше 5 %, то необходимо увеличить модуль  $m$ , соответственно пересчитать число зубьев шестерни  $z_1$  и повторить проверочный расчет на выносливость при изгибе. При этом межосевое расстояние  $a_w$  не изменяется, а, следовательно, не нарушается контактная прочность передачи.

# Таблица - Расчетные параметры зубчатой передачи

| № п/п | Наименование параметра и размерность  | Обозначение                        | Значение           |
|-------|---|------------------------------------|--------------------|
| 1.    | Момент на ведомом валу, Н м   | $T_2$                              | 168                |
| 2.    | Частота вращения вала, об/мин<br>– ведущего<br>– ведомого                   | $n_1$<br>$n_2$                     | 1455<br>363,8      |
| 3.    | Межосевое расстояние, мм  | $a_w$                              | 112                |
| 4.    | Число зубьев – шестерни<br>– колеса   | $z_1$<br>$z_2$                     | 22<br>88           |
| 5.    | Модуль зубьев нормальный, мм  | $m_n$                              | 2                  |
| 6.    | Передаточное число  | $U$                                | 4                  |
| 7.    | Материал колес, термообработка  | сталь 45, улучшение                |                    |
| 8.    | Твердость рабочих поверхностей зубьев<br>– шестерни<br>– колеса             | HB <sub>1</sub><br>HB <sub>2</sub> | 280<br>250         |
| 9.    | Тип передачи  | косозубая                          |                    |
| 10.   | Угол наклона зуба, град, мин, с   | $\beta$                            | 10°50'38"          |
| 11.   | Направление линии зубьев<br>– шестерни<br>– колеса                          | левое<br>правое                    |                    |
| 12.   | Диаметры делительных окружностей, мм<br>– шестерни<br>– колеса              | $d_1$<br>$d_2$                     | 44,8<br>179,2      |
| 13.   | Ширина зубчатого венца, мм<br>– шестерни<br>– колеса                        | $b_1$<br>$b_2$                     | 50<br>45           |
| 14.   | Силы, действующие в зацеплении, Н<br>– окружная<br>– радиальная<br>– осевая | $F_t$<br>$F_r$<br>$F_a$            | 1875<br>695<br>359 |

# Таблица - Расчетные параметры зубчатой передачи

## (вариант 2)

| № п/п | Наименование параметра и размерность  | Обознач.            | Значение  |        |
|-------|---------------------------------------|---------------------|-----------|--------|
|       |                                       |                     | шестерни  | колеса |
| 1.    | Момент на валу, $H \cdot м$           | T                   |           |        |
| 2.    | Частота вращения вала, $об/мин$       | n                   | 1455      | 363,8  |
| 3.    | Межосевое расстояние, мм              | $a_w$               | 112       |        |
| 4.    | Число зубьев                          | z                   | 22        | 88     |
| 5.    | Модуль зубьев нормальный, мм          | $m_n$               | 2         |        |
| 6.    | Передаточное число                    | U                   | 4         |        |
| 7.    | Материал колес, термообработка        | сталь 45, улучшение |           |        |
| 8.    | Твердость рабочих поверхностей зубьев | HВ                  | 250       | 230    |
| 9.    | Тип передачи                          | косозубая           |           |        |
| 10.   | Угол наклона зуба, град, мин, с       | $\beta$             | 10°50'38" |        |
| 11.   | Направление линии зубьев              |                     | левое     | правое |
| 12.   | Диаметры делительных окружностей, мм  | d                   | 44,8      | 179,2  |
| 13.   | Диаметры окружностей выступов, мм     | $d_a$               |           |        |
| 14.   | Диаметры окружностей впадин, мм       | $d_f$               |           |        |
| 15.   | Ширина зубчатого венца, мм            | b                   | 50        | 45     |
| 16.   | Силы, действующие в зацеплении, Н     |                     |           |        |
|       | – окружная                            | $F_t$               | 1875      |        |
|       | – радиальная                          | $F_r$               | 695       |        |
|       | – осевая                              | $F_a$               | 359       |        |