

2. Расчет открытой пары.

2.1 Расчет геометрии открытой пары главного подъема

2.1.1 Число зубьев:

- шестерни $z_1 = 14$;
- колеса $z_2 = 150$.

Модуль (нормальный расчетный) $m = 18 \text{ мм}$.

Межосевое расстояние $a_w = 1494 \text{ мм}$.

Суммарное число зубьев $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 164$.

Делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{18 \times 164}{2} = 1476 \text{ мм}. \quad (2.1)$$

Угол зацепления при $\beta = 0^\circ$ (прямозубая пара)

$$\alpha_w = \arccos \frac{a \cos \alpha}{a_w} = \arccos \frac{1476 \cos 20^\circ}{1494} = 21,817705^\circ. \quad (2.2)$$

Эвольвентный угол зацепления

$$\text{inv} \alpha_w = \text{tg} \alpha_w - \alpha_w = \text{tg} 21,817705 - 21,817705 \frac{\pi}{180} = 0,01953917. \quad (2.3)$$

Угол исходного контура

$$\text{inv} \alpha = \text{tg} 20^\circ - 20 \frac{\pi}{180} = 1,490463 \times 10^{-2}.$$

Коэффициент суммы смещений

$$X_\Sigma = \frac{(\text{inv} \alpha_w - \text{inv} \alpha)(z_1 + z_2)}{2 \text{tg} \alpha} = \frac{(1,953917 \times 10^{-2} - 1,490463 \times 10^{-2}) 164}{2 \text{tg} 20^\circ} = 1,0441619. \quad (2.4)$$

Принимаем коэффициент смещения:

- у шестерни $x_1 = 0,5441619$;
- у колеса $x_2 = 0,5$.

Передаточное число зубчатой пары

$$u = z_1 / z_2 = 150 / 14 = 10,7142857.$$

Делительные диаметры зубчатых колес $d = mz$:

- шестерни $d_1 = 18 \times 14 = 252 \text{ мм}$;
- колеса $d_2 = 18 \times 150 = 2700 \text{ мм}$.

Диаметры впадин $d_f = d - 2m(h_a^* + c^* - x)$:

- шестерни $d_{f1} = 252 - 2 \times 18(1 + 0,25 - 0,5441619) \approx 226,59 \text{ мм}$;
- колеса $d_{f2} = 2700 - 36(1,25 - 0,5) = 2673 \text{ мм}$.

Коэффициент $\Delta u = X_\Sigma - (a_w - a) / m = 1,0441619 - 1 = 0,0441619. \quad (2.7)$

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

КБВ.П001.08.0000РР

Лист

13

$$\text{Диаметры вершин } d_a = d + 2m(1 + x - \Delta y): \quad (2.8)$$

$$- \text{ шестерни } d_{a1} = 252 + 36(1 + 0,5441619 - 0,0441619) = 306, \text{ мм};$$

$$- \text{ колеса } d_{a2} = 2700 + 36(1 + 0,5 - 0,0441619) = 2752,4, \text{ мм}.$$

(Принимаем $d_{a2} = 2752, \text{ мм}$).

Начальные диаметры:

$$- \text{ шестерни } d_{w1} = \frac{2a_w z_1}{z_1 + z_2} = \frac{2 \times 1494 \times 14}{164} = 255,073, \text{ мм}; \quad (2.9)$$

$$- \text{ колеса } d_{w2} = \frac{2 \times 1494 \times 150}{164} = 2732,927, \text{ мм}.$$

$$\text{Угол профиля зуба на окружности вершин } \alpha_a = \arccos(d \cos 20^\circ / d_a): \quad (2.10)$$

$$- \text{ шестерни } \alpha_{a1} = \arccos(d \cos 20^\circ / 306) = 39,29780^\circ;$$

$$- \text{ колеса } \alpha_{a2} = \arccos(2700 \cos 20^\circ / 2752,4) = 22,80892^\circ.$$

Составляющая коэффициента торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z}{2\pi} (\text{tg} \alpha_a - \text{tg} \alpha_w): \quad (2.11)$$

$$- \text{ у шестерни } \varepsilon_{\alpha1} = \frac{z_1}{2\pi} (\text{tg} \alpha_{a1} - \text{tg} \alpha_w) = \frac{14}{2\pi} (0,818426 - 0,400330) = 0,931;$$

$$- \text{ у колеса (аналогично) } \varepsilon_{\alpha2} = \frac{150}{2\pi} (0,420544 - 0,400330) = 0,482.$$

Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{\alpha1} + \varepsilon_{\alpha2} = 0,931 + 0,482 = 1,41. \quad (2.12)$$

Высота зуба:

$$- \text{ шестерни } h_1 = 0,5(d_{a1} - d_{f1}) \cong 0,5(306 - 226,59) = 39,7, \text{ мм}; \quad (2.13)$$

$$- \text{ колеса } h_2 = 0,5(2752,4 - 2673) = 39,7, \text{ мм}.$$

Условие $h_1 = h_2 = 39,7, \text{ мм}$ выполнено.

$$\text{Проверка условия } h_{1,2} < (2h_a^* + c^*)m: \quad (2.14)$$

условие $39,7 < (2 \times 1 + 0,25)18 = 40,5, \text{ мм}$ выполнено.

2.1.2 Проверка условия отсутствия интерференции головки зуба с переходной его поверхностью.

Радиус кривизны активного профиля зуба в нижней точке

$$\rho_p = a_w \sin \alpha_w - 0,5d \cos \alpha \text{tg} \alpha_a: \quad (2.15)$$

- шестерни

$$\rho_{p1} = 1494 \sin 21,817705^\circ - 0,5 \times 2700 \cos 20^\circ \text{tg} 22,80892^\circ \approx 21,8, \text{ мм};$$

- колеса

$$\rho_{p2} = 1494 \sin 21,817705^\circ - 0,5 \times 252 \cos 20^\circ \text{tg} 39,29780^\circ \approx 458,3, \text{ мм}.$$

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

Радиус кривизны в граничной точке профиля зуба:

–шестерни

$$\rho_{r1} = 0,5d_1 \sin \alpha - \frac{h_v^* - h_a^* - x_1}{\sin \alpha} m = 0,5 \times 252 \sin 20^\circ - \frac{2 - 1 - 0,54}{\sin 20^\circ} 18 \approx 19,1 \text{ мм} \quad (2.16)$$

(условие $\rho_{r1} > \rho_{l1}$ выполнено);

$$\text{–колеса} \quad \rho_{r2} = 0,5 \times 270 \sin 20^\circ - \frac{2 - 0,5}{\sin 20^\circ} 18 = 453,4 \text{ мм}$$

(условие $\rho_{r2} > \rho_{l2}$ выполнено).

Т.о., выбранные коэффициенты смещения x_1 и x_2 формируют правильное зацепление.

2.1.3 Проверка нормальной толщины зуба на поверхности вершин.

$$S_{na} = d_a \left(\frac{0,5\pi + 2xtg\alpha}{z} + inv\alpha - inv\alpha_a \right) \geq 0,3m, \quad (2.17)$$

где эвольвентные углы:

$$inv\alpha_{a1} = tg\alpha_{a1} - \alpha_{a1} = 0,818426 - 39,29780 \frac{\pi}{180} = 0,13255;$$

$$inv\alpha_{a2} = 0,420544 - 22,80892 \frac{\pi}{180} = 2,245374 \times 10^{-2}.$$

Толщина зуба на поверхности вершин:

–шестерни

$$S_{na1} = 306 \left(\frac{0,5\pi + 2tg20^\circ \times 0,54}{14} + 1,490463 \times 10^{-2} - 0,13255 \right) \approx 7 \text{ мм} > 0,3 \times 18 = 5,4 \text{ мм};$$

–колеса

$$S_{na2} = 2752 \left(\frac{0,5\pi + 2tg20^\circ \times 0,5}{150} + 1,490463 \times 10^{-2} - 2,245374 \times 10^{-2} \right) = 14,7 \text{ мм} > 5,4 \text{ мм}.$$

Прочность вершины и ее достаточность по износу обеспечены.

2.2 Расчет, предотвращающий остаточную деформацию поверхностного слоя зубчатой пары.

2.2.1 Расчет производим по максимальной нагрузке, которая может иметь место при неблагоприятных условиях эксплуатации крана при однократном или редкодействующем нагружении. В качестве максимального вращающего момента на барабане-колесе примем $M_{кб} \approx 1,25 \cdot 1,5 \cdot M_{сп}$

$$M_{кб} = 268042 \times 1,25 \times 1,5 = 502578 \text{ Нм}.$$

Ивл. № подл.	Подп. и дата	Ивл. № дубл.	Взам. ивл. №	Подп. и дата	Ивл. № подл.	Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	КБВ.П001.08.0000РР	Лист
												15

Расчетное максимальное контактное напряжение в полюсе зацепления с проверкой по допускаемому значению

$$\sigma_{H \max} = Z_E Z_\varepsilon Z_H \sqrt{\frac{F_t K_H}{b_w d_1} \times \frac{Z_\Sigma}{z_2}} \leq \sigma_{HP \max}, \quad (2.18)$$

где $Z_E = 190 H^{0.5} / \text{мм}$ – коэффициент, учитывающий упругие свойства материала для стальных зубчатых колес;

Z_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Для открытых зубчатых зацеплений $Z_\varepsilon = 1$;

Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления при $\beta = 0^\circ$

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_w}} = \frac{1}{\cos 20^\circ} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} 21,817705^\circ}} = 2,38; \quad (2.19)$$

$b_w = b_2 = 200 \text{ мм}$ - активная ширина зубчатого венца;

F_t - окружная сила в зацеплении на делительном цилиндре

$$F_t = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 502578}{2,7} = 372280 \text{ Н}; \quad (2.20)$$

u - передаточное число;

K_H - коэффициент расчетной нагрузки, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по ширине зубчатого венца ($K_{H\beta}$) и дополнительные внутренние динамические нагрузки $K_{H\alpha}$.

Последние считаем учтенными в значении $M_{кб}$.

При $\psi_{hd} = b_w / d_1 = 180 / 360 = 0,5$, $\overline{HB}_{1,2} < 350$, симметричном расположении зубчатой шестерни назначим $K_H = K_{H\beta} \approx 1,2$.

Максимальное контактное напряжение

$$\sigma_{H \max} = 190 \times 1 \times 2,38 \sqrt{\frac{372280 \times 1,2}{200 \times 252} \times \frac{164}{150}} = 1408 \text{ МПа}.$$

Допускаемые контактные напряжения в расчете статической прочности определяются отдельно для шестерни и колеса; их значения зависят от марки материала и вида термической обработки. Для зубчатых колес, подвергнутых термической обработке улучшению

$$\sigma_{HP \max} = 2,8 \sigma_{0,2}, \quad (2.21)$$

где $\sigma_{0,2}$ - условный предел текучести.

Для колеса и шестерни требуемый предел текучести

$$\sigma_{0,2} > \sigma_{HP \max} / 2,8 = 1408 / 2,8 = 503 \text{ МПа}.$$

Подп. и дата	
Инв. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Инв. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата

КБВ.П001.08.0000РР

Лист

16

2.3 Механические характеристики против усталостного излома зуба.

2.3.1 Наибольший вращающий момент примем равным

$$M_{к\sigma}^* = 1,25M_{\sigma p} = 1,25 \times 257269 = 321586 \text{ Нм},$$

которому отвечает окружное усилие в зацеплении

$$F_t^* = 2M_{к\sigma}^* / d_2 = \frac{2 \times 321586}{2,7} = 238212 \text{ Н}.$$

Коэффициент, характеризующий интенсивность закона распределения нагрузки, равный начальному моменту шестого порядка. Принимая β - распределение по ГОСТ 21354-87

$$\mu_\sigma = 0,038.$$

Требуемый предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений для односторонней работы зубьев:

$$\sigma_{F \text{ lim } b}^0 \geq \frac{F_t^* K_F Y_{FS} S_F}{b_w m} \sqrt[6]{\frac{60 \mu_\sigma L_h n}{N_{F0}}} \times \frac{1}{Y_Z Y_\sigma Y_X}, \quad (2.22)$$

где $K_F = 1,1$ с учетом приработки зубьев; m - модуль стандартный;

$S_F = 1,7$ - коэффициент безопасности для термически улучшаемых сталей;

Y_{FS} - коэффициент формы зуба и концентрации напряжений

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{z} + 0,92x^2 - \frac{x}{z} 29,7; \quad (2.23)$$

— для шестерни

$$Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{14} + 0,92 \times 0,544^2 - \frac{0,544}{14} \times 29,7 = 3,29;$$

— для колеса

$$Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{150} + 0,92 \times 0,5^2 - \frac{0,5}{150} \times 29,7 = 3,48.$$

N_{F0} - базовое число циклов, принимаемое по ГОСТ 21354-87 равным 4×10^6 ; при учете эффекта тренировки материала, наблюдаемого при работе привода с пусками и остановками, базовое число циклов N_{F0} принимается по данным отраслевого стандарта ОСТ 22-922-84 равным в среднем 8×10^6 ;

L_h - заданный ресурс, равный 6300 часов;

Y_Z - коэффициент, учитывающий способ получения заготовки (для шестерни, изготовляемой из поковки $Y_Z = 1$; для колеса, получаемого методом литья $Y_Z = 0,8$);

Y_σ - опорный коэффициент (коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла)

$$Y_\sigma = 1,082 - 0,172 \lg m = 1,082 - 0,172 \lg 18 = 0,866; \quad (2.24)$$

Y_X - коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса, назначенный в соответствии с рекомендациями ISO для термически улучшаемых сталей

$$Y_X = 1,03 - 0,006m = 1,03 - 0,006 \times 18 = 0,922; \quad (2.25)$$

Ине. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Ине. № дубл.
Подп. и дата	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

КБВ.П001.08.0000РР

Лист

17

n - частота вращения рассчитываемого зубчатого колеса; в качестве расчетного значения принимаем по рекомендации ВНИИПТМАШ

$$n_p = n_1 \sqrt[3]{0,01PB} = n_1 \sqrt[3]{0,01 \times 40} = 0,737n_1; \quad (2.26)$$

для шестерни $n_1 = 0,737 \times 43,7 = 32 \text{ об/мин}$;

для колеса $n_2 = 0,737 \times 4,08 = 3,0 \text{ об/мин}$.

Возможность работы в засоренной среде исключается, поэтому износ зубьев носит характер механического изнашивания, чему способствуют нередкие пуски и остановки привода. В расчете считается, что данное ослабление компенсируется повышением предела выносливости (ОСТ 22-922-84, с.42).

Требуемый предел выносливости зубьев зубчатых колес против усталостного излома зуба:

– шестерни

$$\sigma_{F \text{ lim } b1}^0 = \frac{238212 \times 1,1 \times 3,29 \times 1,7}{190 \times 18} \sqrt[6]{\frac{60 \times 0,038 \times 6300 \times 32}{4 \times 10^6}} \times \frac{1}{1 \times 0,866 \times 0,922} = 347 \text{ МПа};$$

– колеса

$$\sigma_{F \text{ lim } b2}^0 = \frac{238212 \times 1,1 \times 3,48 \times 1,7}{190 \times 18} \sqrt[6]{\frac{60 \times 0,038 \times 6300 \times 3,0}{4 \times 10^6}} \times \frac{1}{1 \times 0,866 \times 0,922} = 267 \text{ МПа},$$

который для термически улучшенных сталей реализуется при твердости (ГОСТ 21354-87):

$$\bar{H}_{HB} \geq \sigma_{F \text{ lim } b}^0 / 1,75;$$

– для шестерни $\bar{H}_{HB1} \geq 374 / 1,75 = 214$;

– для колеса $\bar{H}_{HB2} \geq 267 / 1,75 = 153$.

На основании расчетов назначены материалы и термообработка, а также коэффициент смещения, которые внесены в рабочий чертеж:

– для шестерни 248...293НВ, КП640, сталь 34ХНЗМ, нормализация, $\sigma_T = 640 \text{ МПа}$, $\sigma_s = 785 \text{ МПа}$, $x_1 = 0,54$

– для колеса 187...235НВ, сталь 35ХМЛ, $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$, $\sigma_s = 687 \text{ МПа}$, $x_2 = 0,5$;

2.4 Расчет размеров для контроля взаимного положения разноименных профилей зубьев.

2.4.1 Расчет длины общей нормали колеса.

$z_2 = 150$; модуль $m = 18$; коэффициент смещения $x_2 = 0,5$.

При $\beta = 0^\circ$ $z_k = z = 150 = z_T$

Часть длины общей нормали, определяемая смещением исходного контура $W_{x2}^* = 0,684x_2 = 0,684 \times 0,5 = 0,342$.

Име. № подл.	Подп. и дата
Взам. ине. №	Име. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

КБВ.П001.08.0000РР

Лист

18

Число охватываемых зубьев:

$$Z_{wr} = \frac{\alpha_{xk} z_k}{180} + 0,5 = \frac{21,01773 \times 150}{180} + 0,5 = 18,015, \quad (2.27)$$

где угол

$$\cos \alpha_{xk} = \frac{z_r \cos \alpha}{z_k + 2x} = \frac{150 \cos 20^\circ}{150 + 2 \times 0,5} = 0,933469 \quad (2.28)$$

$$\alpha_{xk} = 21,01773^\circ.$$

Примем $Z_w = 18$.

Часть длины общей нормали

$$W_T^* = [\pi(Z_w - 0,5) + z_2 \operatorname{inv} \alpha] \cos \alpha = [\pi(18 - 0,5) + 150 \times 0,01490463] \cos 20^\circ = 53,763 \text{ мм}, \quad (2.29)$$

где $\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha = 0,01490463$.

Длина общей нормали

$$W = (W_T^* + W_{x2}^*) m = (53,763 + 0,342) 18 = 973,89 \text{ мм}. \quad (2.30)$$

Ввиду большого значения W приведем также расчет постоянной хорды.

Постоянная хорда зуба колеса

$$\bar{S}_c = (0,5\pi \cos^2 \alpha + x \sin 2\alpha) m = (0,5\pi \cos^2 20^\circ + 0,5 \sin 2 \times 20^\circ) 18 = 30,723 \text{ мм}. \quad (2.31)$$

Высота до хорды от поверхности вершин

$$\bar{h}_c = 0,5(d_a - d - \bar{S}_c \operatorname{tg} \alpha) = 0,5(2752 - 2700 - 30,723 \operatorname{tg} 20^\circ) = 20,4 \text{ мм}. \quad (2.32)$$

2.4.2 Расчет допуска на толщину зуба по постоянной хорде.

Степень точности изготовления колеса 11-А. В соответствии с нормой кинематической точности (табл. 6 ГОСТ 1643-81) допуск на радиальное биение зубчатого венца

$$F_r = 355 \text{ мкм}$$

при $d = 2700 \text{ мм}$ и $m = 18$.

Допуск на толщину зуба при $F_r = 355 \text{ мкм}$ и виду сопряжения А

$$T_c = 800 \text{ мкм}.$$

Наименьшее отклонение толщины зуба для колеса:

для сопряжения А при $d = 2700 \text{ мм}$ и 11-й степени

$$E_{CS} = 1400 \text{ мкм}.$$

В рабочий чертеж колеса:

$$\bar{S}_c = 30,723_{-2,2}^{-1,4} \text{ мм}, \quad h_c = 20,4 \text{ мм}$$

Име. № подл.	Подп. и дата
Взам. инв. №	Име. № дубл.
Подп. и дата	Подп. и дата

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

КБВ.П001.08.0000РР

Лист

19

2.4.3 Расчет длины общей нормали шестерни.

- При числе зубьев $z = 14$, $m = 18 \text{ мм}$ и коэффициенте смещения $x_1 = 0,54$:
- часть длины общей нормали, определяемой смещением исходного контура $W_{x1}^* = 0,684x_1 = 0,684 \times 0,54 = 0,3694 \text{ мм}$;
 - часть длины общей нормали, определяемой охватом трех зубьев (табл. 6 ГОСТ 16532-70) $W_{r1}^* = 7,5764 \text{ мм}$;
 - длина общей нормали

$$W = (W_{r1}^* + W_{x2}^*)m = (7,5764 + 0,3694)18 = 143,023 \text{ мм.}$$

2.4.4 Расчет допуска на длину общей нормали шестерни.

Степень точности 10, вид сопряжения А, делительный диаметр $d = 252 \text{ мм}$. По табл. 6 ГОСТ 1643-81 допуск на радиальное биение зубчатого венца шестерни $F_{r1} = 224 \text{ мкм}$.

Нормы бокового зазора:

наименьшее отклонение длины общей нормали:
слагаемое I (табл. 16 ГОСТ 1643-81)

$$E_{WST} = 300 \text{ мкм};$$

слагаемое II при $F_{r1} = 224 \text{ мкм}$

$$E_{WSII} = 55 \text{ мкм};$$

суммарные $E_{WS} = 300 + 55 = 355 \text{ мкм}$.

Допуск на длину общей нормали при $F_{r1} = 224 \text{ мкм}$

$$T_W = 500 \text{ мкм.}$$

В рабочий чертеж шестерни – длина общей нормали $W = 143,023_{-0,855}^{-0,355} \text{ мм}$

2.4.5 Проверка возможности измерения постоянной хорды на колесе.

Угол профиля зуба в точке на окружности вершин

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_2 \cos \alpha}{d_{a2}} = \arccos \frac{2700 \cos 20^\circ}{2752} = 22,7891^\circ.$$

Граничная точка

$$\alpha_{i2} = \arctg \left[\operatorname{tg} \alpha - \frac{4(h_1^* - h_a^* - x_2)}{z_2 \sin 2\alpha} \right] = \arctg \left[\operatorname{tg} 20^\circ - \frac{4(2-1-0,5)}{150 \sin 2 \times 20^\circ} \right] = 18,94^\circ.$$

Величина α_{x2}

$$\operatorname{tg} \alpha + \frac{\pi}{2z_2} + \frac{2x \operatorname{tg} \alpha}{z_2} = \operatorname{tg} 20^\circ + \frac{\pi}{2 \times 150} + \frac{2 \times 0,5 \times \operatorname{tg} 20^\circ}{150} = 0,37687$$

$$\alpha_{x2} = 20,65^\circ.$$

Условие $\alpha_{i2} < \alpha_{x2} < \alpha_{a2}$ выполнено.

Подп. и дата	
Име. № дубл.	
Взам. инв. №	
Подп. и дата	
Име. № подл.	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата
------	------	----------	-------	------

КБВ.П001.08.0000РР

Лист

20