

1.4 Расчет моментов и угловых скоростей на валах привода

Мощность на ведущем валу редуктора

$$P_1 = P_{дв} \eta_m \eta_{п} = 2.20 \times 0.98 \times 0.99 = 2.13 \text{ кВт}$$

Мощность на ведомом валу редуктора

$$P_2 = P_1 \eta_3 \eta_{п} = 2.13 \times 0.96 \times 0.99 = 2.03 \text{ кВт}$$

Мощность на валу приводного барабана транспортера

$$P_3 = P_2 \eta_k \eta_{п} = 2.03 \times 0.95 \times 0.99 = 1.91 \text{ кВт}$$

Соответственно угловые скорости вращения

$$\omega_1 = \omega_{дв} = 73.3 \text{ рад/с} \quad n_1 = 700 \text{ об/мин}$$

$$\omega_2 = \omega_1 / u_3 = 73.3 / 2.0 = 36.7 \text{ рад/с} \quad n_2 = 350 \text{ об/мин}$$

$$\omega_3 = \omega_2 / u_{ц} = 36.7 / 2.5 = 14.7 \text{ рад/с} \quad n_3 = 140 \text{ об/мин}$$

Тогда моменты на валах

$$M_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2.13}{73.3} = 29.1 \text{ Н}\times\text{м}$$

$$M_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{2.03}{36.7} = 55.3 \text{ Н}\times\text{м}$$

$$M_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{1.91}{14.7} = 130.1 \text{ Н}\times\text{м}$$

1.5 Результаты кинематического расчета привода.

Таблица 1.2. Результаты кинематического расчета привода

Наименование элемента	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Угловая скорость, рад/сек	Крутящий момент, Нм
Вал двигателя	2,20	700	73.3	30.0
Ведущий вал редуктора	2,13	700	73.3	29.1
Ведомый вал редуктора	2,03	350	36.7	55.3
Приводной вал транспортера	1,91	140	14.7	130.1

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

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

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

2.1.2 Расчет межосевого расстояния

Коэффициент режима нагрузки для режима работы III (средний нормальный) [1, стр. 11]

$$X = 0.5$$

Коэффициент для прямозубых передач 0.4...0.63 [1, рис. 2.4]

$$\psi_a = 0.5$$

Коэффициент отношения b_2/d_1 [1, стр. 11]

$$\psi_d = 0.5 \psi_a (u + 1) = 0.5 \times 0.5 \times (2.25 + 1) = 0.875$$

Начальный коэффициент концентрации нагрузки для схемы передачи «7», $\psi_d = 0.875$ и $HV < 350$ [1, табл. 2.3]

$$K_{H\beta}^0 = 1.26$$

Коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{H\beta} := K_{H\beta}^0 \cdot (1 - X) + X = 1.26 \times (1 - 0.5) + 0.5 = 1.13$$

Коэффициент эквивалентности для режима работы III [1, табл. 2.3]

$$K_{HE} = 0.56$$

Базовое число циклов нагружения

$$N_{HG} := HV_1^3 = 290^3 = 2.439 \times 10^7$$

Для определения действительного числа циклов нагружения принимаем срок службы привода $L_T = 5$ лет, коэффициент суточного использования $K_{сут} = 8/24 = 0.333$ и коэффициент годового использования $K_{год} = 5/7 = 0.714$.

						Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата		9

$$b_2 = 35 \text{ мм}$$

Ширина шестерни

$$b_1 = b_2 + 5 = 35 + 5 = 40 \text{ мм}$$

2.1.3 Расчет модуля передачи

Коэффициент для числа циклов нагружения, большим 10^8 равен [1, стр. 13]

$$K_{Fd} = 1.00$$

Эквивалентный момент на колесе

$$T_{FE2} := K_{Fd} \cdot M_2 = 1.00 \times 69.9 = 55.3 \text{ Нм}$$

Для прямозубых колес значение коэффициента [1, стр. 12]

$$K_m = 5.6$$

Расчетный модуль передачи

$$m := \frac{2 \cdot K_m \cdot T_{FE2}}{d_2 \cdot b_2 \cdot \sigma_F} = \frac{2 \times 5.6 \times 55.3}{0.0947 \times 0.040 \times 258 \times 10^6} = 0.844$$

Принимаем стандартное значение [1, стр. 13]

$$m = 1.0 \text{ мм}$$

2.1.4 Расчет чисел зубьев колес и угла наклона

Суммарное число зубьев

$$z_{\Sigma} = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \times 71}{1.0} = 142$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 := \frac{z_{\Sigma}}{u + 1} = \frac{142}{2.0 + 1} = 47.3 = 47$$

Число зубьев колеса

$$z_2 := z_{\Sigma} - z_1 = 142 - 47 = 95$$

2.1.5 Расчет диаметров колес

Делительный диаметр шестерни

$$d_1 = z_1 m = 47 \times 1.0 = 47 \text{ мм}$$

Делительный диаметр колеса

При окружной скорости косозубых цилиндрических передач до 3 м/с допускается использовать 9-ю степень точности. Для такой точности значение коэффициента [1, стр. 14]

$$K_{F\alpha} = 1.00$$

Начальное значение коэффициента концентрации нагрузки для $\psi_d = 1.00$, 7 схемы передачи и твердости колес до 350НВ [1, табл. 2.6]

$$K_{F\beta}^0 = 1.31$$

Тогда коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{F\beta} := K_{F\beta}^0 \cdot (1 - X) + X = 1.31 \times (1 - 0.5) + 0.5 = 1.16$$

Коэффициент динамической нагрузки для 9-й степени точности, твердости зубьев до 350 НВ и косых зубьев [1, табл. 2.7]

$$K_{Fv} = 1.07$$

Коэффициент наклона зубьев для прямозубых передач

$$Y_{\beta} = 1$$

Эквивалентная окружная сила

$$F_{tE} := K_{Fd} \cdot F_t = 1.00 \times 1.164 = 1.164 \text{ кН}$$

Коэффициент формы зуба колеса для $z_2 = 95$ и $x_2 = -0.2$ [1, табл. 2.8]

$$Y_{F2} = 3.56$$

Коэффициент формы зуба шестерни для $z_1 = 47$ и $x_1 = 0.2$ [1, табл. 2.8]

$$Y_{F1} = 3.47$$

Значение изгибного напряжения для колеса

$$\sigma_{F2} := \frac{K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{F2} \cdot F_{tE}}{b_2 \cdot m} =$$

$$\frac{1.00 \times 1.16 \times 1.07 \times 1 \times 3.56 \times 1164}{0.035 \times 0.0010} = 146.3 \times 10^6 \text{ Па} = 146.3 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности по изгибным напряжениям для колеса

$$\sigma_{F2} \leq [\sigma]_{F2}$$

$$146.3 \leq 258$$

Условие прочности по изгибным напряжениям для колеса выполняется.

Значение изгибного напряжения для шестерни

									Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					13

$$z_2 = 33$$

Действительное передаточное отношение цепной передачи

$$u_{цд} = z_2 / z_1 = 33 / 13 = 2.57$$

Расчетный коэффициент концентрации нагрузки

$$K_{ц} := k_d \cdot k_a \cdot k_H \cdot k_p \cdot k_c \cdot k_{п}$$

где $k_d := 1$ – динамический коэффициент, при спокойной нагрузке;

$k_a := 1$ – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния, при $a_w = (30...60) t$;

$k_H := 1$ – коэффициент, учитывающий угол наклона линии, соединяющей центры звездочек, до 60° ;

$k_p := 1.25$ – коэффициент, учитывающий периодичность регулирования натяжения цепи, при периодическом регулировании;

$k_c := 1.2$ – коэффициент, учитывающий характер смазки, при периодической смазке;

$k_{п} := 1$ – коэффициент, учитывающий продолжительность работы в сутки при односменной работе. Итого

$$K_{ц} = 1 \times 1 \times 1 \times 1,25 \times 1,2 \times 1 = 1,5$$

Допускаемое напряжение для материала цепи

$$p := 29 \text{ МПа}$$

Тогда требуемый шаг цепи

$$t := 2.8 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K_{ц}}{z_1 \cdot p}} = 2.8 \times \sqrt[3]{\frac{55,3 \times 1.5}{13 \times 29}} = 0.0169 \text{ м}$$

Принимаем шаг цепи $t = 19,05$ мм, допускаемая нагрузка $Q = 40$ кН.

Делительные диаметры звездочек

$$D_1 := \frac{t}{\sin\left(\frac{\pi}{z_1}\right)} = \frac{19.05}{\sin(3.14/13)} = 79,6 \text{ мм}$$

						Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		15

3 ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

3.1 Ведущий вал

Диаметр выходного конца ведущего вала редуктора определим приближенно из расчета на прочность при кручении по заниженным допускаемым касательным напряжениям.

Принимаем $[\tau]_k = 20$ МПа для стали 45Х.

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_1}{\pi [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 29,1}{3,14 \times 20 \times 10^6}} = 0,0195 \text{ м}$$

Принимаем

$$d_1 = 20 \text{ мм}$$

Диаметр упорного буртика для втулки полумуфты (также диаметр под сальниковое уплотнение)

$$d_{y1} = d_1 + 3 = 20 + 3 = 23 \text{ мм}$$

Диаметр под подшипниками

$$d_{п1} = d_{y1} + 2 = 23 + 2 = 25 \text{ мм}$$

Диаметр упорного буртика подшипников

$$d_{б1} = d_{п1} + 5 = 25 + 5 = 30 \text{ мм}$$

3.2 Выходной вал

Минимальный диаметр выходного вала редуктора определим приближенно из расчета на прочность при кручении по заниженным допускаемым касательным напряжениям.

Принимаем $[\tau]_k = 20$ МПа для стали 45.

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{16 T_2}{\pi [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 55,3}{3,14 \times 20 \times 10^6}} = 0,0242 \text{ м} = 24,2 \text{ мм.}$$

Принимаем

$$d_2 = 25 \text{ мм}$$

Диаметр упорного буртика для втулки ведущей звездочки (также диаметр под сальниковое уплотнение)

									Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					17

4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ РЕДУКТОРА

Толщина стенок корпуса

$$\delta = 0,04 a_w + 1 \dots 5 = 0,04 \times 71 + 1 \dots 5 = 3 \dots 7 \text{ мм}$$

Исходя из обеспечения необходимой жесткости, принимаем толщину

$$\delta = 4 \text{ мм}$$

Толщина нижнего пояса корпуса редуктора

$$t = (2 \dots 2,5) \delta = (2 \dots 2,5) \times 4 = 8 \dots 10 \text{ мм}$$

Принимаем

$$t = 8 \text{ мм.}$$

Диаметры фундаментных болтов

$$d_{\phi} = (1,5 \dots 2,5) \delta = (1,5 \dots 2,5) \times 4 = 6 \dots 10 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_{\phi} = 6 \text{ мм.}$$

Диаметры болтов, крепящих крышку к корпусу

$$d_k = (0,5 \dots 0,6) d_{\phi} = (0,5 \dots 0,6) \times 6 = 3 \dots 4 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_k = 4 \text{ мм}$$

Диаметр болтов, крепящих крышки подшипников к редуктору

$$d_{\Pi} = (0,6 \dots 1,4) \delta = (0,6 \dots 1,4) \times 4 = 3 \dots 5 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_{\Pi} = 4 \text{ мм}$$

Габаритные размеры редуктора определяются после выполнения компоновки:

$$B_p = 80 \text{ мм}$$

$$L_p = 160 \text{ мм}$$

$$H_p = 120 \text{ мм}$$

									Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					19

6 ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шпонки подбирают по таблицам ГОСТа в зависимости от диаметров вала и проверяют расчетом на смятие.

6.1 Ведущий вал

Для консольной части вала $d_1 = 20$ мм. По таблице [1, табл. 24.32] подбираем призматическую шпонку $b \times h = 6 \times 6$ мм. Длину шпонки берем из ряда стандартных длин $l = 18$ мм. Расчетная длина шпонки

$$l_p = l - b = 18 - 6 = 12 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение смятия для ступицы ведомого шкива ременной передачи

$$[\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа}$$

Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4,4 T_1}{d_1 l_p h} = \frac{4,4 \times 29,1}{0,020 \times 0,012 \times 0,006} = 89,0 \times 10^6 \text{ Па} = 89,0 \text{ МПа}$$

$$89,0 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$$

6.2 Ведомый вал.

Для консольной части вала $d = 25$ мм. По таблице [1, табл. 24.31] подбираем призматическую шпонку $b \times h = 8 \times 7$ мм. Длину шпонки берем из ряда стандартных длин $l = 25$ мм. Расчетная длина шпонки

$$l_p = l - b = 25 - 8 = 17 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение смятия для посадки втулки звездочки

$$[\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа}$$

Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4,4 T_3}{d_2 l_p h} = \frac{4,4 \times 55,3}{0,025 \times 0,017 \times 0,007} = 81,9 \times 10^6 \text{ Па} = 81,9 \text{ МПа}$$

$$81,9 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$$

Для посадочной части вала $d = 35$ мм. По таблице [1, табл. 24.31] подбираем призматическую шпонку $b \times h = 10 \times 8$ мм. Длину шпонки берем из ряда стандартных длин $l = 22$ мм. Расчетная длина шпонки

									Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					21

7 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

7.1 Ведущий вал

7.1.1 Определение усилий, действующих на вал

На ведущий вал действуют силы от прямозубой цилиндрической передачи и реакции опор подшипников. Радиальные силы воспринимаются обоими подшипниками. Выполним расчет радиальных нагрузок в плоскости, проходящей через ось вала и результирующую силу от F_t и F_r

$$F_R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{1.164^2 + 0.424^2} = 1.240 \text{ кН}$$

Опоры расположены симметрично, поэтому расчетная схема будет выглядеть следующим образом:

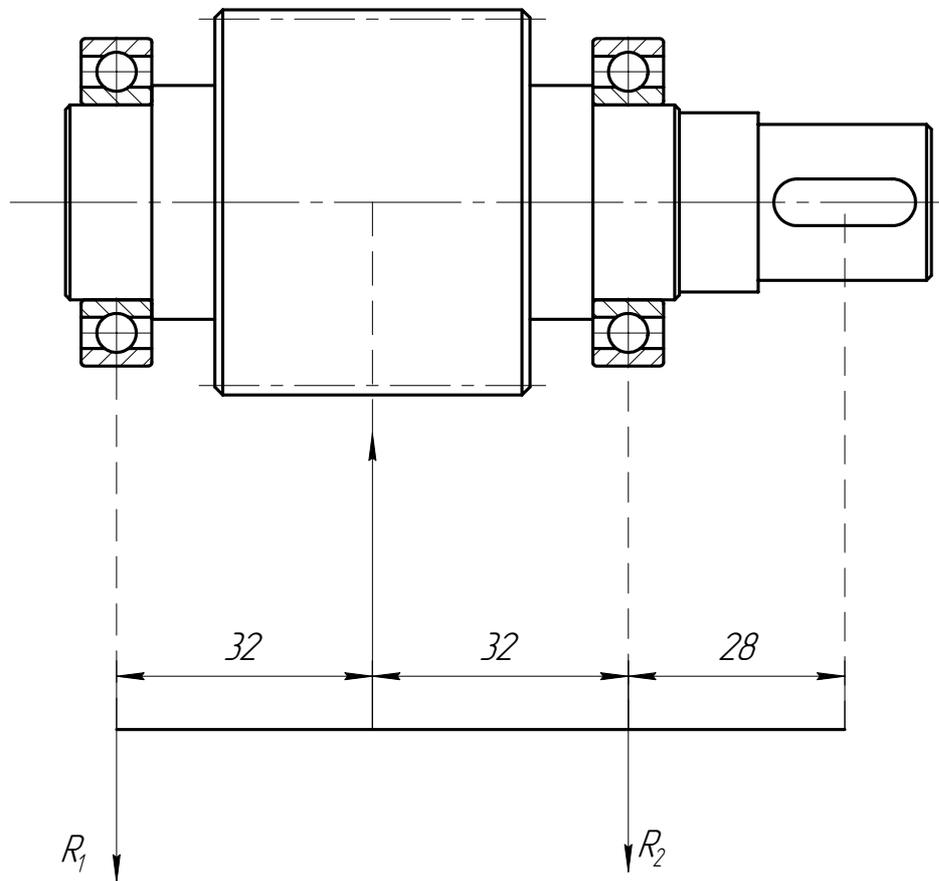


Рисунок 7.1 – Расчетная схема ведущего вала

Статическое равновесие этой схемы будет описываться следующей системой уравнений

$$\begin{cases} R_{v1} + R_2 - F_R = 0 \\ R_1 l_1 - R_2 l_2 = 0 \end{cases}$$

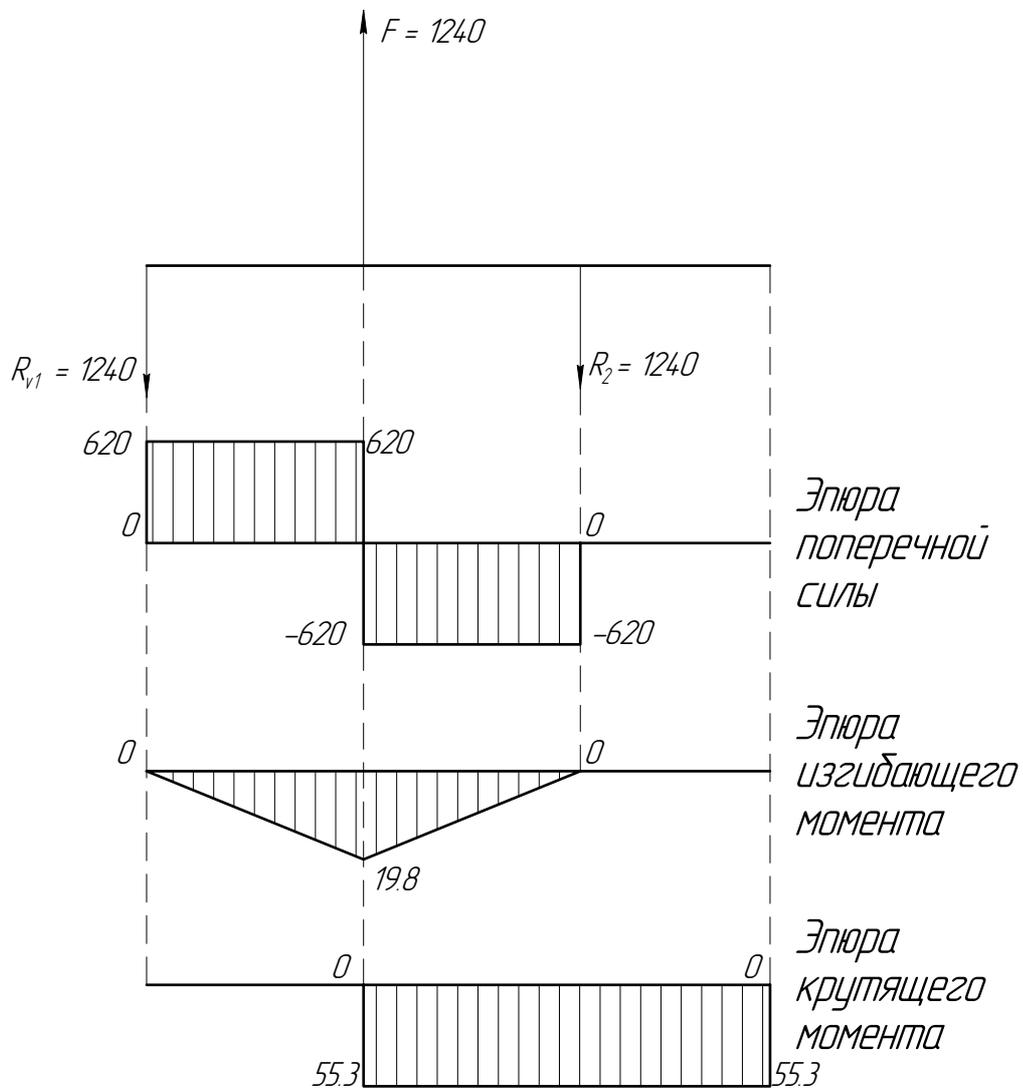


Рисунок 7.2 – Эпюры ведущего вала

7.1.3 Определение действительных напряжений

Поскольку быстроходный вал изготовлен совместно с шестерней, то его материал известен, для которой предел выносливости [1, 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 [1, стр. 195]; $K_{\sigma} = 1,7$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений [1, стр. 195]. Итого

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

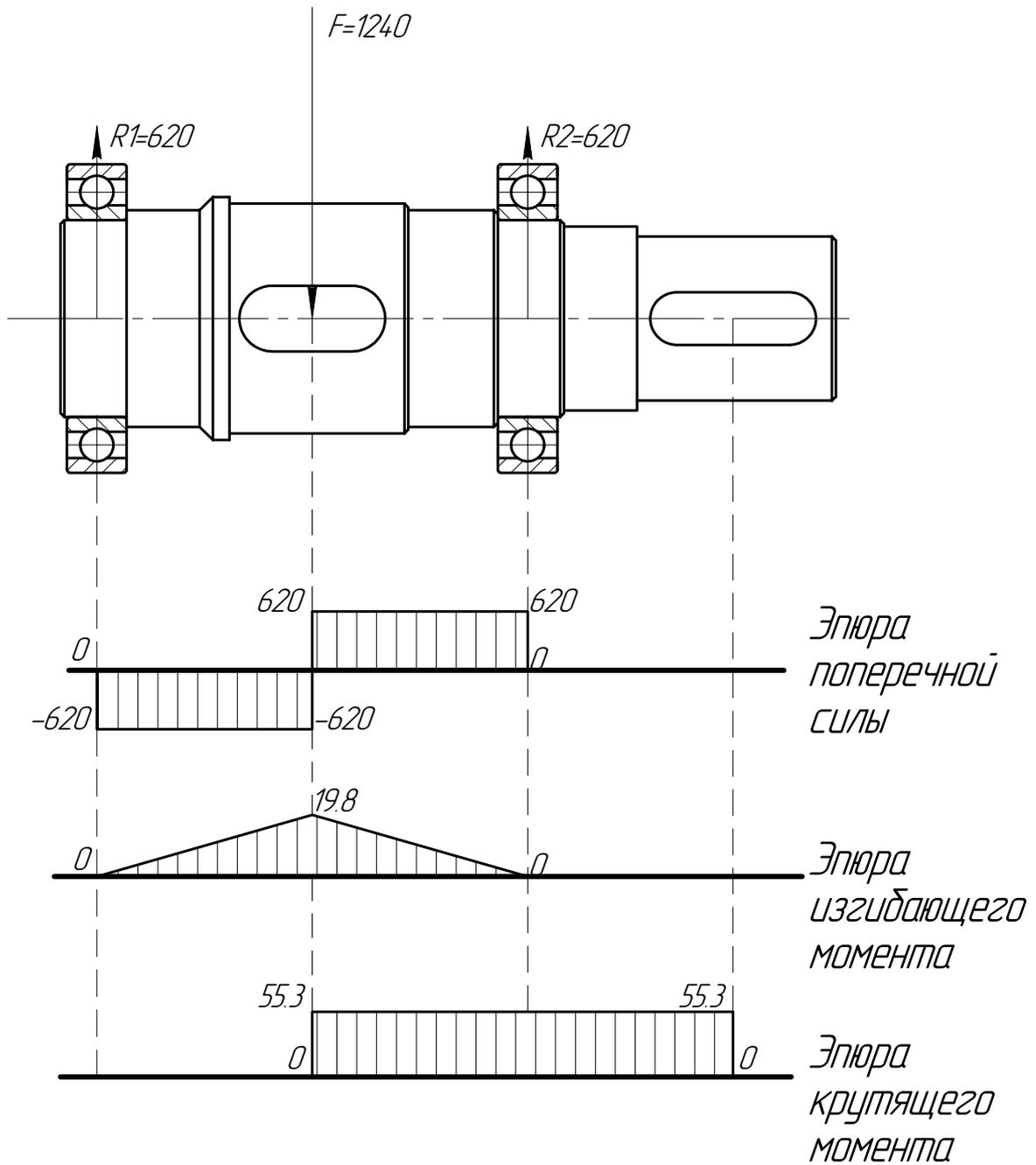


Рисунок 7.3 – Эпюры ведомого вала

10.3 Смазывание подшипников

На практике стремятся смазывать подшипники тем же маслом, которым смазываются детали передач. Смазывание их другим маслом применяют редко, только в ответственных изделиях.

При картерной смазке колес подшипники качения смазываются брызгами масла. При окружной скорости колес более 1 м/с брызгами масла покрываются все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, с валов и со стенок корпуса масло попадает в подшипники.

Закрывать подшипники маслозащитными шайбами не нужно, так как в масло погружена тихоходное зубчатое колесо и уровень масла достаточно низок.

10.4 Выбор смазочных устройств

При работе передач масло постепенно загрязняется продуктами износа. С течением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Поэтому масло, налитое в корпус редуктора, периодически меняют. Для этой цели в корпусе предусматриваем сливное отверстие, закрываемое пробкой с цилиндрической или конической резьбой.

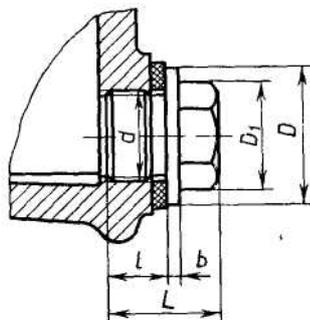


Рисунок 10.1 – Сливная пробка

Цилиндрическая резьба не создает надежного уплотнения. Поэтому под пробку с цилиндрической резьбой ставим уплотняющую прокладку из паронита.

Для залива масла выбираем пробку, которая одновременно является и контролирующим щупом.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В курсовом проекте рассчитан цилиндрический прямозубый редуктор. При проектировании были выполнены расчеты зубчатой передачи на прочность по изгибным и контактным напряжениям, определено межосевое расстояние, модуль и числа зубьев колес. Результаты расчетов согласованы со стандартными значениями.

Также была рассчитана цепная передача, определен шаг цепи и числа зубьев звездочек.

Спроектированный привод приводится в действие электродвигателем 112МА8 мощностью $P_{дв} = 2,2$ кВт. Асинхронная частота вращения вала электродвигателя $n_{дв} = 700$ об/мин.

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.

										Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата						33