

СОДЕРЖАНИЕ

	ВВЕДЕНИЕ	4
	1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА	5
	1.1 Исходные данные к расчету	5
	1.2 Определение КПД привода	6
	1.3 Выбор двигателя	6
	1.4 Расчет моментов и угловых скоростей на валах привода	7
	1.5 Результаты кинематического расчета привода	7
	2 СИЛОВОЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА	8
	2.1 Расчет цилиндрической косозубой передачи	8
	2.2 Расчет цепной передачи	15
	3 ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА	18
	3.1 Ведущий вал	18
	3.2 Выходной вал	18
	4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ РЕДУКТОРА	19
	5 КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА	20
	6 ПОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ	21
	6.1 Ведущий вал	21
	6.2 Ведомый вал	21
	7 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ	23
	7.1 Ведущий вал	23
	7.2 Ведомый вал	26
	8 ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ	27
	9 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОСАДОК ДЕТАЛЕЙ РЕДУКТОРА	28
	10 СМАЗКА РЕДУКТОРА	29
	10.1 Выбор схемы смазки	29
	10.2 Выбор смазочного материала	29
	10.3 Смазывание подшипников	30
	10.4 Выбор смазочных устройств	30
	10.5 Выбор уплотнительных устройств	31
	ЗАКЛЮЧЕНИЕ	32
	СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ	33

1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 Исходные данные к расчету

Исходными данными являются следующие величины

Таблица 1.1 – Исходные данные для проектирования

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Мощность на ведущем валу транспортера	N	1.8 кВт
Частота вращения ведущего вала тр-ра	n	110 об/мин
Передаточное число редуктора	u	2.5

Согласно техническому заданию схема привода ленточного транспортера имеет вид:

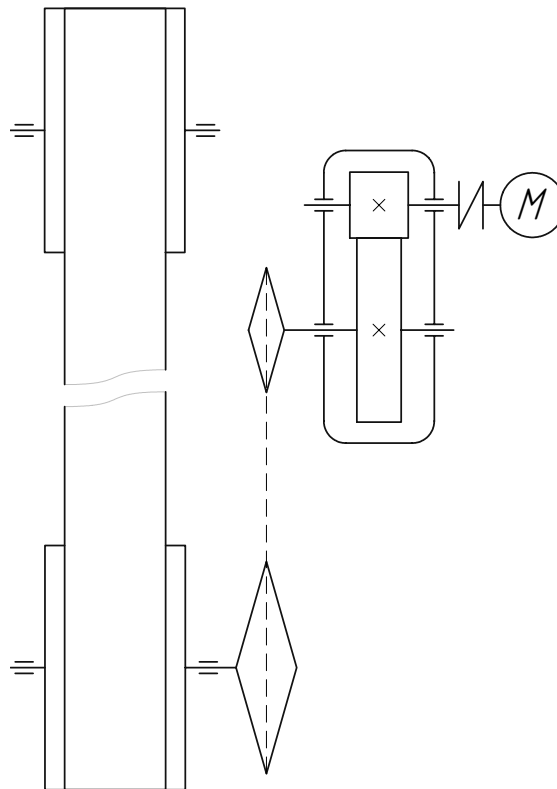


Рисунок 1.1 – Схема привода ленточного транспортера

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

$$P_2 = P_1 \eta_{ш} \eta_{п} = 2.13 \times 0.98 \times 0.99 = 2.05 \text{ кВт}$$

Мощность на валу приводного барабана транспортера

$$P_3 = P_2 \eta_k \eta_{п} = 2.05 \times 0.95 \times 0.99 = 1.93 \text{ кВт}$$

Соответственно угловые скорости вращения

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

$$\omega_2 = \omega_1 / u_p = 73.3 / 2.50 = 29.3 \text{ рад/с} \quad n_2 = 280 \text{ об/мин}$$

$$\omega_3 = \omega_2 / u_{ц} = 29.3 / 2.55 = 11.5 \text{ рад/с} \quad n_3 = 110 \text{ об/мин}$$

Тогда моменты на валах

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

$$M_2 = \frac{P_2}{\omega_2} = \frac{2.05}{29.3} = 69.9 \text{ Н}\times\text{м}$$

$$M_3 = \frac{P_3}{\omega_3} = \frac{1.93}{11.5} = 167.4 \text{ Н}\times\text{м}$$

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	2,05	280	29.3	69.9
Приводной вал транспортера	1,93	110	11.5	167.4

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 шевронных передач [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
									9
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					

$$b_2 = 35 \text{ мм}$$

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

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

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

$$K_m = 5.8$$

Расчетный модуль передачи

$$m := \frac{2 \cdot K_m \cdot T_{FE2}}{d_2 \cdot b_2 \cdot \sigma_F} = \frac{2 \times 5.8 \times 69.9}{0.1014 \times 0.040 \times 258 \times 10^6} = 1.32$$

Принимаем стандартное значение [1, стр. 13]

$$m = 1.5 \text{ мм}$$

2.1.4 Расчет чисел зубьев колес и угла наклона

Минимальный угол наклона зубьев шевронных колес

$$\beta_{\min} = 25^\circ$$

Суммарное число зубьев

$$z_\Sigma := \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos(\beta_{\min})}{m} = \frac{2 \times 140 \times \cos(25)}{1.5} = 85.8$$

Принимаем

$$z_\Sigma = 85$$

Тогда действительный угол наклона зубьев

$$\beta := \arccos\left(\frac{z_\Sigma \cdot m}{2 \cdot a_w}\right) = \arccos\left(\frac{85 \times 1.5}{2 \times 71}\right) = 0.456^R = 26.1^\circ$$

Число зубьев шестерни

$$z_1 := \frac{z_\Sigma}{u + 1} = \frac{85}{2.5 + 1} = 24.3 = 24$$

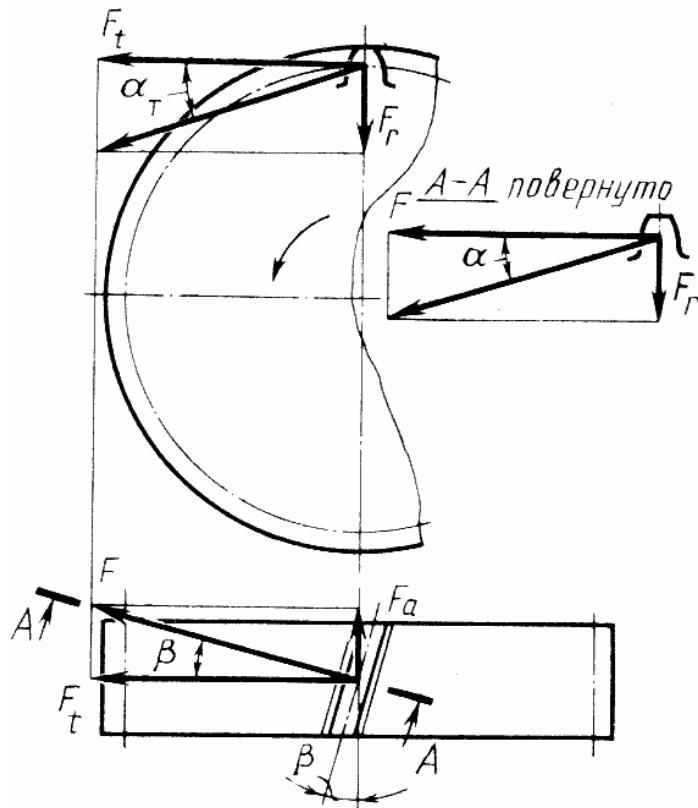


Рисунок 2.1 – Схема действия усилия для косозубой цилиндрической передачи

Окружная сила

$$F_t := \frac{2 \cdot M_2}{d_2} = \frac{2 \times 199.7}{224} = 1.783 \text{ кН}$$

Радиальная сила

$$F_r := F_t \cdot \frac{\tan(\alpha)}{\cos(\beta)} = 1.783 \times \frac{\tan(20^\circ)}{\cos(7.66)} = 0.655 \text{ кН}$$

Осевая сила

$$F_a := F_t \cdot \tan(\beta) = 1.783 \times \tan(7.66) = 0.240 \text{ кН}$$

2.1.7 Проверка прочности по напряжениям изгиба

Окружная скорость

$$v := \pi \cdot d_1 \cdot n_1 = 3.14 \times 0.056 \times 720 / 30 = 2.11 \text{ м/с}$$

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

Проверка условия прочности по изгибным напряжениям для шестерни

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

$$88.5 \leq 299$$

Условие прочности по изгибным напряжениям для шестерни выполняется.

2.1.8 Проверка прочности по контактным напряжениям

Значение коэффициентов для косозубых колес [1, стр. 15]

$$K_H = 2.7 \times 10^5$$

$$K_{H\alpha} = 1.1$$

Коэффициент динамической нагрузки для 9-й степени точности, твердости зубьев до 350 НВ и косых зубьев [1, табл. 2.9]

$$K_{Hv} := 1.03$$

Действительные контактные напряжения

$$\sigma_H := \frac{K_H}{a_w \cdot u} \cdot \sqrt{\frac{(u+1)^3 \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \cdot T_{HE2}}{b_2}} =$$

$$\frac{2.7 \times 10^5}{0.140 \times 4} \sqrt{\frac{(4+1)^3 \times 1.1 \times 1.20 \times 1.03 \times 199.7}{0.055}} = 375 \times 10^6 \text{ Па} = 375 \text{ МПа}$$

Проверка условия прочности по контактным напряжениям

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H$$

$$375 \leq 517$$

Условие прочности по контактным напряжениям выполняется

2.2 Расчет цепной передачи

Принимаем число зубьев ведущей звездочки

$$z_1 := 13$$

Тогда число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 := z_1 \cdot u_{ц} = 13 \times 2.25 = 29.25$$

Принимаем

$$z_2 = 29$$

Скорость движения цепи

$$v := \omega_1 \cdot \frac{D_1}{2} = 18.9 \times 0.1061 / 2 = 1.00 \text{ м/с}$$

Окружное усилие

$$P := \frac{M_1}{0.5 \cdot D_1} = 199.7 / (0.5 \times 0.1061) = 3.76 \text{ кН}$$

Принимаем межосевое расстояние.

$$a_w = 30t = 30 \times 25.4 = 762 \text{ мм}$$

Длина цепи, выраженная в шагах

$$L_t := \frac{2 \cdot a_w}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{t}{a_w} = 81.2$$

Принимаем

$$L_t = 82$$

Тогда действительное межосевое расстояние

$$a_w := 0.25 \cdot t \cdot \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] = 771.9 \text{ мм}$$

Принимаем

$$a_w = 772 \text{ мм}$$

Длина регулировки

$$\varepsilon = 0.05 a_w = 0.05 \times 772 = 38.6 \text{ мм} \approx 40 \text{ мм}$$

4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ РЕДУКТОРА

Толщина стенок корпуса

$$\delta = 0,04 a_w + 1 \dots 5 = 0,04 \times 140 + 1 \dots 5 = 6 \dots 10 \text{ мм}$$

Исходя из обеспечения необходимой жесткости, принимаем толщину

$$\delta = 6 \text{ мм}$$

Толщина нижнего пояса корпуса редуктора

$$t = (2 \dots 2,5) \delta = (2 \dots 2,5) \times 6 = 12 \dots 15 \text{ мм}$$

Принимаем

$$t = 12 \text{ мм.}$$

Диаметры фундаментных болтов

$$d_{\phi} = (1,5 \dots 2,5) \delta = (1,5 \dots 2,5) \times 6 = 9 \dots 15 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_{\phi} = 10 \text{ мм.}$$

Диаметры болтов, крепящих крышку к корпусу

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

Принимаем

$$d_k = 6 \text{ мм}$$

Диаметр болтов, крепящих крышки подшипников к редуктору

$$d_{\Pi} = (0,6 \dots 1,4) \delta = (0,6 \dots 1,4) \times 6 = 4 \dots 8 \text{ мм}$$

Принимаем

$$d_{\Pi} = 4 \text{ мм}$$

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 $l = 28$ мм. Расчетная длина шпонки

$$l_p = l - b = 28 - 6 = 22 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение смятия для ступицы ведомого шкива ременной передачи

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

Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4,4 T_1}{d_1 l_p h} = \frac{4,4 \times 51,5}{0,020 \times 0,022 \times 0,006} = 85,8 \times 10^6 \text{ Па} = 85,8 \text{ МПа}$$

$$85,8 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$$

6.2 Ведомый вал.

Для консольной части вала $d = 40$ мм. По таблице [1, табл. 24.31] подбираем призматическую шпонку $b \times h = 12 \times 8$ мм. Длину шпонки берем из ряда стандартных длин $l = 50$ мм. Расчетная длина шпонки

$$l_p = l - b = 50 - 12 = 38 \text{ мм.}$$

Допускаемое напряжение смятия для посадки втулки звездочки

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

Расчетное напряжение смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{4,4 T_3}{d_2 l_p h} = \frac{4,4 \times 199,7}{0,040 \times 0,038 \times 0,008} = 72,3 \times 10^6 \text{ Па} = 72,3 \text{ МПа}$$

$$72,3 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа}$$

Для посадочной части вала $d = 55$ мм. По таблице [1, табл. 24.31] подбираем призматическую шпонку $b \times h = 16 \times 10$ мм. Длину шпонки берем из ряда стандартных длин $l = 36$ 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 косозубой цилиндрической передачи и реакции опор подшипников. Осевая сила от зубчатой передачи воспринимается радиально-упорным шарикоподшипником. Радиальные силы – обоими подшипниками. Выполним расчет радиальных нагрузок в плоскости, проходящей через ось вала и результирующую силу от F_t и F_r

$$F_R = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} = \sqrt{1.783^2 + 0.655^2} = 1.900 \text{ кН}$$

Опоры расположены симметрично, но линия действия реакции радиально-упорного подшипника расположена под углом 78° к оси вала. Поэтому расчетная схема будет выглядеть следующим образом:

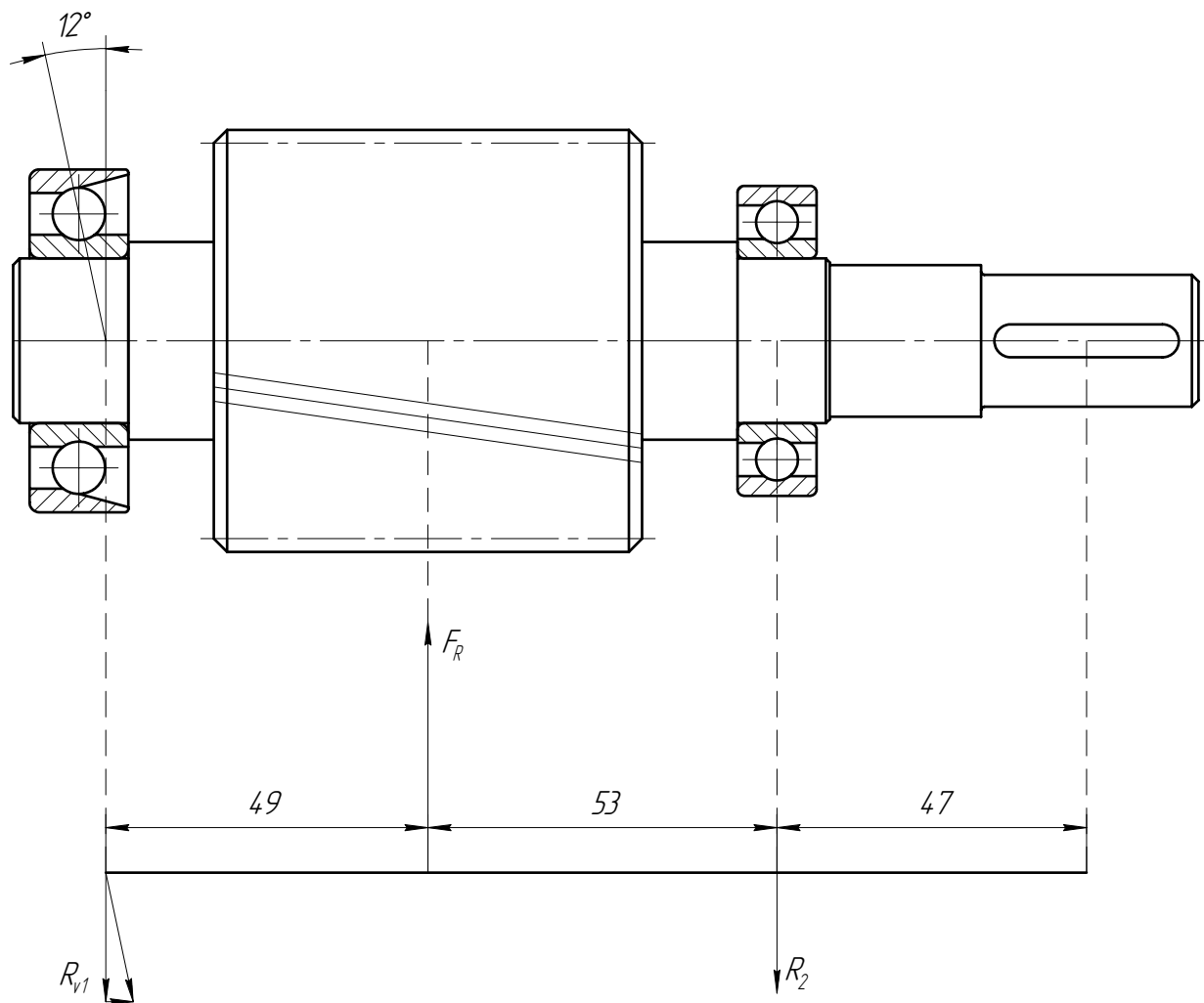


Рисунок 7.1 – Расчетная схема ведущего вала

									Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата					23

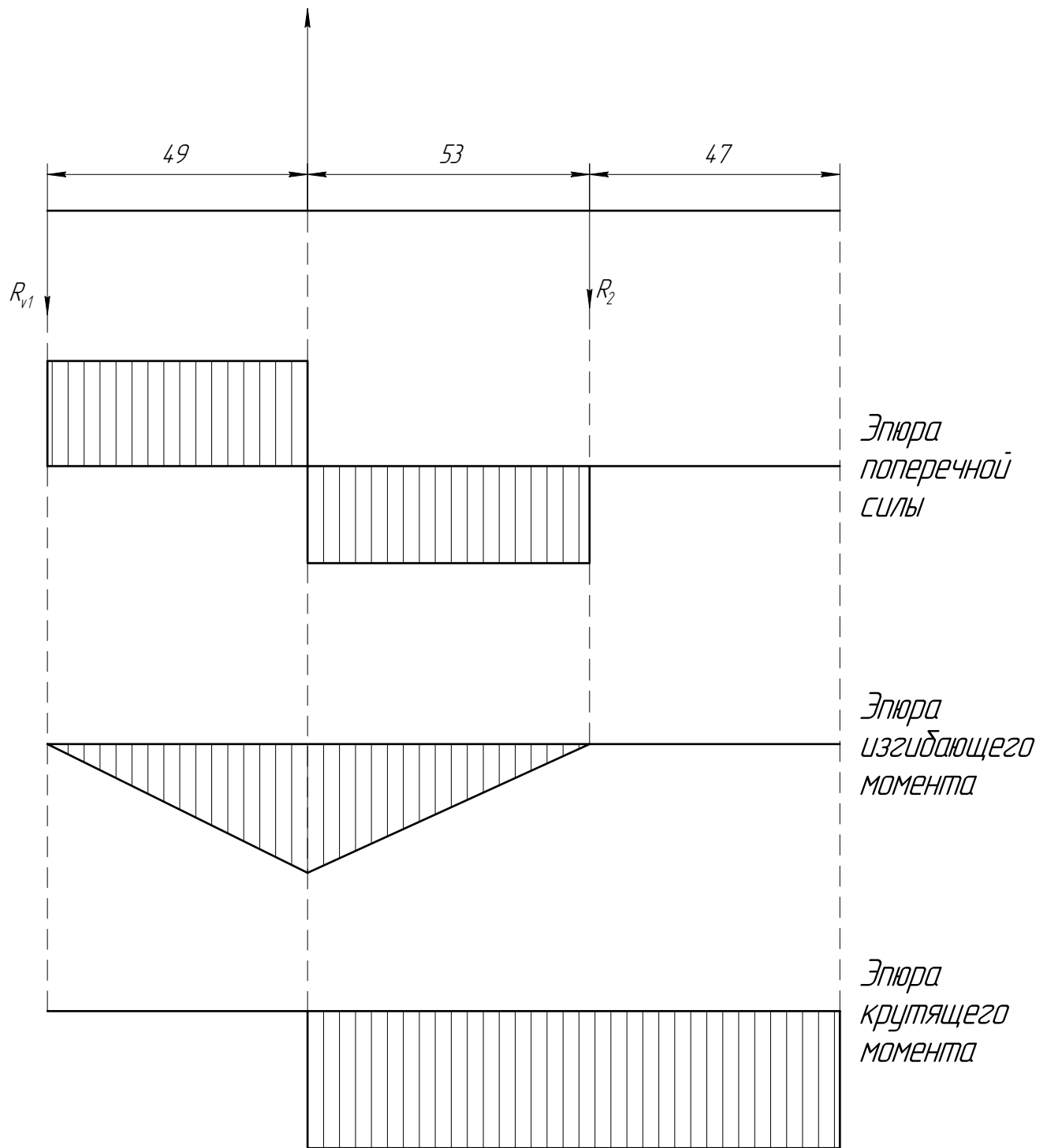


Рисунок 7.2 – Эпюры ведущего вала

7.1.3 Определение действительных напряжений

Поскольку быстроходный вал изготовлен совместно с шестерней, то его материал известен, для которой предел выносливости [1, стр. 99]

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

						Лист
Изм	Лист	N докум.	Подп.	Дата		25

8 ПОДБОР ПОДШИПНИКОВ

Подшипники качения подбираем по таблицам ГОСТа в зависимости от величины и направления действия нагрузки.

Поскольку в условии указано, что передача неререверсивная, то можно устанавливать на каждый вал по одному подшипнику для восприятия осевой нагрузки. Подшипники выбираются с учетом уже известных диаметров посадочных мест.

Для ведущего вала посадочные места под подшипники 25 мм. Выбираем шариковый радиальный подшипник особо легкой серии №105 с динамической грузоподъемностью 11.2 кН (требуемая 0.913 кН) и упорно-радиальный подшипник легкой серии №36205 с динамической грузоподъемностью 13.1 кН (требуемая 0.987 кН). Поскольку динамическая грузоподъемность превышает требуемую более, чем в шесть раз, то расчет долговечности работы подшипников ведущего вала можно не выполнять.

Для ведомого вала посадочные места под подшипники 45 мм. Выбираем шариковый радиальный подшипник особо легкой серии №109 с динамической грузоподъемностью 21.2 кН (требуемая 1.82 кН) и упорно-радиальный подшипник особо легкой серии №36109 с динамической грузоподъемностью 19.8 кН (требуемая 1.17 кН). Поскольку динамическая грузоподъемность превышает требуемую более, чем в шесть раз, то расчет долговечности работы подшипников ведомого вала можно не выполнять.

								<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>N докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>				27

10 СМАЗКА РЕДУКТОРА

Для уменьшения потерь мощности на трение и снижения интенсивности износа трущихся поверхностей, а также для предохранения их от заедания, задиров, коррозии и лучшего отвода теплоты трущиеся поверхности деталей должны иметь надежную смазку.

10.1 Выбор схемы смазки

В настоящее время в машиностроении для смазывания передач широко применяют картерную систему. В корпус редуктора или коробки передач заливают масло так, чтобы венцы колес были в него погружены. При их вращении масло увлекается зубьями, разбрызгивается, попадает на внутренние стенки корпуса, откуда стекает в нижнюю его часть. Внутри корпуса образуется взвесь частиц масла в воздухе, которая покрывает поверхность расположенных внутри корпуса деталей.

Картерную смазку применяют при окружной скорости зубчатых колес и червяков от 0,3 до 12,5 м/с, поэтому для смазки проектируемого редуктора выберем такой тип смазки.

10.2 Выбор смазочного материала

Выбор смазочного материала основан на опыте эксплуатации машин. Принцип назначения сорта масла следующий: чем выше окружная скорость колеса, тем меньше должна быть вязкость масла, чем выше контактные давления в зубьях, тем большей вязкостью должно обладать масло. Поэтому требуемую вязкость масла определяют в зависимости от контактного напряжения и окружной скорости колес.

Для окружной скорости колес от 2 до 4 м/с и контактными напряжениями до 600 МПа масло должно иметь кинематическую вязкость $28 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ [1, табл. 11.1]. Выбираем масло И-30А [1, табл. 11.2].

Считают, что в двухступенчатой передаче при окружной скорости более 1 м/с достаточно погружать в масло только колесо тихоходной ступени, поэтому уровень масла устанавливаем на высоте 5 мм от нижнего края зубчатого колеса.

									Лист
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата					29

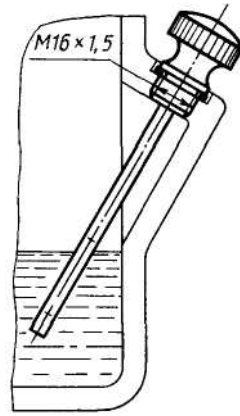


Рисунок 10.2 – Пробка-щуп для залива и контроля уровня масла.

10.5 Выбор уплотнительных устройств

Уплотнительные устройства применяют для предохранения от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги.

Выбираем манжетные уплотнения. Манжетные уплотнения широко применяют при смазывании подшипников жидким маслом.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроит. спец. вузов. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1985 –416 с.
2. Гузенков П. Г. Детали машин, учебное пособие для студентов ВУЗов, М.: Высшая школа, 1982 г., 351 с., ил.
3. Устюгов И. И. детали машин. Учебное пособие для учащихся техникумов. 2-е изд., М.: Высшая школа, 1981, 399 с., ил.
4. Анфимов М. И. Редукторы. Конструкции и расчет, М.: Машиностроение, 1972 г, 284 с.
5. Киркач Н.Ф., Баласанян Р. А. Расчет и проектирование деталей машин. – Харьков: Основа, 1991.
6. Проектирование механических передач/С.А. Чернавский и др. – М.: Машиностроение, 1984.
7. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин. – М.: Высшая школа, 1991.

									<i>Лист</i>
<i>Изм</i>	<i>Лист</i>	<i>№ докум.</i>	<i>Подп.</i>	<i>Дата</i>					33