

Реферат

Курсовая работа по дисциплине «Металлообрабатывающие станки» на тему «Разработка конструкции привода главного движения станка по типу базового модели 6906ВМФ2» состоит из пояснительной записки и графической части.

МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИЙ СТАНОК, ПРИВОД ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, ГРАФИК ЧАСТОТ ВРАЩЕНИЯ ШПИНДЕЛЯ, СХЕМА КИНЕМАТИЧЕСКАЯ, КИНЕМАТИЧЕСКИЕ И СИЛОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО, ШПИНДЕЛЬ.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка и приведен расчет привода главного движения станка по типу базового модели 1740РФ3, выполненный на 34 листах, в котором построен график частот вращения шпинделя, определены числа зубьев в передачах, представлена кинематическая схема привода главного движения, а также определены кинематические и силовые характеристики, модули зубьев в передачах, диаметры валов, межцентровые расстояния между валами, геометрические параметры зубчатых колес и представлена схема установки подшипников шпиндельного узла.

Графическая часть содержит:

Лист формата А0 – Компонировка привода главного движения станка по типу базового модели 6906ВМФ2.

Лист формата А1 – Компонировка привода главного движения станка по типу базового модели 6902ПМФ2.

Лист формата А1- Свертка коробки скоростей

Лист формата А2 – Шпиндель

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-	Разработка конструкции привода главного движения станка по типу базового модели 6906ВМФ2	Лит.		Лист		Листов	
Разраб.		Шушпанов А.В.						2		34	
Провер.		Павловский П.Г				Каф. «КПТО», гр. 16МС1					
Н. контр.											
Утв.											

Лист формата А3- Вал

Лист формата А3 –коническое зубчатое колесо

Лист формата А2 –зубчатое колесо

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						3
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Содержание

1 Описание станка.....	5
2 График частот вращения шпинделя.....	7
3 Числа зубьев в передачах.....	14
4 Кинематическая схема привода главного движения.....	19
5 Эскизное оформление привода главного движения.....	20
5.1 Кинематические и силовые характеристики.....	20
5.2 Модули зубьев в передачах.....	21
5.3 Диаметры валов.....	24
5.4 Межцентровые расстояния между валами.....	26
5.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....	28
5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла.....	31
6. Силовой расчет привода главного движения.....	32
6.1 Расчет валов на прочность.....	32
6.2 Расчет шпиндельного узла.....	38
6.3 Уточненный расчет опор шпинделя.....	41
6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.....	43
6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений.....	47
6.6 Проверочный расчет шпоночных соединений.....	48
Список использованной литературы.....	51
Приложение.....	53

1 Описание станка

Станок предназначен для комплексной обработки с одной установки корпусных деталей средних размеров с четырех сторон и применяется в единичном, мелкосерийном и серийном производстве в различных отраслях промышленности.

На станке можно производить получистовое и чистовое фрезерование деталей из чугуна, стали, цветных металлов и пластмасс концевыми, торцовыми и дисковыми фрезами, а также растачивание, сверление, зенкерование, развертывание и нарезание резьбы метчиками по заданной программе.

Станок оснащен механизмом автоматической смены инструмента.

На станке программируются: координатные перемещения стола и шпиндельной головки, скорости их перемещений и последующий зажим при остановке, частота вращения шпинделя, автоматический выбор и смена инструмента, циклы обработки.

Имеется возможность ручного ввода коррекции диаметра и длины инструмента.

Контроль работы всех узлов станка осуществляется с помощью цифровой индикации.

Применение в станках следящей электроиндуктивной системы отсчета координат, установка в главном приводе и приводах подач электродвигателей постоянного тока с широкоимпульсными преобразователями, использование замкнутых направляющих качения и шариковых винтовых пар в сочетании жесткостью станка способствуют повышению производительности и точности обработки.

Класс точности станка В.

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		



Рисунок 1 – Общий вид станка модели 6906Ф2.

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2 График частот вращения шпинделя

Комбинированный привод сочетает в себе ступенчатую коробку скоростей и регулируемый двигатель с тиристорным или частотным регулированием. Наибольшее распространение получили приводы, состоящие из ступенчатой коробки и электродвигателя постоянного тока с тиристорным управлением [1, с. 31].

Диапазон регулирования привода [1, с. 31]:

$$R_{\pi} = R_{\text{дв}} R_{\kappa},$$

где $R_{\text{дв}}$ – диапазон регулирования двигателя;

R_{κ} – диапазон регулирования коробки.

Из этого следует, что двигатель является основной группой, а коробка скоростей – первой переборной группой, для которой знаменатель ряда $\phi_{\kappa} = R_{\text{дв}} \phi$ [1, с. 31].

Определяем максимальную частоту вращения шпинделя [1, с. 13, 20]:

$$n_{\text{шп(max)}} = R_{\pi} n_{\text{шп(min)}},$$

где $R_{\pi} = 90$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп(min)}} = 80 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 90 \cdot 80 = 7200 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{эф}}}{\eta},$$

где $P_{\text{эф}} = 7 \text{ кВт}$ – эффективная мощность резания (по заданию);

η – КПД привода.

Для расчета мощности двигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0,80 \dots 0,85$ [1, с. 12], принимаем $\eta = 0,80$.

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						7
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{7}{0,85} = 8,24 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПН180L [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 10 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(мах)}} = 3500 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{\text{лдв}} = 42 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

Определяем диапазон регулирования двигателя при постоянной мощности [1, с. 32]:

$$R_{\text{дв(Р)}} = \frac{n_{\text{дв(мах)}}}{n_{\text{дв(ном)}}},$$

$$R_{\text{дв(Р)}} = \frac{3500}{1000} = 3,5.$$

Определяем диапазон регулирования коробки скоростей [1, с. 32]:

$$R_{\text{к}} = \frac{R_{\text{п}}}{R_{\text{дв(Р)}}},$$

$$R_{\text{к}} = \frac{90}{3,5} = 25,7.$$

Определяем число скоростей коробки [1, с. 36]:

$$z = \frac{\lg R_{\text{п}}}{\lg R_{\text{дв(Р)}}},$$

$$z = \frac{\lg 90}{\lg 3,5} = 3,6.$$

Это значение можно округлить до 3 или 4.

Принимаем $z = 3$, что дает возможность иметь одну групповую передачу в коробке.

Чтобы выбрать знаменатель ряда ϕ можно воспользоваться следующими рекомендациями [1, с. 20]: для токарных и токарно-винторезных станков –

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$\varphi = 1,26$; для токарно-револьверных станков в зависимости от диаметра обработки – $\varphi = 1,41$ и $\varphi = 1,58$; для сверлильных станков всех типов с диаметром сверления более 18 мм – $\varphi = 1,41$; для фрезерных станков всех типов – $\varphi = 1,26$; для многооперационных станков – $\varphi = 1,26$ и $\varphi = 1,41$.

Принимаем $\varphi = 1,26$.

Определяем величину c [1, с. 33]:

$$c = \frac{\lg R_{\text{дв}(P)}}{\lg \varphi},$$

$$c = \frac{\lg 3,5}{\lg 1,26} = 5,42.$$

Принимаем $c = 6$.

Определяем число интервалов $\lg \varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи последней группы [1, с. 33]:

$$K_m = \frac{\lg R_m}{\lg \varphi} = \frac{\lg R_r}{\lg \varphi},$$

где R_m , R_r – диапазон регулирования групп передач.

Так как коробка имеет одну группу, то [1, с. 37]:

$$K_m = \frac{\lg R_k}{\lg \varphi},$$

$$K_m = \frac{\lg 25,7}{\lg 1,26} = 14,04.$$

Округляем до $K_m = 14$.

Однако при $\varphi = 1,26$ число интервалов $\lg \varphi$, которые пересекают на графике частот вращения лучи, изображающие передачи группы, не может превышать 9 [1, с. 22, т. 4]. Поэтому принимаем $K_m = 9$. Оставшиеся 5 интервалов можно получить при регулировании двигателя в зоне с постоянным моментом.

Определяем фактические диапазоны регулирования коробки скоростей и привода в целом [1, с. 33]:

$$R_{\kappa(\Phi)} = R_j \varphi^{K_m},$$

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$R_j = R_a R_b \dots R_{m-1} = R_N^\varepsilon,$$

$$\varepsilon = (p_a - 1)x_a + (p_b - 1)x_b + \dots + (p_{m-1} - 1)x_{m-1},$$

$$R_{n(\Phi)} = R_{дв(P)} R_{к(\Phi)}.$$

Фактический диапазон регулирования коробки $R_{к(\Phi)} = R_a \varphi^{K_m}$; в нашем случае $R_a = 1$, $\varphi = 1,26$, $K_m = 9$; следовательно,

$$R_{к(\Phi)} = 1\varphi^9 = 1 \cdot 1,26^9 = 8 \text{ [1, с. 23, т. 5].}$$

Тогда, диапазон регулирования привода,

$$R_{n(\Phi)} = 3,5 \cdot 8 = 28.$$

Определяем число K_1 интервалов между максимальной частотой вращения шпинделя и максимальной частотой вращения двигателя, а также число K_2 интервалов между максимальной и минимальной частотами вращения шпинделя [1, с. 33]:

$$K_1 = \frac{\lg(n_{дв(max)} / n_{шп(max)})}{\lg \varphi},$$

$$K_2 = \frac{\lg R_{n(\Phi)}}{\lg \varphi}.$$

Рассчитанные значения K_1 и K_2 округляем до ближайшего большего целого [1, с. 33].

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3500/7200)}{\lg 1,26} = 3,1,$$

принимаем $K_1 = 3$,

$$K_2 = \frac{\lg 28}{\lg 1,26} = 14,419,$$

принимаем $K_2 = 15$.

Определяем общее число интервалов [1, с. 33]:

$$K_{общ} = K_1 + K_2,$$

$$K_{общ} = 3 + 15 = 18.$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 19 горизонтальных линий, с интервалом, равным $\lg 1,26$, для диапазона работы двигателя с постоянной мощностью.

Для того чтобы регулирование частоты вращения шпинделя во всем диапазоне выполнялось при постоянной мощности, необходимо при построении графика частот вращения следить за тем, чтобы диапазон регулирования в последующей группе был всегда меньше, чем на предыдущем валу [1, с. 33–34].

По таблице 3 [1, с. 14–18] выбираем ряд: 7500; 6000; 4750; 3750; 3000; 2360; 1900; 1500; 1180; 950; 750; 600; 475; 375; 300; 236; 190; 150; 118; 95; 75 и строим график частот вращения (рисунок 2) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 7500 \text{ мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 15$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 236 \text{ мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки A (точка $n_{\text{шп}} = 950 \text{ мин}^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 9. Поэтому из точки A проводим луч на три ($9 - 6 = 3$) интервала вверх в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 1900 \text{ мин}^{-1}$. Далее диапазон регулирования группы делится пополам (в нашем случае это четыре и пять интервалов), т. е. из точки A проводим луч в точку $n_{\text{шп}} = 750 \text{ мин}^{-1}$. Затем из точки A откладываем величину $c = 6$ интервалов вверх по линии II, получаем точку B . Из точки B проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки A .

Затем точки A и B соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам двигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов двигателя откладываем пять интервалов, и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точки A . Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{\text{шп}} = 190 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 150 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 118 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 95 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 75 \text{ мин}^{-1}$).

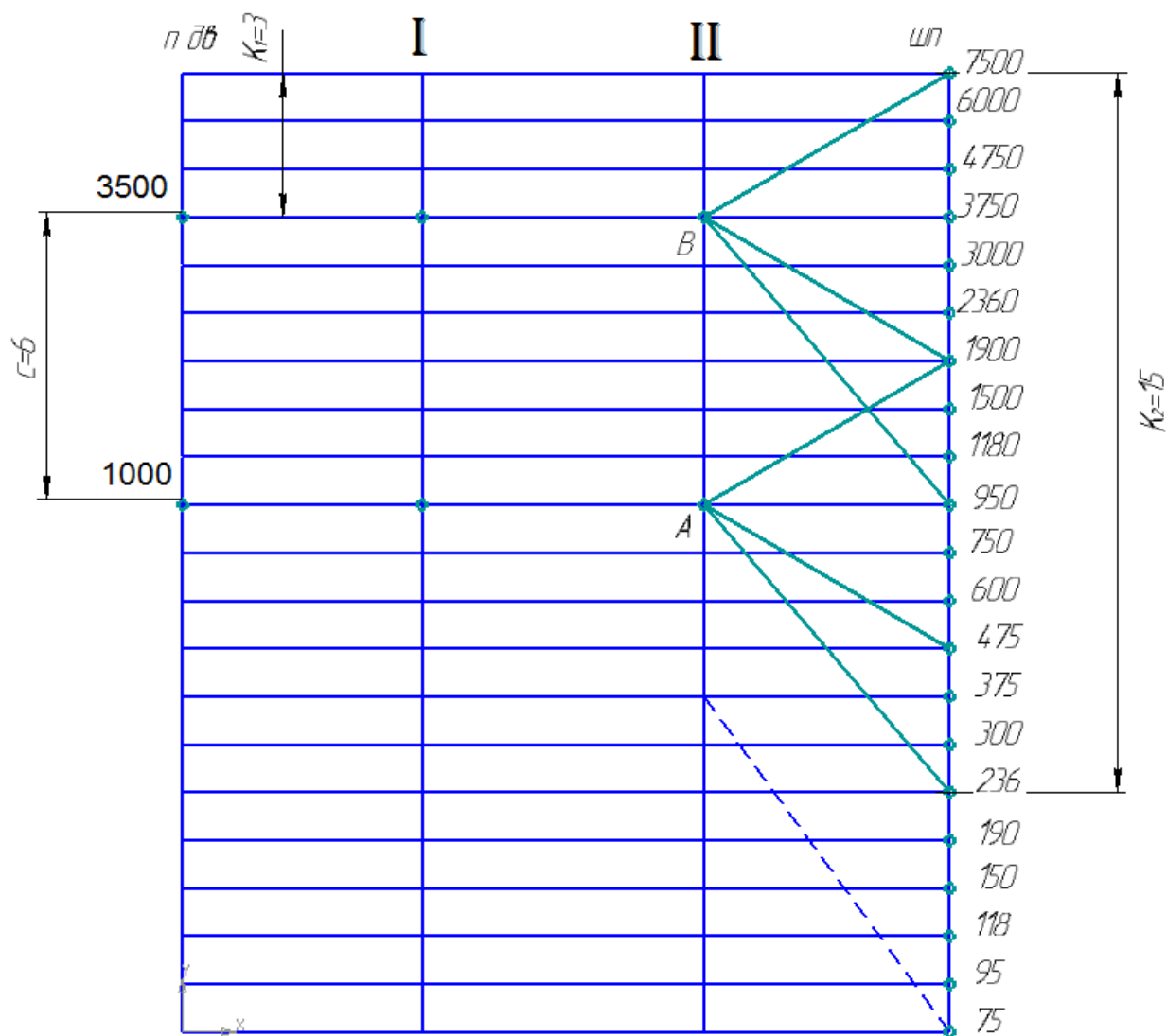


Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя.

На рисунке 3 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели **6906ВМФ2** (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

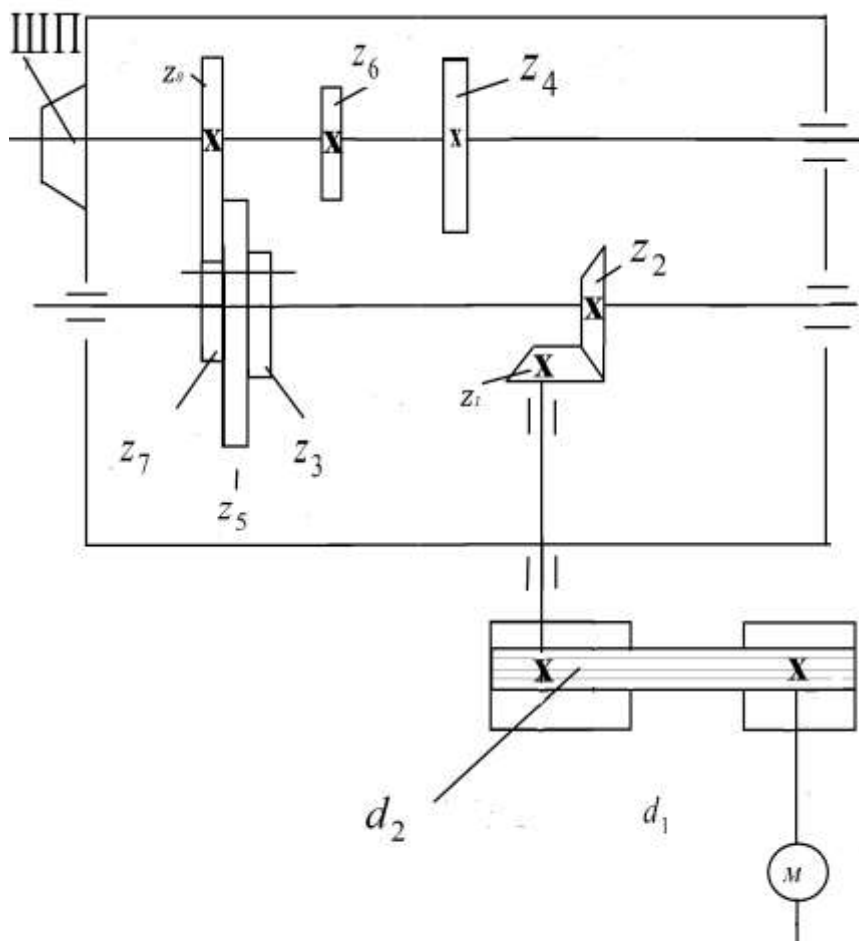


Рисунок 3 – Схема кинематическая привода главного движения станка
(предварительный вариант).

3 Числа зубьев в передачах

Имея график частот вращения привода, можно определить все величины передаточных отношений в коробке скоростей для переключаемых и находящихся в постоянном зацеплении зубчатых колес или ременных передач.

После окончательного выбора варианта кинематической схемы и уточнения графика частот вращения приступаем к определению чисел зубьев колес привода, используя таблицу 7 [1, с. 40–46]. По горизонтали обозначены суммы зубьев Σz , начиная от 40 и до 120. По вертикали нанесены передаточные отношения i от 1 до 4,73. На пересечении принятой суммы зубьев Σz и необходимого передаточного отношения i находим число зубьев меньшего колеса.

1) ременная передача:

$$\text{передаточное отношение} - i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(мак)}}}{n_1} = \frac{3500}{3500} = 1 \text{ или } i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(ном)}}}{n_1} = \frac{1000}{1000} = 1 \text{ (см.}$$

рисунк 2 – График частот вращения шпинделя).

Для обеспечения передаточного отношения $i_{\text{рп}} = 1$ необходимо определить диаметры ведущего d_1 и ведомого d_2 шкивов.

Определяем крутящий момент на валу ведущего шкива (валу электродвигателя), при номинальной частоте вращения $n_{\text{дв(ном)}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ [3, с. 27]:

$$M_{\text{к дв}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550 \frac{10}{1000} = 95,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По крутящему моменту $M_{\text{к дв}}$ из таблицы 4.1 [3, с. 86] принимаем профиль В(Б) (ремни нормального сечения ГОСТ 1284.1–89) и минимальный диаметр ведущего шкива $d_{1\text{min}} = 125 \text{ мм}$. Расчетная ширина ремня $W_p = 14 \text{ мм}$; площадь поперечного сечения $A = 138 \text{ мм}^2$.

Целесообразно принимать d_1 возможно большим, так как при этом повышается долговечность ремня и КПД передачи, увеличивается полезное

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						14
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

напряжение σ_t , снижается окружная сила F_t и уменьшается число ремней [3, с. 93].

Определяем диаметр ведущего шкива [3, с. 93, ф. 4.23]:

$$d_1 = C \cdot \sqrt[3]{M_{к\text{ дв}}},$$

где $C = 38...42$ – для ремней нормального сечения;

$C = 20$ – для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38 \cdot \sqrt[3]{95,5} = 173,7 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения [3, с. 96], принимаем $d_1 = 180 \text{ мм}$.

Определяем скорость ремня [3, с. 93, ф. 4.24]:

$$V = \frac{\pi d_1 n_1}{60000},$$

где n_1 – частота вращения ведущего шкива.

Тогда,

$$V = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 1000}{60000} = 9,42 \text{ м/с} \text{ – при } n_{\text{дв(ном)}} = 1000 \text{ мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 180 \cdot 3500}{60000} = 32,97 \text{ м/с} \text{ – при } n_{\text{дв(мах)}} = 3500 \text{ мин}^{-1};$$

что не превышает допустимую.

Определяем диаметр ведомого шкива [3, с. 93, ф. 4.25]:

$$d_2 = d_1 i_{\text{пр}} (1 - \varepsilon),$$

где $\varepsilon = 0,015$ – относительное скольжение.

Следовательно,

$$d_2 = 180 \cdot 1(1 - 0,015) = 177,3 \text{ мм},$$

принимаем $d_2 = 180 \text{ мм}$ [3, с. 96].

Уточняем передаточное отношение [3, с. 93, ф. 4.26]:

$$i_{\text{пр}} = \frac{d_2}{d_1 (1 - \varepsilon)},$$

$$i_{\text{пр}} = \frac{180}{180(1 - 0,015)} = 1,02.$$

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Определяем оптимальное значение межосевого расстояния в зависимости от диаметра d_2 и передаточного отношения $i_{\text{рп}}$ из условия обеспечения необходимого угла обхвата на ведущем шкиве [3, с. 93, ф. 4.27]:

$$a_{\text{опт}} = c d_2,$$

где $c = \frac{a_{\text{опт}}}{d_2}$ принимается в зависимости от передаточного отношения [3, с. 94, т. 4.4], принимаем $c = 1,5$.

Тогда,

$$a_{\text{опт}} = 1,5 \cdot 180 = 270 \text{ мм}.$$

Определяем длину ремня [3, с. 94, ф. 4.28]:

$$L_p = 2 a_{\text{опт}} + \pi d_{\text{ср}} + \frac{\Delta^2}{a_{\text{опт}}},$$

где $d_{\text{ср}} = \frac{d_1 + d_2}{2}$; $\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$.

Следовательно,

$$d_{\text{ср}} = \frac{180 + 180}{2} = 180 \text{ мм},$$

$$\Delta = \frac{180 - 180}{2} = 0 \text{ мм},$$

$$L_p = 2 \cdot 270 + 3,14 \cdot 180 + \frac{0^2}{270} = 1105,2 \text{ мм}.$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения [3, с.86], принимаем $L_p = 1120 \text{ мм}$, что соответствует диапазону длин ремней профиля В(Б).

Уточняем межосевое расстояние [3, с. 94, ф. 4.29]:

$$a = \frac{L_p - \pi d_{\text{ср}}}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(L_p - \pi d_{\text{ср}})^2 - 8\Delta^2},$$

$$a = \frac{1120 - 3,14 \cdot 180}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(1120 - 3,14 \cdot 180)^2 - 8 \cdot 0^2} = 277,4 \text{ мм}.$$

Определяем угол между ветвями ремня [3, с. 94, ф. 4.30]:

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{\Delta}{a},$$

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{0}{277,4} = 0^0.$$

Определяем угол обхвата ремнем малого шкива [3, с. 94, ф. 4.31]:

$$\alpha = (180 - \gamma) > 120^0,$$

$$\alpha = (180 - 0) = 180^0.$$

Определяем число пробегов ремня [3, с. 94, ф. 4.32]:

$$U = \frac{1000V}{L_p},$$

$$U = \frac{1000 \cdot 32,97}{1120} = 29,44 \text{ с}^{-1}.$$

Определяем эквивалентный диаметр шкива [3, с. 94, ф. 4.33]:

$$d_e = d_1 (1,14 - 0,14 e^{2,43(1-i_{\text{пн}})}),$$

$$d_e = 180 (1,14 - 0,14 e^{2,43(1-1,02)}) = 180 \text{ мм}.$$

2) зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z1-z2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{3750}{3750} = 1 \text{ или } i_{\text{зн}(z1-z2)} = \frac{950}{950} = 1$$

(см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\phi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z1-z2)} = 1$, $\sum z = 78$, $z_1 = 39$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_2 = \sum z - z_1 = 78 - 39 = 39$.

3) переборная группа:

$$z_3 - z_4: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z3-z4)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{3750}{1900} = 1,97 \text{ или}$$

$i_{\text{зн}(z3-z4)} = \frac{950}{475} = 2$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\phi^{-3} = 2$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z3-z4)} = 2$, $\sum z = 101$, $z_3 = 38$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_4 = \sum z - z_3 = 101 - 38 = 67$;

$z_5 - z_6$: передаточное отношение — $i_{\text{зн}(z5-z6)} = \frac{n_{\text{шп}}}{n_{\text{п}}} = \frac{7500}{3750} = 2$ или

$i_{\text{зн}(z5-z6)} = \frac{1900}{950} = 2$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^3 = 2$ – по

таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z5-z6)} = 2$, $\sum z = 101$, $z_6 = 34$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_5 = \sum z - z_6 = 101 - 34 = 67;$$

$z_7 - z_8$: передаточное отношение — $i_{\text{зн}(z7-z8)} = \frac{n_{\text{п}}}{n_{\text{шп}}} = \frac{3750}{950} = 3,95$ или

$i_{\text{зн}(z7-z8)} = \frac{950}{236} = 4$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-6} = 4$ – по

таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z7-z8)} = 3,98$, $\sum z = 101$, $z_7 = 20$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно

$$z_8 = \sum z - z_7 = 101 - 20 = 80.$$

Кроме обеспечения заданных передаточных отношений при выборе числа зубьев колес следует помнить о возможности свободного переключения блоков. Прежде всего, это касается тройного блока [1, с. 47].

4 Кинематическая схема привода главного движения

Полученные колеса (шкивы) следует расположить в кинематической схеме так, чтобы они обеспечивали необходимое передаточное отношение, т. е. если идет повышающая передача, то ведущим является колесо (шків) с большим числом зубьев (большого диаметра) и наоборот [1, с. 47].

На рисунке 4 представлена схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 6906ВМФ2 (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

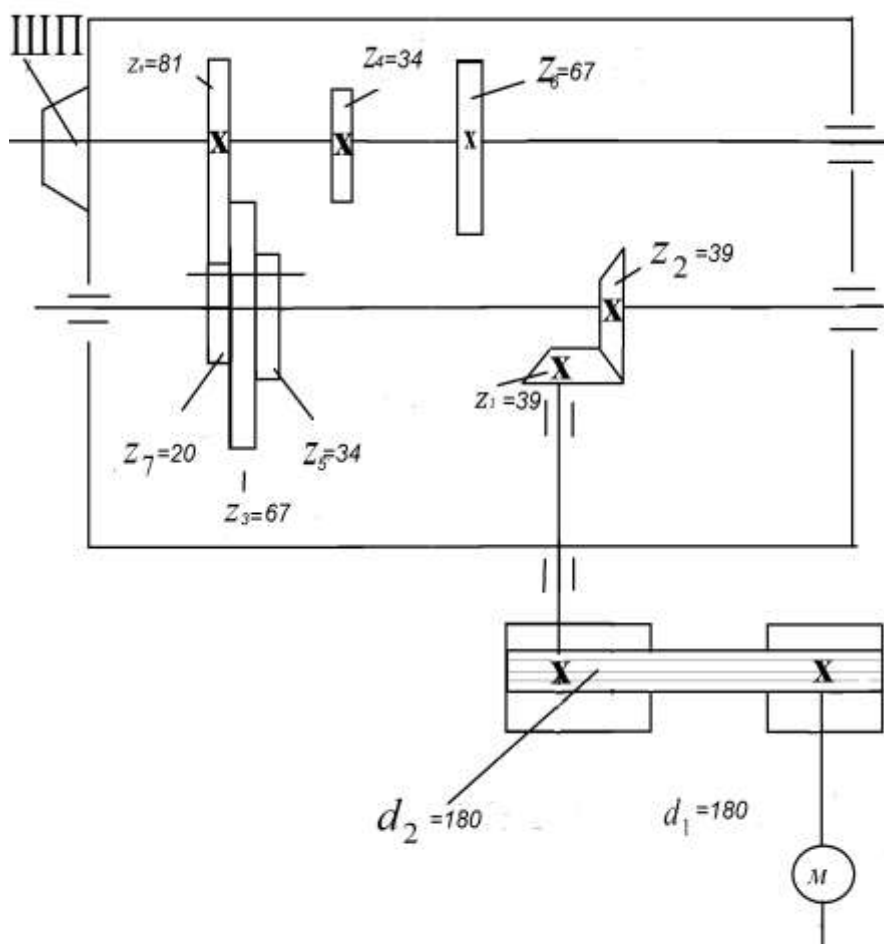


Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка (окончательный вариант).

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

5 Эскизное оформление привода главного движения

5.1 Кинематические и силовые характеристики

Определяем расчетную частоту вращения шпинделя [1, с. 39]:

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\text{мин}} \left(R_{\text{п}}^{\frac{1}{3}} \dots R_{\text{п}}^{\frac{1}{4}} \right),$$
$$n_{\text{шп расч}} = 80 \left(90^{\frac{1}{3}} \dots 90^{\frac{1}{4}} \right) = (358,5 \dots 246,4) \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 300 \text{ мин}^{-1}$.

Определяем минимальные частоты вращения каждого вала коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя):

$$n_{\text{шп расч}} = 300 \text{ мин}^{-1},$$
$$n_{\text{II}} = 1180 \text{ мин}^{-1},$$
$$n_{\text{I}} = 1180 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность на каждом валу коробки скоростей с учетом потерь в каждой кинематической паре [3, с. 26]:

$$P_{\text{дв}} = 10 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{I}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta_{\text{рп}} \cdot \eta_{\text{шп}},$$

где $\eta_{\text{рп}} = 0,95$ – КПД ременной передачи [3, с. 8, т. 1.1];

$\eta_{\text{шп}} = 0,99$ – КПД пары подшипников качения [3, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{I}} = 10 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 9,4 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{II}} = P_{\text{I}} \cdot \eta_{\text{кп}} \cdot \eta_{\text{шп}},$$

где $\eta_{\text{кп}} = 0,96$ – КПД зубчатой конической передачи [3, с. 8, т. 1.1],

тогда,

$$P_{\text{II}} = 9,4 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 8,93 \text{ кВт},$$

$$P_{\text{шп}} = P_{\text{II}} \cdot \eta_{\text{зп}} \cdot \eta_{\text{шп}},$$

$$P_{\text{шп}} = 8,93 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,58 \text{ кВт}.$$

где $\eta_{\text{зп}} = 0,97$ – КПД зубчатой цилиндрической передачи [3, с. 8, т. 1.1],

Определяем крутящие моменты на валах коробки скоростей, с учетом расчетной частоты вращения шпинделя и минимальных частот вращения каждого вала коробки скоростей [3, с. 27]:

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{9,4}{1180} = 76,07 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кII}} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550 \frac{8,93}{1180} = 72,27 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{к шп}} = 9550 \frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550 \frac{8,58}{300} = 273,13 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

5.2 Модули зубьев в передачах

Эскизная проработка развертки коробки скоростей, кинематический расчет которой был проведен ранее, начинается с предварительного определения диаметров валов и модулей зубчатых колес [1, с. 82].

Определение модулей начинаем с расчета их по контактным напряжениям, с проверкой по напряжениям изгиба [1, с. 82, ф. 3]:

$$m_{\text{к}} = \frac{d_{\omega}}{z} = \frac{K_d}{z} \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{к}} \cdot K_{H\beta} \cdot (i \pm 1)}{i \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2}},$$

$$m_{\text{из}} = K_m \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{\text{к}} \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F}{z^2 \cdot \psi_{bd} \cdot \sigma_{FP}}},$$

где знак «+» соответствует внешнему зацеплению, знак «-» – внутреннему;

$m_{\text{к}}$ – модуль, рассчитанный по контактным напряжениям, мм;

d_{ω} – начальный (делительный) диаметр зубчатого колеса, мм;

z – число зубьев меньшего колеса из пары колес, находящихся в зацеплении;

K_d – вспомогательный коэффициент, принимаемый для пары стальных прямозубых колес равным $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$;

$M_{\text{к}}$ – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Н·м;

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца, определяется по таблице 16 [1, с. 83];

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

ψ_{bd} – отношение ширины b венца зубчатого колеса к начальному диаметру шестерни d_o , принимается равным 0,2...0,4;

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [1, с. 83–85];

$m_{из}$ – модуль, рассчитанный по напряжениям изгиба, мм;

K_m – коэффициент, принимаемый для прямозубых передач равным 14;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий поверхностную твердость, определяется по таблице 16 [1, с. 83];

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [1, с. 85];

σ_{FP} – допускаемое изгибное напряжение, МПа, определяется по таблице 17 [1, с. 83–85].

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 18ХГТ с термообработкой: Цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (56...63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150$ МПа, $\sigma_{FP} = 300$ МПа [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2 : z_1 = 39, i_{3n(z1-z2)} = 1, M_{кл} = 76,07 \text{ Н} \cdot \text{м}, K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \psi_{bd} = 0,4, K_{H\beta} = 1,12, K_{F\beta} = 1,2, \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, Y_F = 3,7,$

$$m_k = \frac{770}{39} \cdot \sqrt[3]{\frac{76,06 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 1,35 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{76,07 \cdot 1,2 \cdot 3,77}{39^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 1,71 \text{ мм},$$

принимаем $m = 2$ мм,

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

переборная группа (тройной блок):

$$z_3 - z_4: \quad z_3 = 34, \quad i_{3n(z3-z4)} = 2, \quad M_{кII} = 72,27 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,76,$$

$$m_k = \frac{770}{34} \cdot \sqrt[3]{\frac{72,27 \cdot 1,12 \cdot (2+1)}{2 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 1,38 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{72,27 \cdot 1,2 \cdot 3,76}{64^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 1,86 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 1,25 \text{ мм}$,

$$z_5 - z_6: \quad z_6 = 38, \quad i_{3n(z5-z6)} = 2, \quad M_{кIII} = 273,13 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,76,$$

$$m_k = \frac{770}{38} \cdot \sqrt[3]{\frac{273,13 \cdot 1,12 \cdot (2+1)}{2 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 1,93 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{273,13 \cdot 1,2 \cdot 3,76}{38^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 2,69 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 3 \text{ мм}$,

$$z_7 - z_8: \quad z_7 = 23, \quad i_{3n(z7-z8)} = 3,98, \quad M_{кII} = 72,27 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}, \quad Y_F = 4,08,$$

$$m_k = \frac{770}{23} \cdot \sqrt[3]{\frac{72,27 \cdot 1,12 \cdot (3,98+1)}{4 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,21 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{72,27 \cdot 1,2 \cdot 4,08}{23^2 \cdot 0,4 \cdot 300}} = 2,48 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 4 \text{ мм}$.

Следовательно, для переборной группы (тройной блок) принимаем $m = 4 \text{ мм}$.

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						23
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5.3 Диаметры валов

После расчета модулей зубчатых колес приступаем к ориентировочному определению минимальных диаметров валов (диаметров под подшипники) [1, с. 86]:

$$d_{i \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{P_i}{n_{i \min}}},$$

где $d_{i \min}$ – минимальный диаметр вала, мм;

P_i – мощность, передаваемая валом, кВт;

$n_{i \min}$ – минимальная частота вращения вала при номинальной частоте вращения двигателя, мин⁻¹.

Следовательно,

$$d_{I \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{9,4}{950}} = 34,69 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{I \min} = 35 \text{ мм}$,

$$d_{II \min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{8,93}{950}} = 34,25 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{II \min} = 35 \text{ мм}$.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя под передней опорой $d_{\text{шп} \min}$ (для токарных, фрезерных, расточных и многоцелевых станков) (см. рисунок 5) [1, с. 87]:

$$d_{\text{шп} \min} = P_{\text{дв}} / (0,15 \dots 0,35),$$

где $P_{\text{дв}}$ – мощность двигателя, кВт.

Тогда,

$$d_{\text{шп} \min} = 10 / (0,15 \dots 0,35) = (66,66 \dots 28,57) \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{шп} \min} = 120 \text{ мм}$.

Вылет переднего конца шпинделя a (см. рисунок 5) необходимо стремиться сделать как можно меньшим. Эта величина зависит от вида

уплотнения, размеров переднего конуса, вида приспособления или инструмента, закрепляемых на переднем конце шпинделя. Окончательное значение вылета будет определено после оптимизации шпиндельного узла в целом (Графическая часть: лист – Компоновка привода главного движения станка по типу базового модели 6906ВМФ2) [1, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{пк}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot d_{\text{шп min}}$ или по таблице 19 [1, с. 88]. Затем уточним этот размер в зависимости от типа станка в соответствии с ГОСТ 12595–85; ГОСТ 2324–77; ГОСТ 12593–71; ГОСТ 16868–71.

Следовательно,

$$d_{\text{пк}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 120 = (120 \dots 144) \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{пк}} = 140 \text{ мм}$.

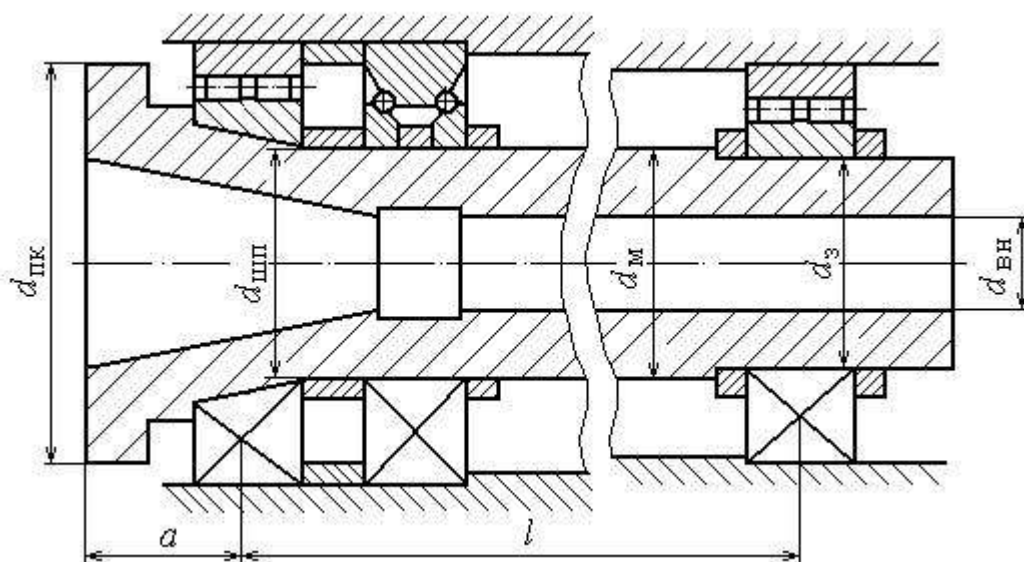


Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шпинделя между опорами (см. рисунок 5) [1, с. 88]:

$$d_{\text{м min}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot d_{\text{шп min}},$$

$$d_{\text{м min}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot 120 = (108 \dots 120) \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{м min}} = 120 \text{ мм}$.

Определяем ориентировочно минимальный диаметр шейки шпинделя в задней опоре (см. рисунок 5) [1, с. 88]:

$$d_{3 \min} = (0,8 \dots 0,9) \cdot d_{\text{шп} \min},$$

$$d_{3 \min} = (0,8 \dots 0,9) \cdot 120 = (96 \dots 108) \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{3 \min} = 105 \text{ мм}$.

Сквозное отверстие в шпинделе выбирается с учетом размеров зажимного механизма или диаметра обрабатываемого прутка, пропускаемого сквозь шпиндель [1, с. 88].

Принимаем по таблице Ж2 [2, с. 145–146] диаметр вала выбранного двигателя типа 2ПФ180L – $d_{1 \text{ дв}} = 42 \text{ мм}$.

5.4 Межцентровые расстояния между валами

Определяем межцентровые расстояния между валами (см. рисунок 6) [1, с. 86]:

$$A_i = \frac{\sum z_i \cdot m_i}{2},$$

где $\sum z_i$ – сумма зубьев в i -й передаче;

m_i – модуль зубчатых колес в i -й передаче.

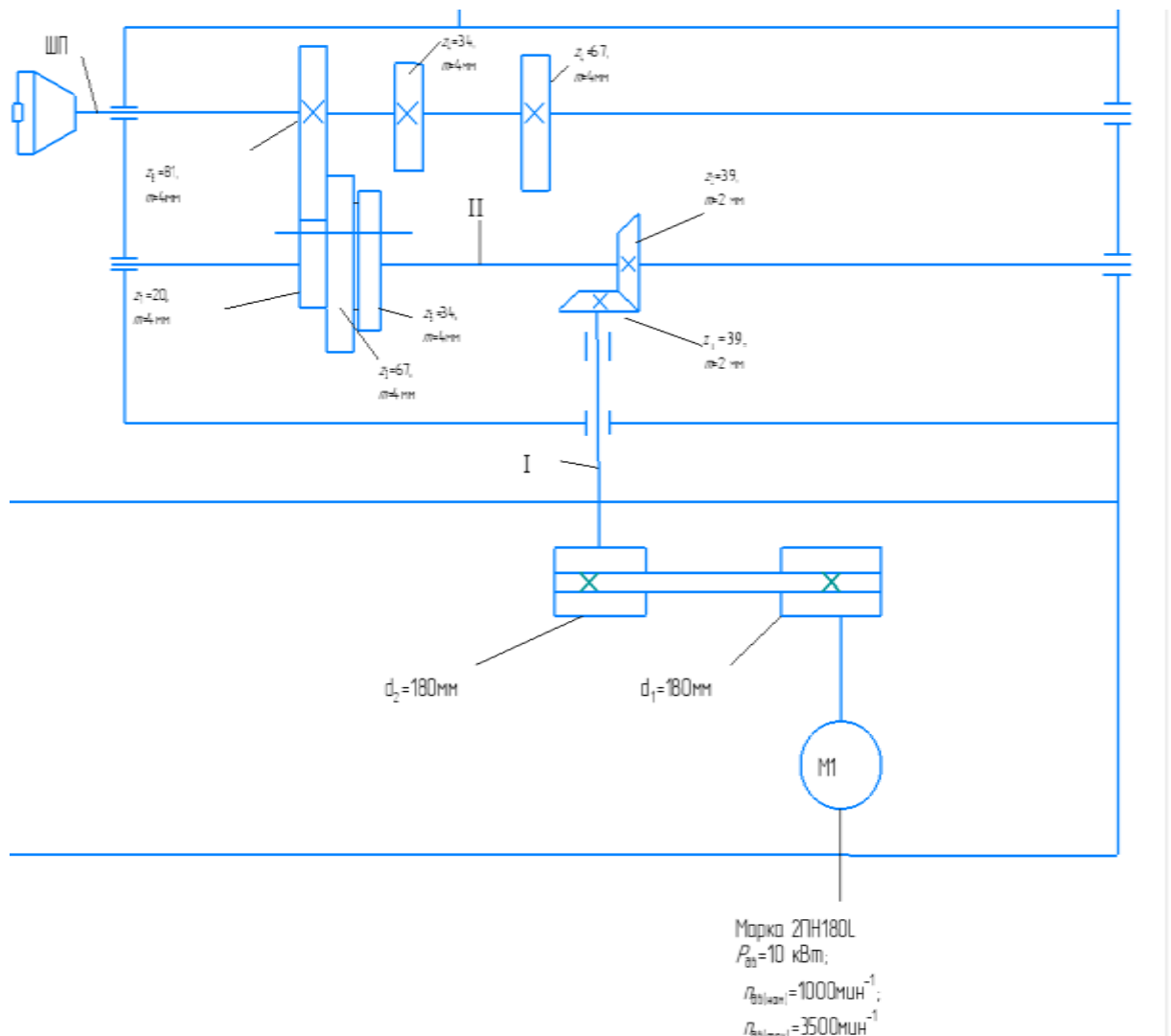


Рисунок 6 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами.

Межцентровое расстояние ременной передачи, расстояние между валом электродвигателя и валом I (было определено выше): $A_1 = 277,4 \text{ мм}$.

Определяем межцентровое расстояние A_2 между валом I и II (см. рисунок 6):

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2),$$

$$A_2 = \frac{2}{2}(39 + 39) = 78 \text{ мм}.$$

Определяем межцентровое расстояние A_3 между валом II и ШП (шпинделем) (см. рисунок 6):

$$A_3 = \frac{m}{2}(z_3 + z_4) = \frac{m}{2}(z_5 + z_6) = \frac{m}{2}(z_7 + z_8),$$

$$A_3 = \frac{4}{2}(34 + 67) = \frac{4}{2}(67 + 34) = \frac{4}{2}(20 + 81) = 202 \text{ мм.}$$

5.5 Геометрические параметры зубчатых колес

Определяем геометрические параметры конических колес:

Тогда,

$$z_1 = 39, m = 2 \text{ мм,}$$

- внешний делительный диаметр [3],

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1,$$

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2,$$

$$d_{e1} = 3,18 \cdot 39 = 124,02,$$

$$d_{e2} = 3,18 \cdot 39 = 124,02,$$

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2},$$

$$m_e = \frac{124,37}{39} = 3,18,$$

$$d_e = 1650 \cdot \sqrt{\frac{K_{HV} \cdot K_{HB} \cdot T_2 \cdot u}{[\delta_H]^2 \cdot V_H}},,$$

$$d_e = 1650 \cdot \sqrt{\frac{1,08 \cdot 1,18 \cdot 72 \cdot 27 \cdot 1}{503^2 \cdot 0,85}} = 124,37$$

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cdot \cos \delta_1,$$

$$\delta_1 = \arctg \frac{39}{39} = 0,79; \quad \cos \delta_2 = 90 - \delta_1 = 128,5;$$

$$d_{ae1} = 124,02 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 3,18 \cdot \cos 0,79 = 128,5;$$

-средний окружной модуль

$$m_m = m_e \cdot (1 - 0,5Kbe),$$

$$m_m = 3,18 \cdot (1 - 0,5 \cdot 0,285) = 2,72;$$

$$d_{m1} = m_m \cdot z_1,$$

$$d_{m1} = 2,72 \cdot 39 = 106,08,$$

$$R_e = \frac{m_e}{2} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2},$$

$$R_e = \frac{3,18}{2} \cdot \sqrt{39^2 + 39^2} = 62,01;$$

$$b_1 = K_{be} \cdot R_e,$$

$$b_1 = 0,285 \cdot 62,01 = 17,67;$$

принимаем $b = 20 \text{ мм}$.

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 \cdot (1 + x_{e2}) m_e \cdot \cos \delta_2,$$

$$d_{ae2} = 124,02 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 3,18 \cdot \cos 0,79 = 128,5,;$$

$$d_{m2} = m_m \cdot z_2,$$

$$d_{m2} = 106,08;$$

Определяем геометрические параметры зубчатых колес:

– делительный диаметр колес [4]:

$$d = m z,$$

где m – модуль колеса;

z – число зубьев,

– диаметр вершин зубьев [4]:

$$d_a = d + 2m,$$

– диаметр впадин зубьев [4]:

$$d_f = d - 2,5m,$$

– ширина венца колес [4]:

$$b = (8 \dots 10)m.$$

Тогда

$$z_3 = 67, \quad m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 67 = 268 \text{ мм},$$

$$d_a = 268 + 2 \cdot 4 = 276 \text{ мм},$$

$$d_f = 268 - 2,5 \cdot 4 = 258 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40) \text{ мм},$$

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_4 = 34, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 34 = 136 \text{ мм},$$

$$d_a = 136 + 2 \cdot 4 = 144 \text{ мм},$$

$$d_f = 136 - 2,5 \cdot 4 = 126 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40) \text{ мм},$$

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_4 = 34, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 34 = 136 \text{ мм},$$

$$d_a = 136 + 2 \cdot 4 = 144 \text{ мм},$$

$$d_f = 136 - 2,5 \cdot 4 = 126 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40) \text{ мм},$$

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_3 = 67, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 67 = 268 \text{ мм},$$

$$d_a = 268 + 2 \cdot 4 = 276 \text{ мм},$$

$$d_f = 268 - 2,5 \cdot 4 = 258 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40) \text{ мм},$$

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_7 = 20, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 20 = 80 \text{ мм},$$

$$d_a = 80 + 2 \cdot 4 = 88 \text{ мм},$$

$$d_f = 80 - 2,5 \cdot 4 = 70 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40) \text{ мм},$$

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

$$z_8 = 81, m = 4 \text{ мм},$$

$$d = 4 \cdot 81 = 324 \text{ мм},$$

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d_a = 324 + 2 \cdot 4 = 332 \text{ мм},$$

$$d_f = 324 - 2,5 \cdot 4 = 314 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 4 = (32 \dots 40) \text{ мм},$$

принимаем $b = 40 \text{ мм}$.

5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Принимаем $d_{\text{шп}} = 120 \text{ мм}$, зная диаметр шейки шпинделя $d_{\text{шп}}$ и максимальное число его оборотов $n_{\text{шп(max)}}$, определяем параметр быстроходности dn и на основании этого определяем схему монтажа и вид подшипников [1, с. 89–90, т. 20].

Меньшее значение быстроходности dn принимается при пластичной смазке, большее – при жидкостной или при смазке масляным туманом [1, с. 88].

Выбираем следующую схему установки подшипников (рисунок 7) [1, с. 89–90, т. 20]:

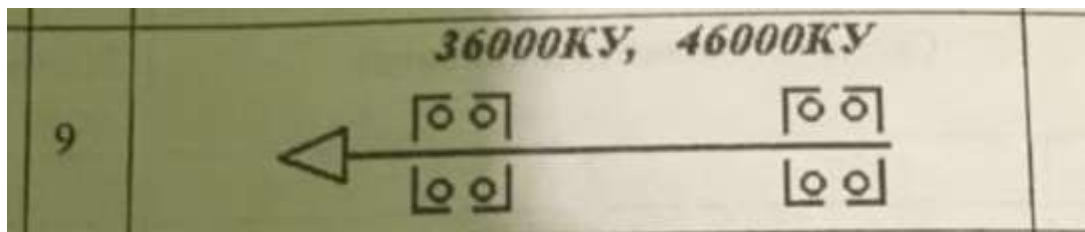


Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла.

6. Силовой расчет привода главного движения.

6.1 Расчет валов на прочность.

1) Расчет вала I (рисунок 8)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр}=76,06 \text{ Н}\cdot\text{м}$ делительный диаметр колеса z_1 , $d=35 \text{ мм}$; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a=0,105 \text{ м}$; $b=0,75 \text{ м}$; $c=0,037 \text{ м}$;

Определяем окружную силу P_x [1, с. 22]:

$$P_x = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d}$$

$$P_{x1} = \frac{2 \cdot 76,06}{0,124} = 1226,9 \text{ Н}$$

Определяем радиальную силу P_y [1, с. 22]:

$$P_{y1} = 0,5 \cdot P_{x1} = 0,5 \cdot 1226,9 = 613,45 \text{ Н}$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [1, с. 22]:

$$Q = 1,1 \cdot P_x$$

$$Q_I = 1,1 \cdot 1226,9 = 1379,59 \text{ Н}$$

Определяем силу F_p , действующую на вал от ременной передачи [3, с. 119]:

$$F_p = \frac{0,95 \cdot F_{тр}}{\psi}$$

Где $F_{тр}$ – окружная сила на шкиве, Н;

$$F_{тр} = \frac{2000 \cdot T}{d_{шк}};$$

$d_{шк}$ – диаметр шкива;

$d_{шк}=180 \text{ мм}$;

$\psi=$ для клиноременной передачи;

$\psi=0,7$;

T – крутящий момент на шкиве;

$$T=95.5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$F_{\text{тп}} = \frac{2000 \cdot 95.5}{180} = 1061.1 \text{ Н}$$

$$F_p = \frac{0.95 \cdot 1061.1}{0.7} = 1440.06 \text{ Н}$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

$$A_x = \frac{b \cdot P_{y1}}{a+b} = \frac{0.75 \cdot 613.45}{0.105+0.75} = 538.1 \text{ Н}$$

$$A_y = \frac{b \cdot P_{x1}}{a+b} = \frac{0.75 \cdot 1226.9}{0.105+0.75} = 1076.2 \text{ Н}$$

Опора В:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y1}}{a+b} = \frac{0.75 \cdot 613.45}{0.105+0.75} = 538.1 \text{ Н}$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x1}}{a+b} = \frac{0.75 \cdot 1226.9}{0.105+0.75} = 1076.2 \text{ Н}$$

Определяем опорные реакции от силы F_p :

$$A_p = \frac{F_p \cdot (a+b+c)}{(a+b)} = \frac{1440.06 (0.105 + 0.75 + 0.037)}{(0.105 + 0.75)} = 1502.38 \text{ Н}$$

$$B_p = \frac{F_p \cdot c}{(a+b)} = \frac{1440.06 \cdot 0.037}{(0.105 + 0.75)} = 62.32 \text{ Н}$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_p = \sqrt{538.1^2 + 1076.2^2} + 1502.38 = 2705.6 \text{ Н}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_p = \sqrt{538.1^2 + 1076.2^2} + 62.32 = 1265.5 \text{ Н}$$

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости :

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 538.1 \cdot 0.105 = 56.5 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости :

$$M_{z2}^x = A_Y \cdot a = 1076,2 \cdot 0,105 = 113 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент от силы F_p :

$$M_{z3}^p = F_p \cdot c = 1440,06 \cdot 0,037 = 53,28 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_C^P = B_p \cdot a = 62,32 \cdot 0,105 = 6,54 \text{ HM}$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^p = \sqrt{56,5^2 + 113^2} + 6,45 = 132,82 \text{ Нм}$$

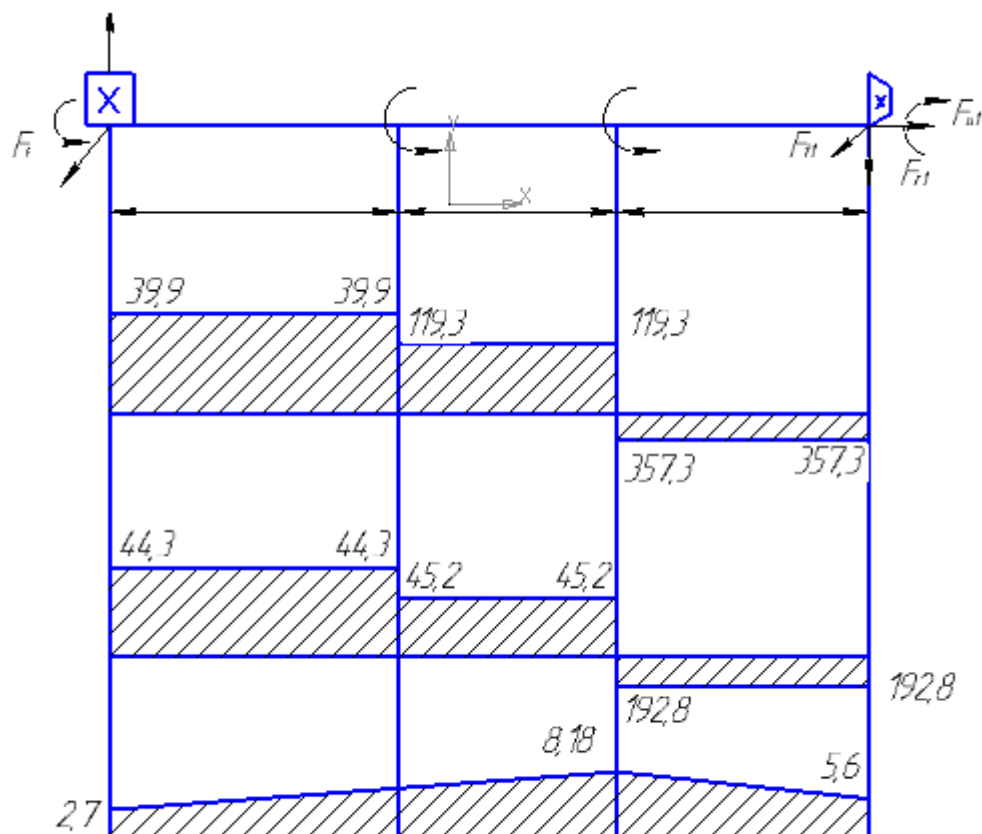


Рисунок 8. Эпюры моментов для вала I.

1. Принимает материал вала- сталь 40ХН: $[\sigma] = 360$ МПа.

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{132,88^2 + 0,5 \cdot 76,06^2}}{360} = 0,51 \text{ мм}$$

где, W - момент сопротивления в опасном сечении, мм;

$M_{из}$, $M_{кр}$ - изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Нм;

$[\sigma]$ - допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,51}{3,14}} = 1,73 \text{ мм}$$

1,73 мм < 40 мм, следовательно условие выполняется.

II) Расчет вала II.

I) Расчет вала II (рисунок 9)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр}=72,27$ Н; делительный диаметр колеса $z_5, d=268$ мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a=0,016$ м; $b=0,535$ м; $c=0,132$ м;

Определяем окружную силу P_x [1, с. 22]:

$$P_{x2} = \frac{2 \cdot 72,27}{0,268} = 539,33 \text{ Н}$$

$$P_{x3} = \frac{2 \cdot 72,27}{0,136} = 1062,79 \text{ Н}$$

Определяем радиальную силу P_y [1, с. 22]:

$$P_{y2} = 0,5 \cdot P_{x2} = 0,5 \cdot 539,33 = 269,665 \text{ Н}$$

$$P_{y3} = 0,5 \cdot P_{x3} = 0,5 \cdot 1062,79 = 531,395 \text{ Н}$$

Определяем силы, действующие на вал и подшипники [1, с. 22]:

$$Q_2 = 1,1 \cdot 1510,125 = 1661,1 \text{ Н}$$

$$Q_3 = 1,1 \cdot 313,79 = 345,18 \text{ Н}$$

Определяем силу F_I , действующую на II вал от зубчатой передачи z_1 - z_2 [3, с. 118]:

$$F_I = \sqrt{P_{x1}^2 + P_{y1}^2}$$

$$F_I = \sqrt{801,06^2 + 1602,12^2} = 1191,8 \text{ Н}$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,016 \cdot 531 - 0,132 \cdot 269,7}{0,016 + 0,535} = 168,828 \text{ Н}$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,016 \cdot 1062,79 - 0,132 \cdot 539,33}{0,016 + 0,535} = 338,13 \text{ Н}$$

Опора В:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,535 \cdot 531,395 - 0,132 \cdot 269,665}{0,016 + 0,535} = 1554,91 \text{ Н}$$

$$B_y = \frac{b \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,535 \cdot 1062,79 - 0,132 \cdot 539,33}{0,016 + 0,535} = 3109,29 \text{ Н}$$

Определяем опорные реакции от силы F_I :

$$A_I = \frac{F_I \cdot (a + b - c)}{a + b} = \frac{1191,8 \cdot (0,016 + 0,535 - 0,132)}{0,016 + 0,535} = 906,29 \text{ Н}$$

$$B_I = \frac{F_I \cdot c}{a + b} = \frac{1191,8 \cdot 0,132}{0,016 + 0,535} = 281,51 \text{ Н}$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_I = \sqrt{168,828^2 + 338,13^2} + 906,29 = 1284,22 \text{ Н}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_I = \sqrt{1554,91^2 + 3109,29^2} + 281,51 = 3757,92 \text{ Н}$$

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости :

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 168,828 \cdot 0,016 = 2,7 \text{ Нм}$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 1554,91 \cdot 0,535 = 831,88 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости :

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 338,13 \cdot 0,016 = 5,41 \text{ Н}$$

$$M_{z2}^y = B_y \cdot c = 3109,29 \cdot 0,132 = 1663,47 \text{ Н}$$

- изгибающий момент от силы F_I :

$$M_{z3}^I = -F_I \cdot c = -1191,8 \cdot 0,132 = -157,32 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_C^I = A_I \cdot a = 906,29 \cdot 0,016 = 14,5 \text{ Нм}$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_C^x)^2 + (M_C^y)^2} + M_C^I = \sqrt{2,7^2 + 5,48^2} + 14,5 = 20,06 \text{ Нм}$$

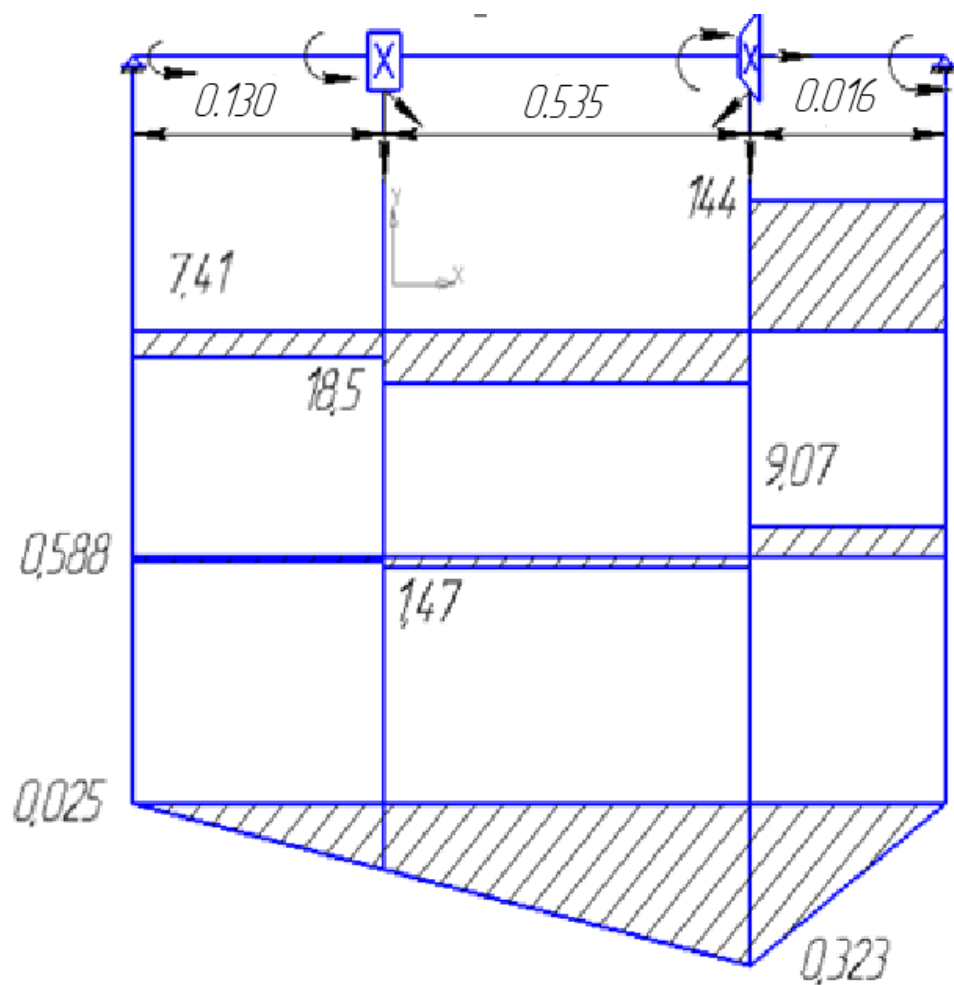


Рисунок 9. Эпюры моментов для вала II.

Принимает материал вала- сталь 40ХН: $[\sigma] = 360$ МПа.

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{14,5^2 + 0,5 \cdot 72,27^2}}{360} = 0,15 \text{ мм}$$

где, W - момент сопротивления в опасном сечении, мм;

$M_{из}$, $M_{кр}$ - изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Нм;

$[\sigma]$ - допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,15}{3,14}} = 1,23 \text{ мм}$$

1,23 мм < 35 мм, следовательно условие выполняется.

Поскольку $d_{рас} = 1,23$ мм, что значения меньше чем минимального диаметра на валу, вал прошел проверку на прочность.

6.2 Расчет шпиндельного узла.

Шпиндельный узел состоит из собственного шпинделя, имеющего условно передний конец и межопорный участок, приводного звена и опор.

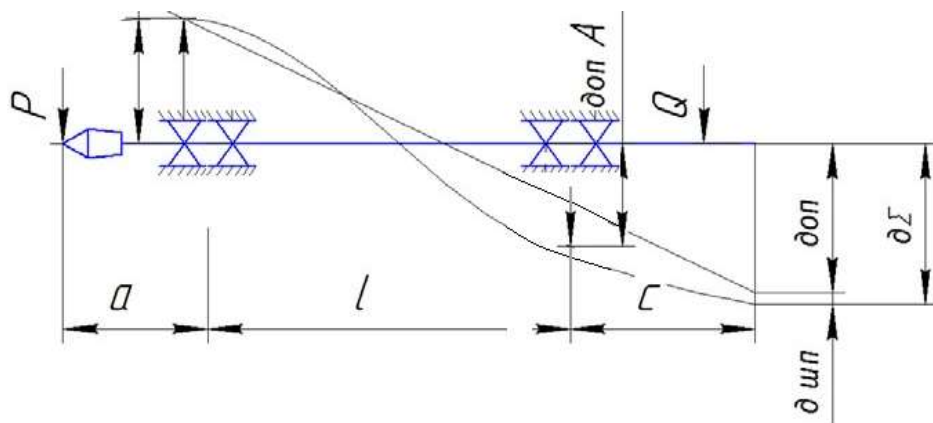


Рисунок 10 – Шпиндельный узел

Материал шпинделей выбирают в зависимости от назначения и класса точности станка. Обычно применяются стали марок 45, 50, 40Х с поверхностной за-

калкой до HRC 48...56. Для прецизионных станков, а особенно для шпиндельных узлов с опорами на жидкостной смазке, используются цементируемые или азотируемые стали.

Радиальное упругое перемещение δ_{Σ} , мм, переднего конца шпинделя без учета защемления:

$$\delta_{\Sigma} = P \left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 + j_B (l+a)^2}{j_A j_B l^2} \right] - Q \left[\frac{j_B (l+a)(l-b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2} (b^3 + 2l^2 b - 3lb^2) \right]$$

где, а- вылет переднего конца шпинделя; а=81,8мм.

б- расстояние от приводного элемента до передней опоры;
b=139,13мм.

Е- модуль упругости материала шпинделя;

Материал шпинделя- сталь 40Х. Е= 2,1·10⁵МПа.

J₁, J₂- осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

l- длина межопорного участка шпинделя;

l=681,22мм.

j_A, j_B- радиальная жесткость передней и задней опоры (принимается по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с.38] j_A=0,55·10⁶, j_B= 0,15·10⁶;

Р и Q- величины составляющих сил.

Определяем составляющую силы резания Р:

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot N_v}{V_p}$$

где, N_v-эффективная мощность резания (по заданию) равно 7кВт.

V_p- расчетная скорость резания м/мин [3, с.39]:

$$V_p = \frac{\pi D_{\max} n_p}{1000}$$

где D_{max}- максимальный диаметр обрабатываемой заготовки; D_{max}= 100мм.

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		39

n_p -расчетная частота вращения заготовки; $n_p = 160$ об/мин.

$$V_p = \frac{\pi \cdot 300 \cdot 160}{1000} = 150,72 \text{ м/мин}$$

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 7}{150,72} = 2786,62 \text{ Н}$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

$$J_2 = 0,9J_1$$

$$J_2 = \frac{\pi}{64} \cdot (d^4 - d_1^4);$$

$$J_2 = \frac{\pi}{64} \cdot (100^4 - 32^4) = 4,85 \cdot 10^6 \text{ мм}^4;$$

$$J_1 = \frac{4,85 \cdot 10^6}{0,9} = 5,4 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Определяем составляющую силы Q , силы действующей от II вала:

$$Q = \sqrt{P_{x3}^2 + P_{y3}^2} = \sqrt{1062,79^2 + 531,395^2} = 1188,24 \text{ Н}$$

Радиальное упругое перемещение δ_Σ , мм, переднего конца шпинделя рассчитываем с учетом защемления т.к в опоре расположено несколько рядов тел качения, коэффициент защемления $\xi=0,45$.

$$\begin{aligned} \delta_\Sigma = P \cdot & \left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2 \cdot (1-\xi)}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 \cdot (1-\xi) + j_b (l + a(1-\xi))^2}{j_A j_B l^2} \right] - \\ & - Q(1-\xi) \cdot \left[\frac{j_B (l+a)(l-b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2 l} (b^3 + 2l^2 b - 3lb^2) \right] \\ \delta_\Sigma = 2786,62 \cdot & \left[\frac{81,8^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 5,4 \cdot 10^6} + \frac{681,22 \cdot 81,8^2 \cdot (1-0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,85 \cdot 10^6} + \right. \\ & \left. \frac{0,55 \cdot 10^6 \cdot 81,8^2 \cdot (1-0,45) + 0,15 \cdot 10^6 (681,22 + 81,8 \cdot (1-0,45))^2}{0,55 \cdot 10^6 \cdot 0,15 \cdot 10^6 \cdot 681,22^2} \right] - \\ & - 1188,24 \cdot (1-0,45) \cdot \left[\frac{0,15 \cdot 10^6 (681,22 + 81,8)(81,8 - 139,1) - 0,15 \cdot 10^6}{0,15 \cdot 10^6 \cdot 0,55 \cdot 10^6 \cdot 81,8^2} - \right. \\ & \left. - \frac{81,8}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 4,85 \cdot 10^6 \cdot 81,8} (139,1^3 + 2 \cdot 681,22^2 \cdot 139,1 - 681,22 \cdot 139,1^2) \right] = \\ = 0,442 - 0,0063 = & 0,0442 \text{ мм} = 4,42 \text{ мкм} \end{aligned}$$

Определяем угол поворота Θ_A , рад, сечения шпинделя в передней опоре:

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

$$\Theta_A = \frac{1}{3EJ_2} \cdot \left(P \cdot a \cdot l - \frac{Q}{2 \cdot l} \cdot (b^3 - 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2) \right)$$

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 7,07 \cdot 10^6} \cdot \left(2786,22 \cdot 81,8 \cdot 681,22 - \frac{81,8}{2 \cdot 681,22} \cdot (139,13^3 - 2 \cdot 681,22^2 \cdot 139,13 - 3 \cdot 681,22 \cdot 139,13^2) \right) = 0,0033 \text{ рад}$$

6.3 Уточненный расчет опор шпинделя.

Прежде всего проводится уточняющий расчет жесткости шпиндельных подшипников.

Шпиндельный узел смонтирован на опорах, сформированных из подшипников качения типов 36000К и 36000КУ с углом контакта 12 градусов. В зависимости от компоновки подшипников в опоре осевая жесткость j_A , Н/мм, определяются по формуле

$$j_A = \frac{F_A}{\delta_A} = 1,5 C^{2/3} F_H (i_1^{2/3} + i_2^{2/3});$$

Сила натяга определяется по формуле

$$F_H = kd;$$

$$F_H = 0,02 \cdot 90 = 1,8, \text{ Н};$$

Для указанных комплексных опор

Где общая осевая деформация (натяг), мм, в комплексной опоре

$$\Delta = \left(\frac{F_H}{C} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{1}{i_1^{2/3}} + \frac{1}{i_2^{2/3}} \right);$$

$$\Delta = \left(\frac{1,8}{61800} \right)^{2/3} \cdot \left(\frac{1}{2^{2/3}} + \frac{1}{2^{2/3}} \right) = 0,000012 \text{ мм};$$

Радиальная жесткость j_r Н/мм, условной опоры вычисляется по формуле

$$j_r = \frac{K_4 \cdot i^{2/3} \cdot j_A}{1,5 t g^2 \alpha (i_1^{2/3} + i_2^{2/3})};$$

$$j_r = \frac{0,4 \cdot 2^{2/3} \cdot 1,6}{1,5 t g^2 12 (2_1^{2/3} + 2_2^{2/3})} = 3,2$$

Для подшипников типов 36000К и 36000У радиальная жесткость j_r имеет соотношение с осевой жесткостью

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		41

$$\frac{j_r}{j_A} = (1,95 \dots 2,1)$$

Принимаем 2;

Угловая жесткость j_{y2l} , $H \cdot \text{мм} / \text{рад}$, определяется по формуле

$$j_{y2l} = \frac{M}{\varphi} = \frac{3}{32} (d + D)^2 C^{2/3} F_H^{1/3} = \frac{(d + D)^2}{32} \cdot j_A;$$

$$j_{y2l} = \frac{(90 + 160)^2}{32} \cdot 1,6 = 3125 \text{ H} \cdot \text{мм} / \text{рад};$$

Деформация δ , мм, стыка между наружным кольцом подшипника и поверхностью гнезда под подшипник определяется по формуле

$$\delta = \frac{4F_r K}{\pi d B} \left(1 + \frac{d}{D}\right);$$

$$\delta = \frac{4 \cdot 1 \cdot 2}{\pi \cdot 90 \cdot 24} \left(1 + \frac{90}{160}\right) = 0,0018 \text{ мм};$$

Посчитав жесткость опор, учитывая оптимальное межопорное расстояние

$l_{\text{опт}} \approx (2,5 \dots 3)a$, проверяем зависимость между максимальной жесткостью j_{max} ,

Н/мм, и оптимальным расстоянием между опорами $l_{\text{опт}}$, мм,

$$j_{\text{max}} = \frac{j_A}{1 + \lambda_{\text{опт}} + \lambda_{\text{опт}} (3 + 2\chi \lambda_{\text{опт}}) (1 + \lambda_{\text{опт}} + \lambda_{\text{опт}} j_A / j_B)}$$

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{a}{l_{\text{опт}}}; \chi = \frac{J_2}{J_1},$$

где a - длина консоли, мм; J_2 , J_1 - моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм⁴.

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{81,8}{3 \cdot 81,8} = 0,33;$$

$$\chi = \frac{7,07 \cdot 10^6}{7,9 \cdot 10^6} = 0,9$$

$$j_{\text{max}} = \frac{0,55 \cdot 10^6}{1 + 0,33 + 0,33 \cdot (3 + 2 \cdot 0,9 \cdot 0,33) (1 + 0,33 + 0,33 \cdot \frac{0,55 \cdot 10^6}{0,15 \cdot 10^6})} = 1,3 \cdot 10^5$$

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

$$j_{\text{min}} \geq 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{j_A}{1 + \lambda};$$

$$1,3 \cdot 10^5 > 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{0,55 \cdot 10^6}{1 + 0,33} = 1,037 \cdot 10^5$$

Условие выполняется, следовательно опоры выбраны правильно.

Для оценки динамических характеристик шпиндельного узла производят приближенный расчет собственной частоты колебаний шпинделя, не имеющего значительно сосредоточенных масс.

$$\omega_c = \gamma \sqrt{\frac{EJ_1}{m(1-\lambda)^3 \cdot a^2}}, \Gamma\text{ц}$$

$$\omega_c = 0,33 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 5,4 \cdot 10^6}{20(1-0,33)^3 \cdot 107^2}} = 1306,8 \Gamma\text{ц}$$

6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.

1. Определяем ориентировочное значение внешнего делительного диаметра колеса по формуле:

$$d'_{e2} = k_3 \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{v_H}}$$

2. Ориентировочное значение средней окружности скорости по формуле:

$$V'_m = \frac{\pi 0,857 d'_{e2} n_2}{6 \cdot 10^4}$$

3. Назначаем 8-ю степень точности изготовления колес, так как $Vm' < 8$ м/с.

4. Определяем предварительное значение внешнего делительного диаметра колеса по формуле:

$$d''_{e2} = 1650 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_{HV} K_{H\beta} T_2 u}{[\sigma_H]^2 v_H}},$$

где $K_{HV} = 1,08$ из табл. 2.5 для 9-й степени точности при $V = 1,38$ м/с; $K_{H\beta} = 1,18$ - по номограмме (см. рис. 2.4) для схемы 2 при

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						43
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\psi_{bd} = 0,166 \cdot \sqrt{u^2 + 1}$$

5. Определяем число зубьев шестерни:

$$z_1' = 17 \text{ при } d_{e1}'' = \frac{d_{e2}''}{u}$$

6. Вычисляем передаточное число передачи по формуле

$$u = \frac{z_2}{z_1}$$

7. Определяем углы делительных конусов:

$$\text{– шестерни: } \delta_1 = \arctg \frac{z_1}{z_2}$$

$$\text{– колеса: } \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$$

8. Внешний окружной модуль – по формуле

$$m_e = \frac{d_{e2}^*}{z_2}$$

9. Внешнее конусное расстояние

$$R_e = \frac{m_e}{2} \cdot \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$$

10. Ширина зубчатых венцов колес

$$b = b_1 = b_2 = 0,285R_e$$

11. По табл. 2.9 определяем коэффициент смещения инструмента для шестерни

12. Определяем геометрические размеры передачи:

– внешний делительный диаметр:

- шестерни $d_{e1} = m_e z_1$

- колеса $d_{e2} = m_e z_2$

– внешний диаметр зубьев:

- шестерни

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2(1 + x_{e1})m_e \cos \delta_1$$

- колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2(1 + x_{e2})m_e \cdot \cos \delta_2$$

– средний окружной модуль:

$$m_m = m_e(1 - 0,5K_{be})$$

– средний делительный диаметр:

- шестерни $d_{m1} = m_m z_1$

- колеса $d_{m2} = m_m z_2$

13. Выполняем проверочные расчеты:

а) на контактную выносливость – по формуле (2.51):

$$\sigma_H = 67000 \cdot \sqrt{\frac{K_{HV} K_{H\beta} T_2 u}{d_{e2}^3 v_H}}$$

б) на выносливость при изгибе – по формуле (2.52):

$$\sigma_F = \frac{2700 K_{FV} K_{F\beta} Y_{FS} T}{b d_e m_e v_F} \leq [\sigma_F],$$

Коэффициенты, учитывающие форму зуба, определяются по табл. 2.6 с применением интерполяции:

– шестерни:

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1}$$

– колеса:

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2}$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2700 K_{FV} K_{F\beta} Y_{FS1} T_1}{b d_{e1} m_e v_F} < [\sigma_F]_1;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2700 K_{FV} K_{F\beta} Y_{FS2} T_2}{b d_{e2} m_e v_F} < [\sigma_F]_2.$$

14. Определяем силы, действующие на валы от зубчатых колес:

– окружная сила:

$$F_{t1} = \frac{2000 T_1}{d_{m1}} = F_{t2};$$

– радиальная сила от шестерни:

$$F_{r1} = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos \delta_1 = F_{a2};$$

– осевая сила от шестерни:

$$F_{a1} = F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin \delta_1 = F_{r2}.$$

$z_5 - z_6$: $z_5 = 20$, $z_6 = 81$ $i_{31(z5-z6)} = 3,98$, $M_{кш(z1-z2)} = 72,27 \text{ Нм}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,
 $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 300 \text{ МПа}$, $Y_F = 4,08$,

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{31} + \frac{1}{71} \right) \right] = 1,77$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,77} = 0,65$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1.5}}{69} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 120,81 \cdot (2,51 + 1)}{31 \cdot 2,51}} = 617,8 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 1000 \text{ МПа}$$

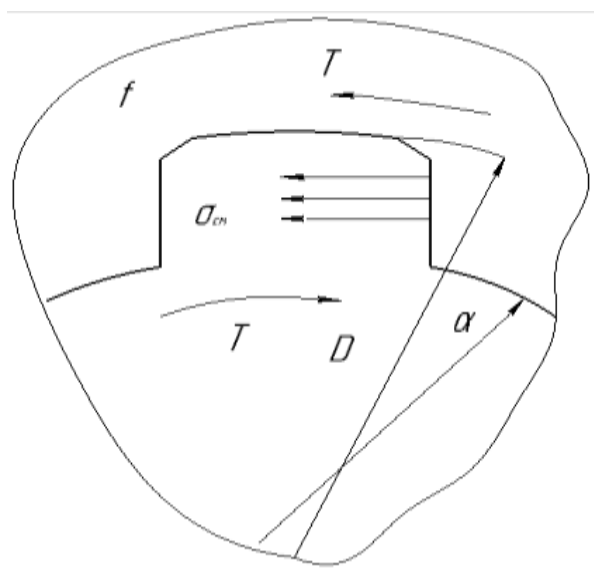
$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 120,81 \cdot 3,8 \cdot 1 \cdot 0,67}{0,85 \cdot 3^2 \cdot 31} = 82,4 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 270 \text{ МПа}$$

6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений.

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем ж параметром- напряжением смятия. Это позволяет рассматривать $\sigma_{см}$ как обобщенный критерий расчета и на смятие и на износ.

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид:

$$\sigma_{см} = \frac{2000T}{K_z z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{см}],$$



где T - передаваемый вращающий момент, Н·м; $K_z=0,7...0,8$ - коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев; z -число зубьев; $h= 0,5 (D-d)-2f$ - рабочая высота зубьев, мм; l - рабочая длина зубьев, мм; $d_{cp}=0,5(D+d)$ - средний диаметр соединения, мм;

В станкостроении рекомендуют значения $[\sigma_{см}] = 12...20 \text{ МПа}$ [3, ст. 154]

Шлицы на валу: $T=72,27$ Нм; $z=8$; $h=1,2$ мм; $l=380$ мм; $d_{cp}=38$ мм.

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot 72,27}{0,8 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 380} = 1,3 \text{ МПа} < [\sigma_{cm}] = 12 \dots 20 \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

6.6 Проверочный расчет шпоночных соединений.

При передаче вращающего момента на противоположных боковых узких гранях шпонки возникают напряжения смятия σ_{cm} , а в продольном сечении напряжения τ (рисунок). У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия. Поэтому рабочую длину шпонки l_p определяют из условия прочности смятие:

Определяем рабочую длину шпонки l_p из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot T}{dl_p(h-t_1)} \leq [\sigma_{cm}],$$

откуда,

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot T}{d(h-t_1)[\sigma_{cm}]}.$$

Принимаем $[\sigma_{cm}]=150$ МПа.

При $d_k=50$ мм из таблицы П8 [1,с.184]

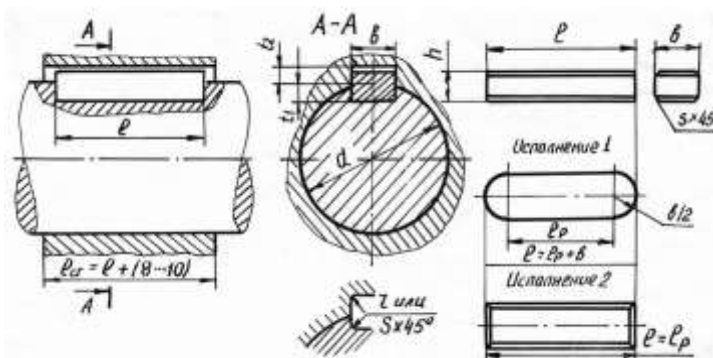


Рисунок 12 – Шпонка призматическая

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
------	------	----------	---------	------

$$1) l_p = \frac{2000 \cdot 273,13}{100 \cdot (12 - 6) \cdot 150} = 6 \text{ мм},$$

Определяем общую длину шпонки и округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда [1, с. 184, т. П8]:

$$l = l_p + b,$$

$$l = 6 + 14 = 20 \text{ мм}.$$

Принимаем $l = 20 \text{ мм}$.

Определяем рабочую длину шпонки l_p из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot T}{d l_p (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

откуда,

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot T}{d (h - t_1) [\sigma_{\text{см}}]}.$$

Принимаем $[\sigma_{\text{см}}] = 150 \text{ МПа}$.

При $d_k = 40 \text{ мм}$ из таблицы П8

$$2) l_p = \frac{2000 \cdot 72,27}{40 \cdot (8 - 4,5) \cdot 150} = 6,88 \text{ мм},$$

Определяем общую длину шпонки и округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда:

$$l = l_p + b,$$

$$l = 6,88 + 10 = 16,88 \text{ мм}.$$

Принимаем $l = 20 \text{ мм}$.

Определяем рабочую длину шпонки l_p из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2000 \cdot T}{d l_p (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

откуда,

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot T}{d(h - t_1) [\sigma_{\text{см}}]}.$$

Принимаем $[\sigma_{\text{см}}] = 150$ МПа.

При $d_k = 90$ мм из таблицы П8

$$3) \quad l_p = \frac{2000 \cdot 76,06}{40 \cdot (9 - 5) \cdot 150} = 6,3 \text{ мм},$$

Определяем общую длину шпонки и округляем до ближайшего большего значения из стандартного ряда:

$$l = l_p + b,$$

$$l = 6,3 + 10 = 16,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $l = 20$ мм.

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Список использованной литературы

1. Михеев И.И., Ярмоленко Е.Н. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. пособие. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2003. – 100 с.
2. Михеев И.И. Расчет и конструирование металлорежущих станков : Учеб. пособие / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.Н. Денисов. – Пенза : Изд-во Пенз. гос. ун-та, 2005. – 152 с.
3. Пантелеев, В.Ф. Расчеты деталей машин : учеб. пособие / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков. – Изд. 4-е, доп. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2015. – 200 с.
4. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. / Т.М. Авраамова, В.В. Бушуев, Л.Я. Гиловой и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 1. – М. : Машиностроение, 2011. – 608 с.
5. Металлорежущие станки : учебник. В 2 т. Т. 2 / В.В. Бушуев, А.В. Еремин, А.А. Какойло и др. ; под ред. В.В. Бушуева. Т. 2. – М. : Машиностроение, 2011. – 586 с.
6. Пантелеев В.Ф. Кинематический и энергетический расчеты механических приводов машин : метод. указания и задания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2011. – 80 с.
7. Пантелеев В.Ф. Выбор и расчет радиальных и радиально-упорных подшипников качения : метод. указания к курсовому проектированию по деталям машин / В.Ф. Пантелеев, Д.В. Кочетков ; под ред. В.В. Смогунова. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2012. – 56 с.
8. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении : Альбом схем и чертежей : Учеб. пособие для втузов / Ю.М. Соломенцев, К.П. Жуков, Ю.А. Павлов и др. ; Под общ. ред. Ю.М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 192 с.
9. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

станочных комплексов. Ч.1 / В.В. Бушуев, А.К. Шульга, А.А. Какойло и др. Станкин. – М. : ВНИИТЭМР, 1991. – 112 с.

10. Альбом станочного оборудования и автоматизированных производств. Кинематические схемы, конструкции, компоновки станков, станочных модулей и станочных комплексов. Ч.2 / В.В. Бушуев, А.К. Шульга, А.А. Какойло и др. Станкин. – М. : ВНИИТЭМР, 1991. – 108 с.

11. Альбом примеров конструкций узлов металлорежущих станков (Компоновочные схемы, конструкции, примеры исполнения) : метод. указания / И.И. Михеев, Е.Н. Ярмоленко, В.О. Трилисский, А.В. Липов. – Пенза : Изд-во ПГУ, 2000. – 164 с.

12. Атлас кинематических схем металлорежущих станков / И.И. Михеев, С.В. Эрленеков, В.В. Панчурин, А.В. Липов. – Пенза : Изд-во ППИ, 1993. – 60 с.

13. <https://stanok-kpo.ru/spravochnik/stanki-sovetskie-rossiyskie-importnye-spravochnaya-informatsiya/6902pmf2.html>

					ПГУ 2.15.03.02.23.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

Таблица 1. Расчёт на прочность при действии максимальной нагрузки конической передачи с прямыми зубьями

Наименование и обозначение параметра		Ведущее * ¹ колено	Ведомое * ² колено
Исходные данные			
Число зубьев	Z_1, Z_2	39	39
Внешний окружной модуль, мм	m_e	2,25	
Межосевой угол передачи	Σ	90°00'00"	
Угол профиля исходного контура	α	20°00'00"	
Ширина зубчатого венца, мм	b	18,615	
Коэффициент смещения исходного контура	x	0	0
Коэффициент изменения расчётной толщины зубьев исходного контура	x_t	0	0
Степень точности	—	7-С	7-С
Вариант схемы расположения передачи	—		
Марка материала	* ¹	Сталь 45Х ГОСТ 4543-71	
	* ²	Сталь 45Х ГОСТ 4543-71	
Твердость активных поверхностей зубьев, HRC	—	30	30
Расчётная нагрузка (крутящий момент на ведущем колесе), Н*м	T_{max}	4000	
Частота вращения ведущего колеса, об/мин	n_1	7200	
Определяемые параметры			
Окружная скорость в зацеплении, м/с	v	28,119	
Расчёт на контактную прочность			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{H\beta}$	1,057	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Hv}	68,482	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Hv}	1,011	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tH}	107256,999	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ht}	8707,941	
Расчётное контактное напряжение, МПа	σ_{Hmax}	5208,669	
Допускаемое контактное напряжение, МПа	σ_{HPmax}	2332	2332
Коэффициент запаса по контактным напряжениям	n_H	0,448	0,448
Расчёт на прочность при изгибе			
Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий	$K_{F\beta}$	1,116	
Удельная окружная динамическая сила, Н/мм	w_{Fv}	182,619	
Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении до зоны резонанса	K_{Fv}	1,028	
Окружная сила на делительном цилиндре, Н	F_{tF}	107256,999	
Удельная расчетная окружная сила, Н/мм	w_{Ft}	6615,046	
Расчётное напряжение изгиба, МПа	σ_{Fmax}	10673,154	10673,154
Допускаемое напряжение изгиба, МПа	σ_{FPmax}	1058	1058
Коэффициент запаса по напряжениям изгиба	n_F	0,099	0,099