

СОДЕРЖАНИЕ

| | | |
|--|---|----|
| | ВВЕДЕНИЕ | 3 |
| | 1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА | 4 |
| | 1.1 Исходные данные к расчету | 4 |
| | 1.2 Определение КПД привода | 5 |
| | 1.3 Выбор двигателя..... | 5 |
| | 1.4 Расчет моментов и угловых скоростей на валах привода..... | 6 |
| | 1.5 Результаты кинематического расчета привода..... | 7 |
| | 2 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА..... | 8 |
| | 2.1 Выбор схемы планетарного редуктора | 8 |
| | 2.2 Расчет планетарной передачи | 9 |
| | 2.3 Расчет цепной передачи..... | 14 |
| | 3 ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА..... | 17 |
| | 3.1 Ведущий вал..... | 17 |
| | 3.2 Ведомый вал..... | 17 |
| | 3.3 Оси сателлитов | 17 |
| | 4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ РЕДУКТОРА | 18 |
| | 5 КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА..... | 19 |
| | 6 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ВАЛОВ..... | 20 |
| | 6.1 Ведущий вал..... | 20 |
| | 6.2 Оси сателлитов | 20 |
| | 6.3 Ведомый вал..... | 22 |
| | 7 ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ | 23 |
| | 7.1 Ведущий вал..... | 23 |
| | 7.2 Ведомый вал..... | 23 |
| | 8 ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ..... | 24 |
| | 9 СМАЗКА РЕДУКТОРА..... | 25 |
| | ЗАКЛЮЧЕНИЕ | 26 |
| | СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ | 27 |

Угловая скорость вращения тяговых звездочек

$$\omega_{\text{ВЫХ}} := \frac{v}{0.5D} = \frac{0.65}{0,5 \times 0,386} = 3.365 \text{ рад/с}$$

Частота вращения

$$n_{\text{ВЫХ}} := \frac{\omega_{\text{ВЫХ}}}{2\pi} = \frac{3.365}{2 \times 3.14} = 0.536 \text{ об/с} = 32.1 \text{ об/мин}$$

Мощность на тяговых звездочках

$$P_{\text{ВЫХ}} := F_t \cdot v = 2,7 \times 0,65 = 1,76 \text{ кВт}$$

Требуемая мощность двигателя

$$P_{\text{дв}} = P_{\text{дв}}/\eta = 1,76/0,84 = 2,09 \text{ кВт} \quad (1.1)$$

По справочным данным [1, табл. 24.8] выбираем электродвигатель 100L6 мощностью $P_{\text{дв}} = 2,2 \text{ кВт}$. Асинхронная частота вращения вала электродвигателя $n_{\text{дв}} = 950 \text{ об/мин}$.

Угловая скорость вращения вала двигателя

$$\omega_{\text{дв}} = \frac{\pi n_{\text{дв}}}{30} = \frac{3.14 \times 950}{30} = 99.5 \text{ рад/с}$$

Требуемое передаточное отношение привода

$$u_{\text{пр}} := \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{ВЫХ}}} = 950/32.1 = 29.6$$

Принимаем передаточное отношение цепной передачи [1, табл. 1.2]

$$u_{\text{ц}} := 4$$

Тогда передаточное отношение планетарной передачи

$$u_{\text{пл}} := \frac{u_{\text{пр}}}{u_{\text{ц}}} = 29.6/4 = 7.4$$

1.4 Расчет моментов и угловых скоростей на валах привода

Мощность на ведущей шестерне планетарной передачи

$$P_1 := P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{п}} = 2,2 \times 0,98 \times 0,99 = 2,13 \text{ кВт}$$

Мощность на выходном валу редуктора

$$P_2 := P_1 \cdot \eta_{\text{пл}} \cdot \eta_{\text{п}} = 2,13 \times 0,96 \times 0,99 = 2,03 \text{ кВт}$$

2 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

2.1 Выбор схемы планетарного редуктора

Поскольку в задании не указана схема планетарного редуктора, принимаем наиболее простую схему [1, стр. 195], изображенную на рисунке 2.1.

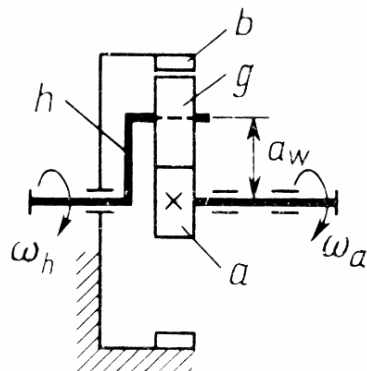


Рисунок 2.1 – Схема планетарного редуктора

В соответствии с этой схемой принимаем конструкцию редуктора, изображенную на рисунке 2.2.

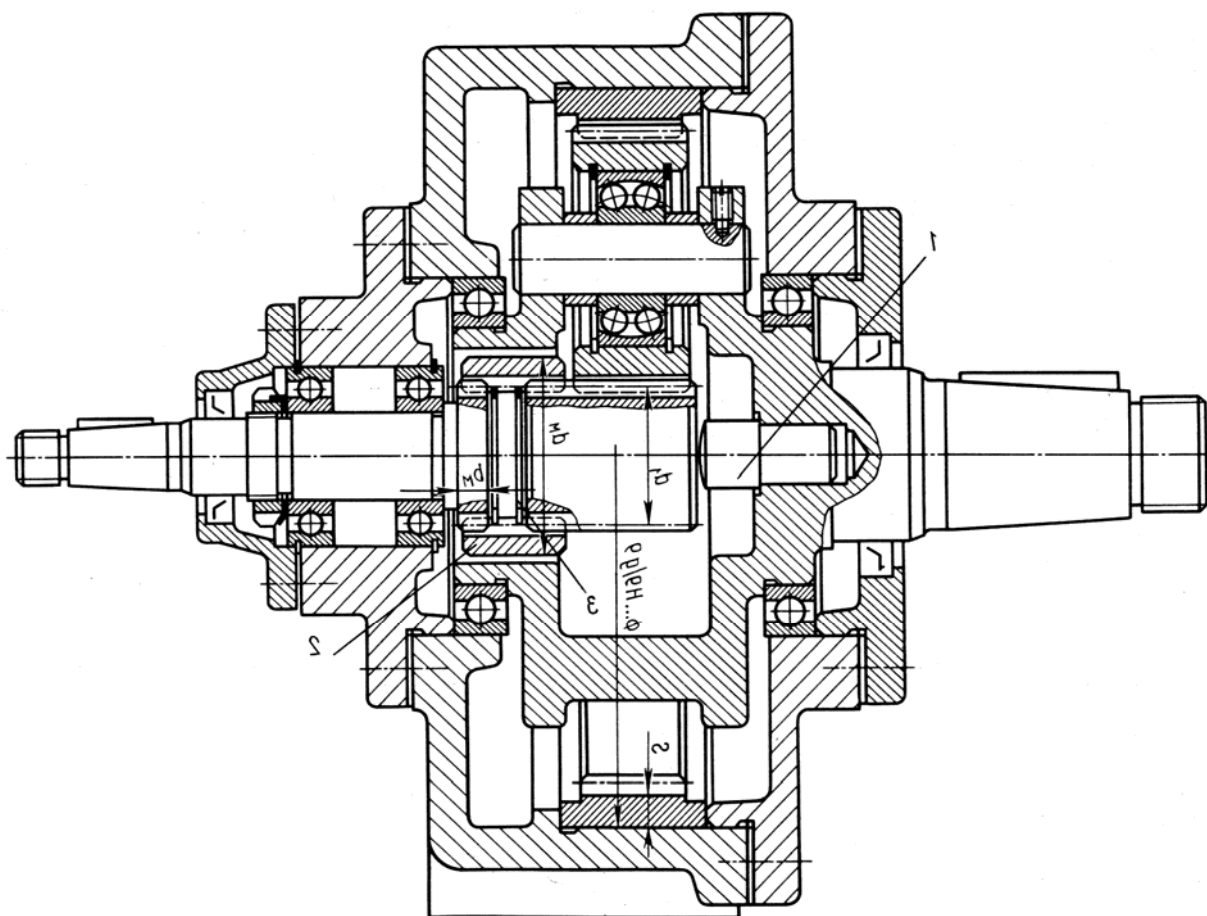


Рисунок 2.2 – Проектируемый планетарный редуктор

$$\sigma_{T1} := 750 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{T2} := 640 \text{ МПа}$$

Твердость зубчатых колес

$$HB_1 := 290$$

$$HB_2 := 250$$

Допускаемые контактные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{H1} := (1.8 \cdot HB_1 + 67) \text{ МПа} = 1,8 \times 290 + 67 = 589 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2} := (1.8 \cdot HB_2 + 67) \text{ МПа} = 1,8 \times 250 + 67 = 517 \text{ МПа}$$

Допускаемые изгибные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{F1} := (1.03 \cdot HB_1) \text{ МПа} = 1,03 \times 290 = 299 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} := (1.03 \cdot HB_2) \text{ МПа} = 1,03 \times 250 = 258 \text{ МПа}$$

Максимальные контактные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{H1\max} := 2.8 \sigma_{T1} = 2,8 \times 750 = 2100 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H2\max} := 2.8 \sigma_{T2} = 2,8 \times 640 = 1792 \text{ МПа}$$

Максимальные изгибные напряжения [1, табл. 2.2]

$$\sigma_{F1\max} := (2.74 \cdot HB_1) \text{ МПа} = 2,74 \times 290 = 795 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2\max} := (2.74 \cdot HB_2) \text{ МПа} = 2,74 \times 250 = 685 \text{ МПа}$$

Минимальное значение напряжений

$$\sigma_H := \min(\sigma_{H1}, \sigma_{H2}) = \min(589, 517) = 517 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F := \min(\sigma_{F1}, \sigma_{F2}) = \min(299, 258) = 258 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H\max} := \min(\sigma_{H1\max}, \sigma_{H2\max}) = \min(2100, 1792) = 1792 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F\max} := \min(\sigma_{F1\max}, \sigma_{F2\max}) = \min(795, 685) = 685 \text{ МПа}$$

Соответственно допускаемые напряжения

$$[\sigma]_H = 517 \text{ МПа} \quad [\sigma]_F = 258 \text{ МПа}$$

$$[\sigma]_{H\max} = 1792 \text{ МПа} \quad [\sigma]_{F\max} = 685 \text{ МПа}$$

Время службы редуктора

$$t_{\text{сл}} := K_{\text{сут}} \cdot 24 \cdot (3600 \text{ с}) \cdot K_{\text{год}} \cdot 365 = 0.25 \times 24 \times 3600 \times 0.7 \times 365 = 5.52 \times 10^6 \text{ с}$$

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| Изм | Лист | N докум. | Подп. | Дата | | | | | 10 |

Эквивалентный момент на центральной шестерне

$$T_{HE1} := M_1 \cdot K_{H\beta} = 21,5 \times 1 = 21,5 \text{ Нм}$$

Расчетное межосевое расстояние планетарной передачи

$$a_w := K_a \cdot (u_x + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{\Omega \cdot K_{H\beta} \cdot T_{HE1}}{n_w \cdot \psi_a \cdot u_x \cdot \sigma_H^2}}$$

где K_a – коэффициент, для планетарной передачи $K_a = 4950$ [1, стр. 196];

$u_x = z_g/z_a = 35/13 = 2.69$ – передаточное отношение между центральной шестерней и сателлитами;

$\Omega = 1.15$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по сателлитам [1, стр. 196];

$\psi_a = 0,4$ – коэффициент для планетарных редукторов [1, стр. 196].

Итого

$$a_w = 4950 \times (2.69 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{1.15 \times 1.11 \times 21.5}{3 \times 0.4 \times 2.69 \times 517^2}} = 57.9 \text{ мм}$$

Принимаем стандартное значение [1, стр. 12]

$$a_w := 63 \text{ мм}$$

Тогда ширина шестерни внутреннего зацепления

$$b_b := \psi_a \cdot a_w = 0,4 \times 63 = 25,2 \text{ мм}$$

Принимаем

$$b_b = 26 \text{ мм}$$

Ширина сателлитов

$$b_g := 1.04 \cdot b_b = 1,04 \times 26 = 27,1 \text{ мм}$$

Принимаем

$$b_g = 28 \text{ мм}$$

Ширина центральной шестерни

$$b_a = 1.04 \cdot b_g = 1.04 \times 28 = 29.1 \text{ мм}$$

Принимаем

$$b_a = 30 \text{ мм}$$

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | | | | 12 |

По таблице [2, табл. 3] выбираем коэффициент при $\beta = 0^\circ$

$$Z_H = 1,57$$

По таблице [2, П22] выбираем коэффициент для стальных колес

$$Z_M = 274 \times 10^3 \text{ Па}$$

Расчетные контактные напряжения

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_H Z_M \sqrt{\frac{K_H F_a (u + 1)}{n_w d_a b_a u_x}} = \\ &= 1,57 \times 274 \times 10^3 \sqrt{\frac{1,16 \times 220 \times (2,69 + 1)}{3 \times 0,039 \times 0,030 \times 2,69}} = 135 \times 10^6 \text{ Па} \end{aligned}$$

$$135 \text{ МПа} < 517 \text{ МПа}$$

Контактная прочность обеспечена. Для проверки изгибной прочности необходимо определить ряд коэффициентов:

$$K_{F\alpha} = 0,91 \text{ [2, занятие 10]},$$

$$K_{F\beta} = 1,18 \text{ [2, табл. П25]},$$

$$K_{Fv} = 3K_{Hv} - 2 = 3 * 1,03 - 2 = 1,09$$

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 0,91 * 1,18 * 1,09 = 1,17$$

По таблице [2, табл. П27] определим коэффициент формы зуба

$$Y_{F1} = 3,91 \quad Y_{F2} = 3,75$$

Сравнительная оценка прочности зубьев на изгиб

$$[\sigma]_{F1}/Y_{F1} = 299/3,91 = 76,5 \quad [\sigma]_{F2}/Y_{F2} = 258/3,75 = 76,8$$

Прочность зубьев шестерни оказалась ниже, чем зубьев колеса, поэтому проверку на выносливость по напряжениям изгиба следует выполнить для зубьев шестерни. Расчетное напряжение при изгибе

$$\sigma_F = \frac{Y_F K_F F_a}{z_w b_a m} = \frac{3,91 \times 1,17 \times 220}{3 \times 0,030 \times 0,003} = 37,2 \times 10^6 \text{ Па}$$

$$37,2 \text{ МПа} < 258 \text{ МПа}$$

Прочность зубьев на изгиб обеспечена.

2.3 Расчет цепной передачи

Принимаем число зубьев ведущей звездочки

| | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|------|
| | | | | | | Лист |
| Изм | Лист | N докум. | Подп. | Дата | | 14 |

$$D_2 := \frac{t}{\sin\left(\frac{\pi}{z_2}\right)} = \frac{25.4}{\sin(3.14/52)} = 406 \text{ мм}$$

Скорость движения цепи

$$v := \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} = 13,5 \times 0.102 / 2 = 0.69 \text{ м/с}$$

Окружное усилие

$$P := \frac{M_1}{0.5 \cdot D_1} = 150 / (0.5 \times 0.102) = 2.93 \text{ кН}$$

Действительное давление в шарнире

$$\sigma_{\text{ш}} := \frac{P \cdot K_{\text{ц}}}{F} = 2930 \times 1,5 / 179.7 = 24.5 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется.

Принимаем межосевое расстояние.

$$a_w := 50 \cdot t = 50 \times 24,5 = 1225 \text{ мм}$$

Длина цепи, выраженная в шагах

$$L_t := \frac{2 \cdot a_w}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \cdot \frac{t}{a_w} = 133.2$$

Принимаем

$$L_t = 130$$

Тогда действительное межосевое расстояние

$$a_w := 0.25 \cdot t \cdot \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = 1184.6 \text{ мм}$$

Принимаем

$$a_w = 1185 \text{ мм}$$

Длина регулировки

$$\varepsilon = 0.05 a_w = 0.05 \times 1185 = 59.2 \text{ мм} \approx 60 \text{ мм}$$

4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ РЕДУКТОРА

Толщина стенок корпуса

$$\delta = 0,1 a_w + 1 \dots 5 = 0,04 * 63 + 1 \dots 5 = 7 \dots 11 \text{ мм}$$

Исходя из обеспечения необходимой жесткости, принимаем толщину

$$\delta = 10 \text{ мм}$$

Толщина нижнего пояса корпуса редуктора

$$t = (2 \dots 2,5) \delta = (2 \dots 2,5) \times 10 = 20 \dots 25 \text{ мм}$$

Принимаем

$$t = 20 \text{ мм.}$$

Диаметры фундаментных болтов

$$d_{\phi} = (1,5 \dots 2,5) \delta = (1,5 \dots 2,5) \times 10 = 15 \dots 25 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_{\phi} = 20 \text{ мм.}$$

Диаметры болтов, крепящих крышку к корпусу

$$d_k = (0,5 \dots 0,6) d_{\phi} = (0,5 \dots 0,6) \times 20 = 10 \dots 12 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_k = 10 \text{ мм}$$

Диаметр болтов, крепящих крышки подшипников к редуктору

$$d_{\Pi} = (0,6 \dots 1,4) \delta = (0,6 \dots 1,4) \times 10 = 6 \dots 14 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_{\Pi} = 6 \text{ мм}$$

6 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ВАЛОВ

6.1 Ведущий вал

Особенностью конструкции ведущего вала является отсутствие радиальных нагрузок. Поэтому проверка прочности этого вала не производится, поскольку его диаметр был определен из условия прочности на кручение по заниженным допускаемым напряжениям и в последующем увеличен.

6.2 Оси сателлитов

Принимаем материал осей сателлитов сталь 45, для которой предел выносливости [2, стр. 99]

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_b = 0,43 \times 820 = 352 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле напряжений

$$[\sigma_{и}]_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{[n] K_{\sigma}}$$

где $[n] = 1,8$ – коэффициент запаса прочности [2, стр. 195]; $K_{\sigma} = 1,7$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений [2, стр. 195]. Итого

$$[\sigma_{и}]_{-1} = \frac{352}{1,8 \times 1,7} = 115 \text{ МПа}$$

Расчетная схема приведена ниже на рисунке.

Для такой схемы нагружения реакции опор будут равны

$$R_1 = R_2 = F_g / 2 = 422 / 2 = 211 \text{ Н}$$

Согласно построенной эпюре максимальное напряжение изгиба будет в центре оси. Оно равно

$$\sigma_{и} = \frac{\sqrt{M_{и}^2 + T^2}}{W_x}$$

где $M_{и} = R_1 r = 211 \times 0,021 = 4,4 \text{ Нм}$ – момент изгиба в центре оси;

$T = 0$ – крутящий момент;

W_x – осевой момент круглого сечения

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{3,14 \times 0,020^3}{32} = 7,85 \times 10^{-7} \text{ м}^3$$

6.3 Ведомый вал.

Эпюра для ведомого вала строится так же, как и для осей сателлитов. Поэтому ее построение опускаем. Материал ведомого вала – чугун ВЧ50-2, для которого предел выносливости [2, стр. 99]

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_B = 0,43 \times 510 = 219 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение изгиба при симметричном цикле напряжений

$$[\sigma_{и}]_{-1} = \frac{\sigma_{-1}}{[n] K_{\sigma}}$$

где $[n] = 2,0$ – коэффициент запаса прочности [2, стр. 195]; $K_{\sigma} = 2,0$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений [2, стр. 195]. Итого

$$[\sigma_{и}]_{-1} = \frac{219}{2,0 \times 2,0} = 54,8 \text{ МПа}$$

Суммарная радиальная сила

$$R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{3800^2 + 1580^2} = 4120 \text{ Н}$$

Наибольший изгибающий момент

$$M_{и} = R l/2 = 4120 * 110/2 = 226 \text{ Нм}$$

где $l = 110$ – расстояние между подшипниками. Осевой момент круглого сечения

$$W_x = \frac{\pi d_2^3}{32} = \frac{3,14 \times 0,050^3}{32} = 1,23 \times 10^{-5} \text{ м}^3$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{и} = \frac{\sqrt{M_{и}^2 + T^2}}{W_x} = \frac{\sqrt{226^2 + 431^2}}{1,23 \times 10^{-5}} = 38,9 \times 10^6 \text{ Па} = 38,9 \text{ МПа}$$

Напряжение кручения

$$\tau_k = T_1/W_p = T_1/(2W_x) = 114/(2 \times 1,23 \times 10^{-5}) = 17,6 \times 10^6 \text{ МПа} = 17,6 \text{ МПа}$$

Эквивалентное напряжение

$$s = \sqrt{\sigma_{и}^2 + 4\tau_k^2} = \sqrt{38,9^2 + 4 \times 17,6^2} = 52,4 \text{ МПа}$$

$$52,4 \text{ МПа} < 54,8 \text{ МПа}$$

Ведомый вал проходит по прочности.

| | | | | | | | | | |
|-----|------|----------|-------|------|--|--|--|--|------|
| | | | | | | | | | Лист |
| Изм | Лист | № докум. | Подп. | Дата | | | | | 22 |

8 ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ

Подшипники качения подбираем по таблицам ГОСТа в зависимости от величины и направления действия нагрузки. Поскольку в планетарном редукторе осевые нагрузки отсутствуют, подбор подшипников выполним по упрощенной методике.

Для сателлитов принимаем шариковые сферические подшипники средней серии. Требуемая грузоподъемность шарикоподшипников сателлитов определяется по формуле [1, стр. 198]

$$C_{тр} = 2F_g \sqrt[3]{\frac{60 (t/3600) (n_a - n_h) z_a}{10^6 z_g}} =$$
$$= 2 \times 422 \times \sqrt[3]{\frac{60 (5.52 \times 10^6/3600) (950 - 129) \times 13}{10^6 \times 35}} = 2564 \text{ Н} = 2,6 \text{ кН}$$

По справочным данным [1, табл. 24.11] выбираем шариковый сферический подшипник № 1304 с динамической грузоподъемностью $C_r = 9.76 \text{ кН}$.

Диаметр посадочного места под подшипники на ведущем валу $d_{п1} = 35 \text{ мм}$, а требуемая грузоподъемность $R/2 = 4120/2 = 2060 \text{ Н}$. По таблице [1, табл. 24.10] выбираем подшипник легкой серии № 207 с посадочным диаметром 35 мм, наружным 72 мм и шириной 17 мм. Его динамическая грузоподъемность 20,1 кН, что значительно превышает требуемую, поэтому уточненный расчет можно не проводить.

Диаметр посадочного места под подшипники на ведомом валу (водиле) $d_{п2} = 95 \text{ мм}$, а требуемая грузоподъемность $R/2 = 4120/2 = 2060 \text{ Н}$. По справочным данным выбираем подшипник шариковый радиальный однорядный № 1000919 с посадочным диаметром 95 мм, наружным 130 мм и шириной 18 мм. Его динамическая грузоподъемность 32,9 кН, что значительно превышает требуемую, поэтому уточненный расчет можно не проводить.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Спроектированный привод работоспособен при условиях, указанных в техническом задании. При конструировании редуктора были применены, по возможности, стандартные детали и узлы, которые обеспечат длительное время работы редуктора.

Максимальный момент, передаваемый редуктором, несколько превышает приведенный в техническом задании. Это позволяет судить о том, что привод не выйдет из строя при кратковременном повышении нагрузки.

Привод может эксплуатироваться в схеме цепного конвейера.

| | | | | | | | | | |
|------------|-------------|-----------------|--------------|-------------|--|--|--|--|-------------|
| | | | | | | | | | <i>Лист</i> |
| <i>Изм</i> | <i>Лист</i> | <i>№ докум.</i> | <i>Подп.</i> | <i>Дата</i> | | | | | 26 |