

Реферат

Курсовая работа по дисциплине «Металлообрабатывающие станки» на тему «Разработка конструкции привода главного движения станка по типу базового модели 16Б16Т1» 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 кинематический расчет привода главного движения станка по типу базового модели 16Б16Т1, выполненный на 47 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 – Компоновка привода главного движения станка по типу базового модели 16Б16Т1.

Лист формата А1- Свертка коробки скоростей

Лист формата А3 – Стакан

Лист формата А3- Вал

Лист формата А3 – Блок зубчатых колес

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-	Разработка конструкции привода главного движения станка по типу базового модели 16Б16Т1	Лит.		Лист		Листов	
Разраб.		Маньченкова Е.В.						2		47	
Провер.		Павловский П.Г.				Каф. «КПТО», гр. 16МС1					
Н. контр.											
Утв.											

**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ПЕНЗЕНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ**

«УТВЕРЖДАЮ»

Зав. кафедрой КПТО

_____ А.В. Липов

ЗАДАНИЕ

на курсовую работу по дисциплине

«Металлообрабатывающие станки»

Студент _____ Иванов И.И. _____ группа 16МС1

ВАРИАНТ № 23

Тема: Разработка конструкции привода главного движения станка по типу
базового модели 6906ВМФ2.

Исходные данные:

Базовая модель станка – 6906ВМФ2;

Вид регулирования – комбинированное;

Минимальная частота вращения шпинделя – $n_{\min} = 28 \text{ мин}^{-1}$;

Диапазон регулирования привода – $R_n = 90$;

Мощность резания – $P = 7 \text{ кВт}$.

Перечень вопросов, подлежащих разработке:

Кинематический и силовой расчет привода главного движения.

Перечень листов чертежей и плакатов графических документов:

Графическая часть:

Схема кинематическая станка по типу базового модели 6906ВМФ2, с графиком частот вращения шпинделя; компоновка привода главного движения станка по типу базового модели 6906ВМФ2.

Руководитель _____ Д.В. Кочетков

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Содержание

1 Общие сведения о базовой модели станка.....	5
2 График частот вращения шпинделя.....	8
3 Числа зубьев в передачах.....	15
4 Кинематическая схема привода главного движения.....	20
5 Эскизное оформление привода главного движения.....	21
5.1 Кинематические и силовые характеристики.....	21
5.2 Модули зубьев в передачах.....	22
5.3 Диаметры валов.....	25
5.4 Межцентровые расстояния между валами.....	27
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.....	42
6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.....	43
6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений.....	44
6.6 проверочный расчет шпоночных соединений.....	45

1 Общие сведения о базовой модели станка

Токарный станок с числовым программным управлением 16Б16Т1 предназначен для токарной обработки деталей типа тел вращения с прямолинейным, ступенчатым и криволинейным профилем, в том числе, для нарезания резьб в полуавтоматическом режиме в патроне и центрах; используется в мелкосерийном и серийном производстве.

Токарный станок 16Б16Т1 обрабатывает заготовки "Диск" с максимальным диаметром над станиной - $\varnothing 320$ мм, заготовки "Вал" с максимальным диаметром над суппортом $\varnothing 125$ мм и длиной до 750 мм. Для обработки прутка в шпинделе предусмотрено сквозное отверстие $\varnothing 37$ мм, максимальный диаметр прутка $\varnothing 36$ мм.

Управление станком осуществляется от программы, вводимой в память управляющей системы с пульта оперативного управления или с кассеты внешней памяти. Станок может быть использован в механических цехах машиностроительных заводов с единичным повторяющимся, мелкосерийным и серийным производством.

Станок имеет оперативную систему программного управления «Электроника НЦ-31», которая обеспечивает оперативный ввод управляющей программы, редактирование с клавиатуры пульта непосредственно на рабочем месте, исполнение программ обработки и управление станком. Ввод программы может производиться также с кассеты внешней памяти.

Привод подач осуществляется винтовыми парами качения и высомомментными двигателями постоянного тока с фотоимпульсными датчиками обратной связи, обеспечивающими бесступенчатое регулирование продольных и поперечных подач.

Привод станка – от двухскоростного реверсируемого асинхронного электродвигателя в сочетании с автоматической коробкой скоростей и механическим перебором, обеспечивающим программирование 12 ступеней частот вращения шпинделя в каждом из двух диапазонов.

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Высокоточные подшипники качения обеспечивают высокую точность и жесткость опор. Зажим обрабатываемой детали может производиться в патроне с помощью пневмоцилиндра, управляемого от педали.

Задняя бабка имеет электрический привод пиноли, управляемый от педали, и вращающийся центр.

Станок имеет передний и задний однопозиционные быстросменные резцедержатели.

Направляющие продольных и поперечных салазок и винтовые пары качения имеют импульсную автоматическую смазку.

Загрузка заготовок и выгрузка деталей производится вручную.

При наружной обработке СОЖ в зону обработки подается сверху, при сверлении и расточке – в торец детали.



Рисунок 1 – Общий вид станка модели 16Б16Т1.

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]:

$$R_n = R_{дв} R_k,$$

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

R_k – диапазон регулирования коробки.

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

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

$$n_{шп(max)} = R_n n_{шп(min)},$$

где $R_n = 50$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{шп(min)} = 40 \text{ мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{шп(max)} = 40 \cdot 50 = 2000 \text{ мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

$$P_{дв} = \frac{P_{эф}}{\eta},$$

где $P_{эф} = 4 \text{ кВт}$ – 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 $\eta = 0,85$.

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{4}{0,85} = 4,7 \text{ кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПН180М [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 5,6 \text{ кВт}$, $n_{\text{дв(макс)}} = 3000 \text{ мин}^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{\text{дв}} = 42 \text{ мм}$ – диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

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

$$R_{\text{дв(Р)}} = \frac{n_{\text{дв(макс)}}}{n_{\text{дв(ном)}}},$$
$$R_{\text{дв(Р)}} = \frac{3000}{750} = 4.$$

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

$$R_{\text{к}} = \frac{R_{\text{п}}}{R_{\text{дв(Р)}}},$$
$$R_{\text{к}} = \frac{50}{4} = 12,5.$$

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

$$z = \frac{\lg R_{\text{п}}}{\lg R_{\text{дв(Р)}}},$$
$$z = \frac{\lg 50}{\lg 4} = 2,8.$$

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

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Принимаем $\varphi = 1,26$.

Определяем величину c [1, с. 33]:

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

$$c = \frac{\lg 4}{\lg 1,26} = 5,998.$$

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]:

$$K_m = \frac{\lg R_{\kappa}}{\lg \varphi},$$

$$K_m = \frac{\lg 12,5}{\lg 1,26} = 10,9.$$

Округляем до $K_m = 11$.

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 2 интервала можно получить при регулировании двигателя в зоне с постоянным моментом.

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

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

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

$$R_{\Pi(\varphi)} = R_{\text{дв}(P)} R_{\kappa(\varphi)}.$$

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

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

Тогда, диапазон регулирования привода,

$$R_{\pi(\phi)} = 4 \cdot 8 = 32.$$

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]:

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

$$K_2 = \frac{\lg R_{\pi(\phi)}}{\lg \varphi}.$$

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

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000 / 2000)}{\lg 1,26} = 1,75,$$

принимаем $K_1 = 2$,

$$K_2 = \frac{\lg 32}{\lg 1,26} = 14,996,$$

принимаем $K_2 = 15$.

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

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2,$$

$$K_{\text{общ}} = 2 + 15 = 17.$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 18 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: 3150; 2500; 2000; 1600; 1250; 1000; 800; 630; 500; 400; 315; 250; 200; 160; 125; 100; 80; 63 и строим график частот вращения (рисунок 2) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 2000 \text{ мин}^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 15$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 60 \text{ мин}^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 6 интервалов вверх по II валу до точки A (точка $n_{\text{шп}} = 250 \text{ мин}^{-1}$). 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 $n_{\text{шп}} = 500 \text{ мин}^{-1}$. Далее диапазон регулирования группы делится пополам (в нашем случае это четыре и пять интервалов), т. е. из точки A проводим луч в точку $n_{\text{шп}} = 200 \text{ мин}^{-1}$. 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 ($n_{\text{шп}} = 50 \text{ мин}^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 40 \text{ мин}^{-1}$).

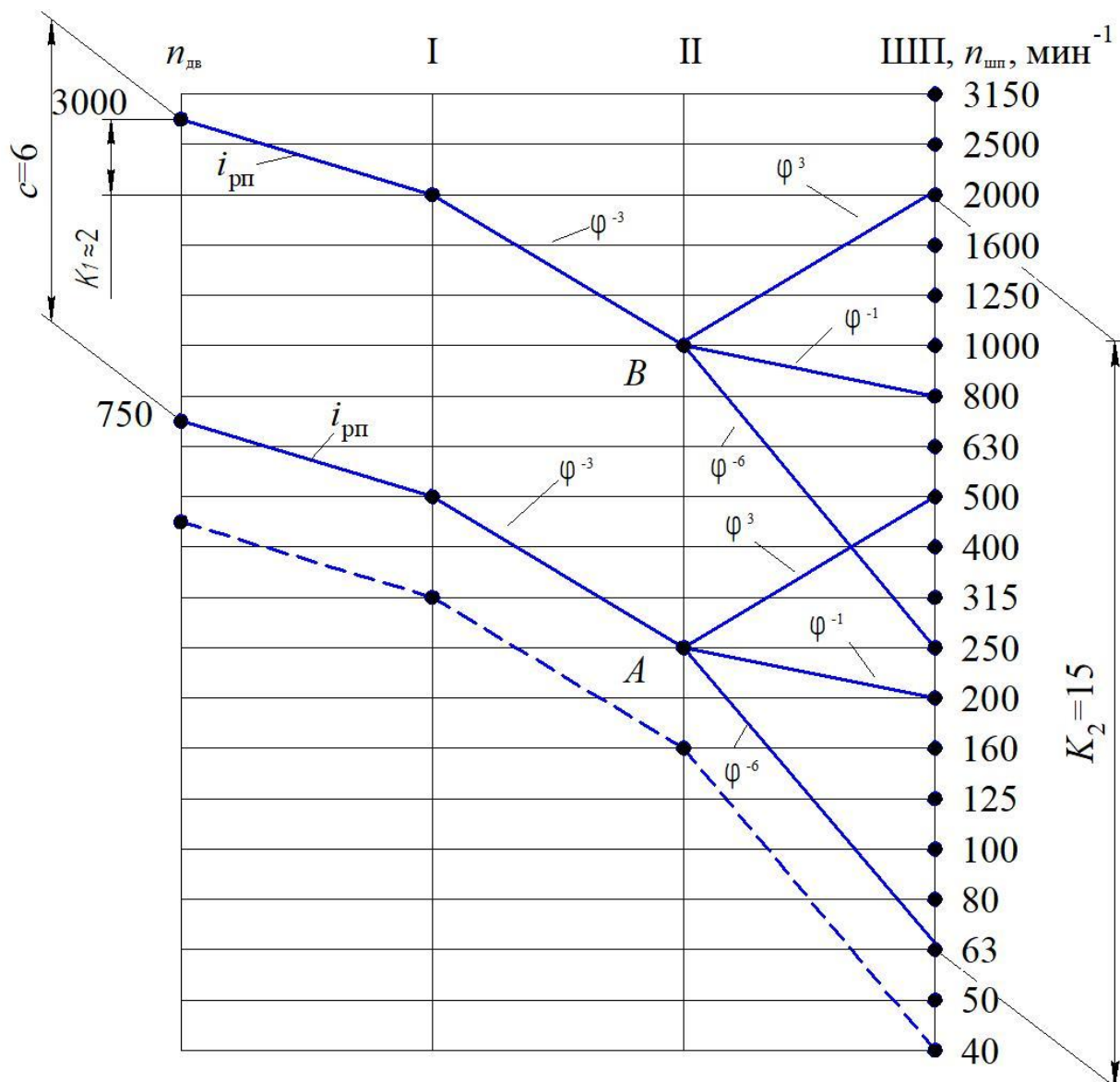


Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя.

На рисунке 3 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 16Б16Т1 (d – диаметры шкивов, Z – числа зубьев колес).

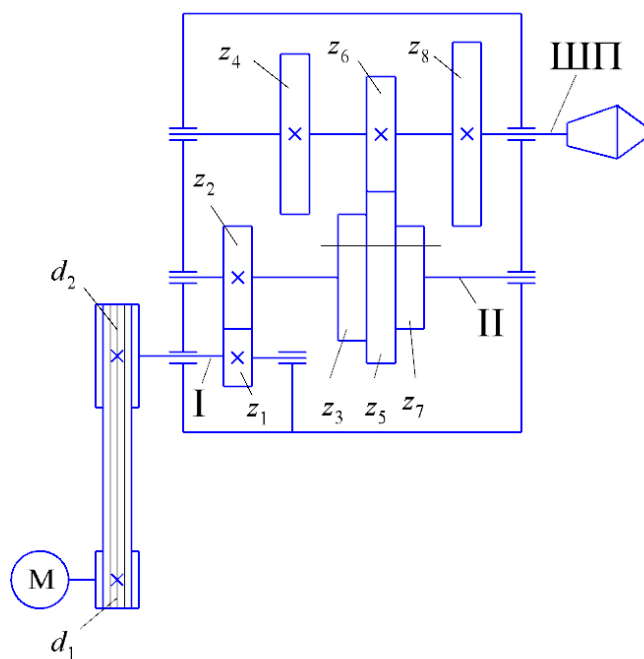


Рисунок 3 – Схема кинематическая привода главного движения станка (предварительный вариант).

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 $\sum z$, начиная от 40 и до 120. По вертикали нанесены передаточные отношения i от 1 до 4,73. На пересечении принятой суммы зубьев $\sum z$ и необходимого передаточного отношения i находим число зубьев меньшего колеса.

1) ременная передача:

$$\text{передаточное отношение} - i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(мах)}}}{n_1} = \frac{3000}{2000} = 1,5 \quad \text{или} \quad i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(ном)}}}{n_1} = \frac{750}{500} = 1,5$$

(см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя).

Для обеспечения передаточного отношения $i_{\text{рп}} = 1,5$ необходимо определить диаметры ведущего d_1 и ведомого d_2 шкивов.

Определяем крутящий момент на валу ведущего шкива (валу электродвигателя), при номинальной частоте вращения $n_{\text{дв(ном)}} = 750 \text{ мин}^{-1}$ [3, с. 27]:

$$M_{\text{к дв}} = 9550 \frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550 \frac{5,6}{750} = 71 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
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]:

$$d_1 = C \cdot \sqrt[3]{M_{к дв}},$$

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

$C = 20$ – для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38 \cdot \sqrt[3]{71} = 157,3 \text{ мм}.$$

Округляем до стандартного значения [3, с. 96], принимаем $d_1 = 160 \text{ мм}$.

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,

$$V = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 750}{60000} = 6,2 \text{ м/с} \text{ – при } n_{дв(ном)} = 750 \text{ мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3,14 \cdot 160 \cdot 3000}{60000} = 25,13 \text{ м/с} \text{ – при } n_{дв(мах)} = 3000 \text{ мин}^{-1};$$

что не превышает допустимую $V = 30 \text{ м/с}$.

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

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

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

Следовательно,

$$d_2 = 160 \cdot 1,5 (1 - 0,015) = 236,4 \text{ мм},$$

принимаем $d_2 = 240 \text{ мм}$ [3, с. 96].

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

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

$$i_{пп} = \frac{240}{160(1 - 0,015)} = 1,52.$$

Определяем оптимальное значение межосевого расстояния в зависимости от диаметра d_2 и передаточного отношения $i_{\text{пр}}$ 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 $c = 1,35$.

Тогда,

$$a_{\text{опт}} = 1,35 \cdot 240 = 324 \text{ мм} .$$

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

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

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

Следовательно,

$$d_{\text{ср}} = \frac{160 + 240}{2} = 200 \text{ мм} ,$$

$$\Delta = \frac{240 - 160}{2} = 40 \text{ мм} ,$$

$$L_p = 2 \cdot 324 + 3,14 \cdot 200 + \frac{40^2}{324} = 1280,93 \text{ мм} .$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения [3, с.86], принимаем $L_p = 1250 \text{ мм}$, что соответствует диапазону длин ремней профиля В(Б).

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

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

$$a = \frac{1250 - 3,14 \cdot 200}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{(1250 - 3,14 \cdot 200)^2 - 8 \cdot 40^2} = 308,4 \text{ мм} .$$

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

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

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{40}{308,4} = 14,9^\circ .$$

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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

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

$$\alpha = (180 - 14,9) = 165,1^\circ.$$

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

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

$$U = \frac{1000 \cdot 25,13}{1250} = 20,1 \text{ с}^{-1}.$$

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

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

$$d_e = 160 (1,14 - 0,14 e^{2,43(1-1,52)}) = 175,7 \text{ мм}.$$

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

$$z_1 - z_2: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{2000}{1000} = 2 \text{ или } i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = \frac{500}{250} = 2$$

(см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-3} = 2$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_1-z_2)} = 2$, $\sum z = 75$, $z_1 = 25$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_2 = \sum z - z_1 = 75 - 25 = 50$.

3) переборная группа:

$$z_3 - z_4: \text{ передаточное отношение } - i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{n_{II}}{n_{III}} = \frac{1000}{800} = 1,25 \text{ или}$$

$$i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = \frac{250}{200} = 1,25 \text{ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), } \varphi^{-1} = 1,26$$

– по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зн}(z_3-z_4)} = 1,26$, $\sum z = 108$, $z_3 = 48$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_4 = \sum z - z_3 = 108 - 48 = 60$;

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z_5-z_6)} = \frac{n_{\text{шп}}}{n_{\text{п}}} = \frac{2000}{1000} = 2$ или

$i_{\text{зп}(z_5-z_6)} = \frac{500}{250} = 2$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^3 = 2$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z_5-z_6)} = 2$, $\sum z = 108$, $z_6 = 36$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_5 = \sum z - z_6 = 108 - 36 = 72$;

$z_7 - z_8$: передаточное отношение – $i_{\text{зп}(z_7-z_8)} = \frac{n_{\text{п}}}{n_{\text{шп}}} = \frac{1000}{250} = 4$ или

$i_{\text{зп}(z_7-z_8)} = \frac{250}{63} = 3,97$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-6} = 4$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{\text{зп}(z_7-z_8)} = 3,98$, $\sum z = 108$, $z_7 = 22$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_8 = \sum z - z_7 = 108 - 22 = 86$.

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 разрабатываемого привода главного движения станка по типу базового модели 16Б16Т1 (d – диаметры шкивов, Z – числа зубьев колес).

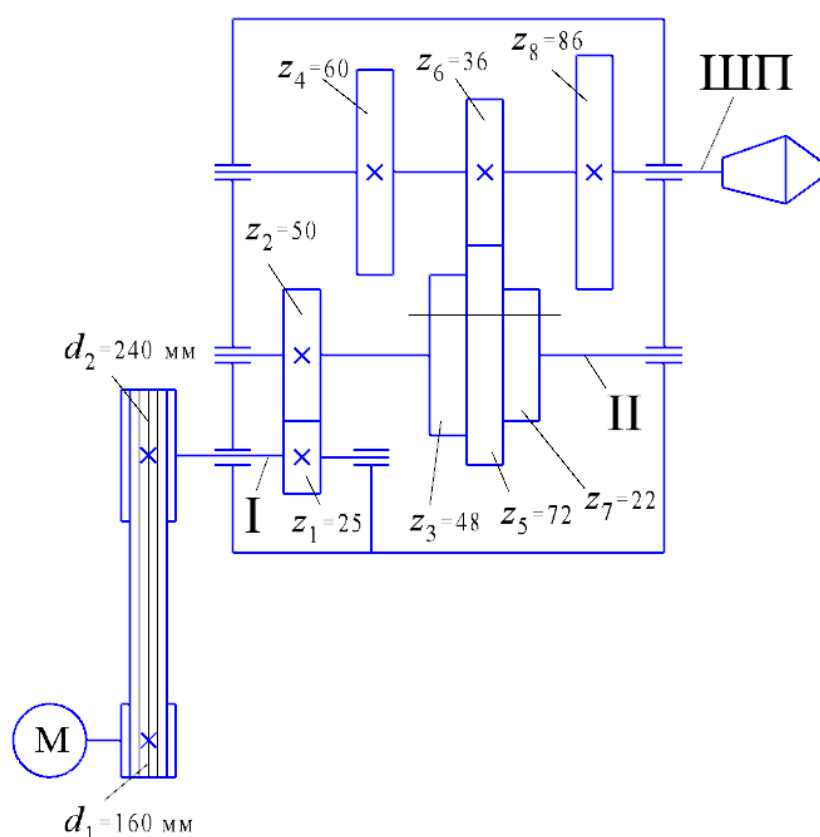


Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка (окончательный вариант).

5 Эскизное оформление привода главного движения

5.1 Кинематические и силовые характеристики

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

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\text{min}} \left(R_n^{\frac{1}{3}} \dots R_n^{\frac{1}{4}} \right),$$
$$n_{\text{шп расч}} = 40 \left(50^{\frac{1}{3}} \dots 50^{\frac{1}{4}} \right) = (147,4 \dots 106,4) \text{ мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 125 \text{ мин}^{-1}$.

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

$$n_{\text{шп расч}} = 125 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{II}} = 500 \text{ мин}^{-1},$$

$$n_{\text{I}} = 1000 \text{ мин}^{-1}.$$

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

$$P_{\text{дв}} = 5,6 \text{ кВт},$$

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

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

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

тогда,

$$P_{\text{I}} = 5,6 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 5,27 \text{ кВт},$$

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

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

тогда,

$$P_{\text{II}} = 5,27 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 5,06 \text{ кВт},$$

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

$$P_{\text{шп}} = 5,06 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 4,86 \text{ кВт}.$$

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

$$M_{\text{кI}} = 9550 \frac{P_{\text{I}}}{n_{\text{I}}} = 9550 \frac{5,27}{1000} = 50,32 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{кII}} = 9550 \frac{P_{\text{II}}}{n_{\text{II}}} = 9550 \frac{5,06}{500} = 96,64 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{к шп}} = 9550 \frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550 \frac{4,86}{125} = 371,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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]:

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

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

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 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
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_ω , 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 40Х с термообработкой: закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины, твердость (50...55)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 900$ МПа, $\sigma_{FP} = 230$ МПа [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$$z_1 - z_2: \quad z_1 = 25, \quad i_{3п(z1-z2)} = 2, \quad M_{kl} = 50,32 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \Psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,9,$$

$$m_k = \frac{770}{25} \cdot \sqrt[3]{\frac{50,32 \cdot 1,12 \cdot (2+1)}{2 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 1,96 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{50,32 \cdot 1,2 \cdot 3,9}{25^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 2,23 \text{ мм},$$

принимаем $m = 2,5$ мм,

переборная группа (тройной блок):

$$z_3 - z_4: \quad z_3 = 48, \quad i_{3п(z3-z4)} = 1,26, \quad M_{кл} = 96,64 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \Psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,67,$$

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$m_k = \frac{770}{48} \cdot \sqrt[3]{\frac{96,64 \cdot 1,12 \cdot (1,26 + 1)}{1,26 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 1,35 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{96,64 \cdot 1,2 \cdot 3,67}{48^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 1,76 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 2 \text{ мм}$,

$$z_5 - z_6: \quad z_6 = 36, \quad i_{3п(z5-z6)} = 2, \quad M_{к III} = 371,3 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, \quad Y_F = 3,72,$$

$$m_k = \frac{770}{36} \cdot \sqrt[3]{\frac{371,3 \cdot 1,12 \cdot (2 + 1)}{2 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 2,66 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{371,3 \cdot 1,2 \cdot 3,72}{36^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 3,36 \text{ мм},$$

предварительно принимаем $m = 3,5 \text{ мм}$,

$$z_7 - z_8: \quad z_7 = 22, \quad i_{3п(z7-z8)} = 3,98, \quad M_{к II} = 96,64 \text{ Н} \cdot \text{м}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}, \quad \psi_{bd} = 0,4, \\ K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, \quad Y_F = 4,00,$$

$$m_k = \frac{770}{22} \cdot \sqrt[3]{\frac{96,64 \cdot 1,12 \cdot (3,98 + 1)}{3,98 \cdot 0,4 \cdot 900^2}} = 2,6 \text{ мм},$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{96,64 \cdot 1,2 \cdot 4,00}{22^2 \cdot 0,4 \cdot 230}} = 3,05 \text{ мм},$$

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

Следовательно, для переборной группы (тройной блок) принимаем $m = 3,5 \text{ мм}$.

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;

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

P_i – мощность, передаваемая валом, кВт;

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

Следовательно,

$$d_{I \min} = 110 \cdot 4 \sqrt{\frac{5,27}{1000}} = 29,63 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{I \min} = 30 \text{ мм}$,

$$d_{II \min} = 110 \cdot 4 \sqrt{\frac{5,06}{500}} = 34,99 \text{ мм},$$

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,

$$d_{\text{шп} \min} = 5,6 / (0,15 \dots 0,35) = (37,33 \dots 16) \text{ мм},$$

принимаем $d_{\text{шп} \min} = 100 \text{ мм}$.

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 16Б16Т1) [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.

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Следовательно,

$$d_{\text{ПК}} = (1,0 \dots 1,2) \cdot 100 = (100 \dots 120) \text{ мм},$$

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

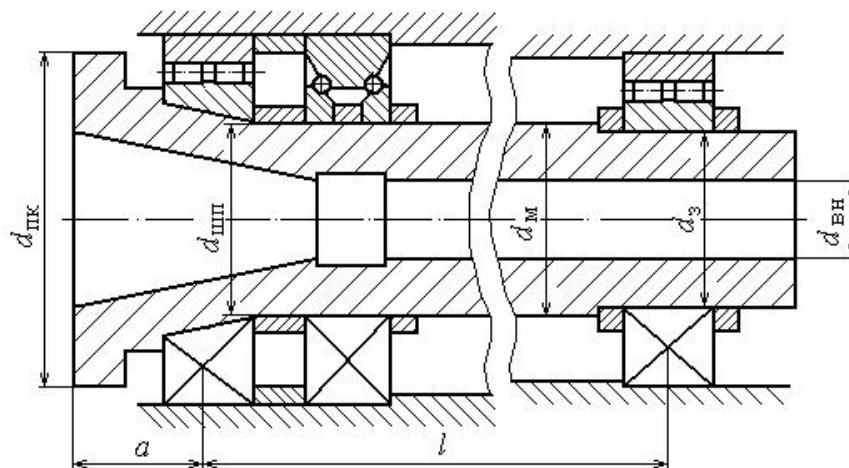


Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя.

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

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

$$d_{\text{М min}} = (0,9 \dots 1,0) \cdot 100 = (90 \dots 100) \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{М min}} = 100 \text{ мм}$.

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

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

$$d_{\text{з min}} = (0,8 \dots 0,9) \cdot 100 = (80 \dots 90) \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{з min}} = 90 \text{ мм}$.

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 2ПН180М – $d_{\text{лв}} = 42 \text{ мм}$

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.

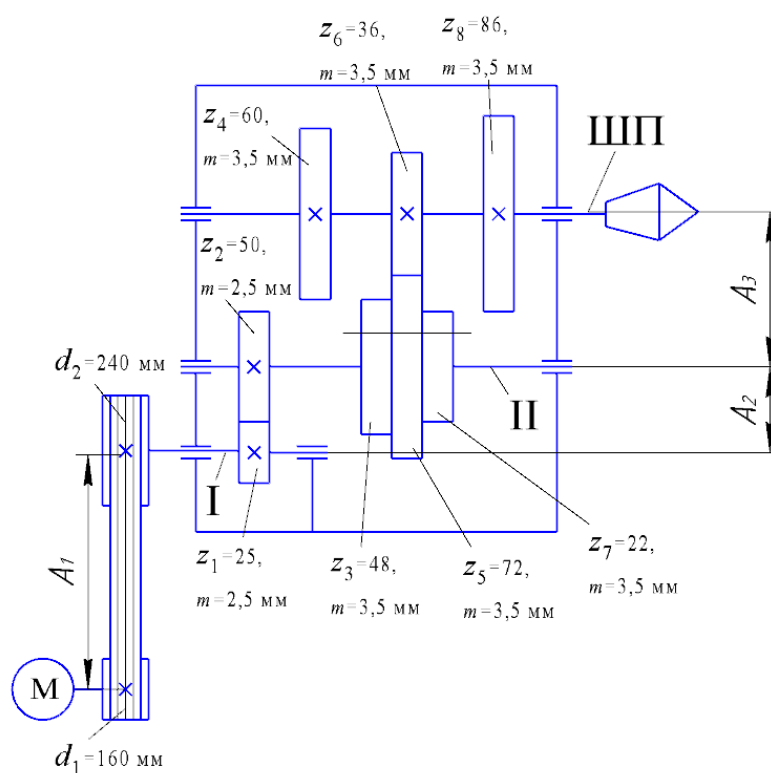


Рисунок 6 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами.

Межцентровое расстояние ременной передачи, расстояние между валом электродвигателя и валом I (было определено выше): $A_1 = 308,4$ мм.

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

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

$$A_2 = \frac{2,5}{2}(25 + 50) = 93,75 \text{ мм}.$$

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

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

$$A_3 = \frac{3,5}{2}(48 + 60) = \frac{3,5}{2}(72 + 36) = \frac{3,5}{2}(22 + 86) = 189 \text{ мм}.$$

5.5 Геометрические параметры зубчатых колес

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,

$$z_1 = 25, \quad m = 2,5 \text{ мм},$$

$$d = 2,5 \cdot 25 = 62,5 \text{ мм},$$

$$d_a = 62,5 + 2 \cdot 2,5 = 67,2 \text{ мм},$$

$$d_f = 62,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 57 \text{ мм},$$

$$b = (8...10) \cdot 2,5 = (20...25) \text{ мм},$$

принимаем $b = 25 \text{ мм}$.

$$z_2 = 50, \quad m = 2,5 \text{ мм},$$

$$d = 2,5 \cdot 50 = 125 \text{ мм},$$

$$d_a = 125 + 2 \cdot 2,5 = 130 \text{ мм},$$

$$d_f = 125 - 2,5 \cdot 2,5 = 118,75 \text{ мм},$$

$$b = (8...10) \cdot 2,5 = (20...25) \text{ мм},$$

принимаем $b = 25 \text{ мм}$.

$$z_3 = 48, \quad m = 3,5 \text{ мм},$$

$$d = 3,5 \cdot 48 = 168 \text{ мм},$$

$$d_a = 168 + 2 \cdot 3,5 = 175 \text{ мм},$$

$$d_f = 168 - 2,5 \cdot 3,5 = 159,25 \text{ мм},$$

$$b = (8...10) \cdot 3,5 = (28...35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

$$z_4 = 60, \quad m = 3,5 \text{ мм},$$

$$d = 3,5 \cdot 60 = 210 \text{ мм},$$

$$d_a = 210 + 2 \cdot 3,5 = 217 \text{ мм},$$

$$d_f = 210 - 2,5 \cdot 3,5 = 201,25 \text{ мм},$$

$$b = (8...10) \cdot 3,5 = (28...35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

$$z_5 = 72, \quad m = 3,5 \text{ мм},$$

$$d = 3,5 \cdot 72 = 252 \text{ мм},$$

$$d_a = 252 + 2 \cdot 3,5 = 259 \text{ мм},$$

$$d_f = 252 - 2,5 \cdot 3,5 = 243,25 \text{ мм},$$

$$b = (8...10) \cdot 3,5 = (28...35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

$$z_6 = 36, \quad m = 3,5 \text{ мм},$$

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$d = 3,5 \cdot 36 = 126 \text{ мм},$$

$$d_a = 126 + 2 \cdot 3,5 = 133 \text{ мм},$$

$$d_f = 126 - 2,5 \cdot 3,5 = 124,25 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3,5 = (28 \dots 35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

$$z_7 = 22, \quad m = 3,5 \text{ мм},$$

$$d = 3,5 \cdot 22 = 77 \text{ мм},$$

$$d_a = 77 + 2 \cdot 3,5 = 84 \text{ мм},$$

$$d_f = 77 - 2,5 \cdot 3,5 = 68,25 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3,5 = (28 \dots 35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

$$z_8 = 86, \quad m = 3,5 \text{ мм},$$

$$d = 3,5 \cdot 86 = 301 \text{ мм},$$

$$d_a = 301 + 2 \cdot 3,5 = 308 \text{ мм},$$

$$d_f = 301 - 2,5 \cdot 3,5 = 299,25 \text{ мм},$$

$$b = (8 \dots 10) \cdot 3,5 = (28 \dots 35) \text{ мм},$$

принимаем $b = 35 \text{ мм}$.

5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла

Принимаем $d_{\text{шп}} = 100 \text{ мм}$, зная диаметр шейки шпинделя $d_{\text{шп}}$ и максимальное число его оборотов $n_{\text{шп(мак)}}$, 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]:

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

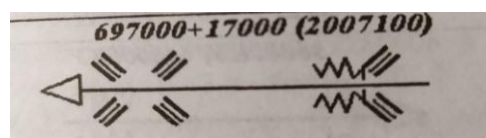


Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла.

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

6. Силовой расчет привода главного движения.

6.1 Расчет валов на прочность.

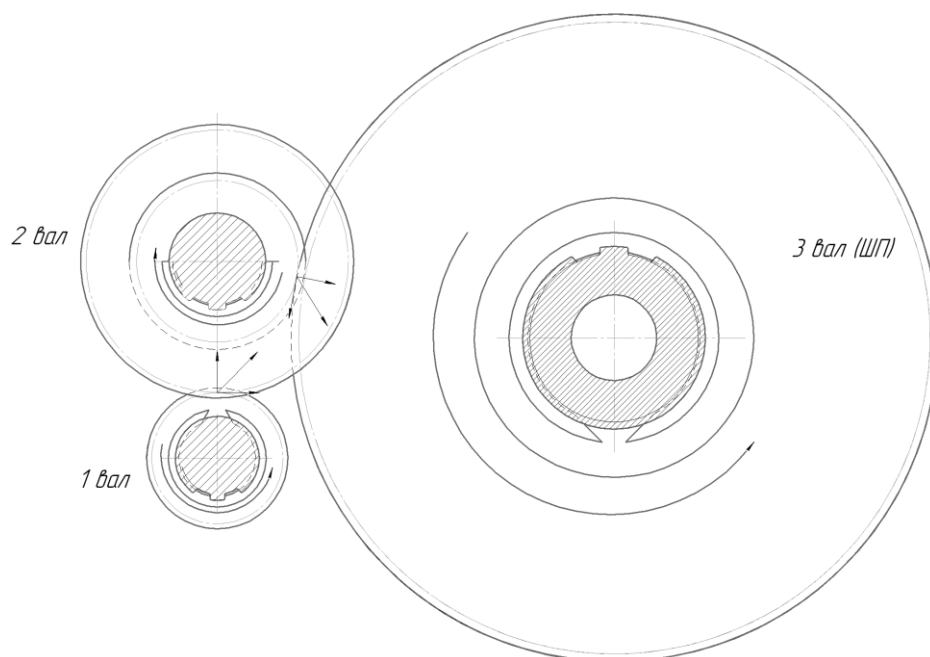


Рисунок 8 – Свертка коробки скоростей

1) Расчет вала I (рисунок 9)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр} = 50,32$ Нм; делительный диаметр колеса z_1 , $d = 90$ мм; расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a=0,0275$ м; $b=0,08$ м; $c=0,0355$ м;

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

$$P_x = \frac{2 \cdot M_{кр}}{d}$$

$$P_{x1} = \frac{2 \cdot 50,32}{0,09} = 1118,2 \text{ Н}$$

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

$$P_{y1} = 0,5 \cdot P_{x1} = 0,5 \cdot 1118,2 = 559,1 \text{ Н}$$

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

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

$$Q_I = 1,1 \cdot 1118,2 = 1230,0 \text{ Н}$$

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

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

Где $F_{тр} = \frac{2000 \cdot T}{d_{шк}}$ – окружная сила на шкиве, Н; $d_{шк}=240$ – диаметр шкива, мм;

$\psi=0,7$ - для клиноременной передачи. $M_{кр}=50,32$ Нм- крутящий момент на шкиве;

$$F_{тр} = \frac{2000 \cdot 50,32}{240} = 419,3 \text{ Н}$$

$$F_p = \frac{0,95 \cdot 419,3}{0,7} = 569,05 \text{ Н}$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y1}}{a+b} = \frac{0,0275 \cdot 559,1}{0,08+0,0275} = 143,025 \text{ Н}$$

$$A_y = \frac{\phi \cdot P_{x1}}{a+b} = \frac{0,0275 \cdot 1118,2}{0,08+0,0275} = 286,05 \text{ Н}$$

Опора В:

$$B_x = \frac{a \cdot P_{y1}}{a+b} = \frac{0,0275 \cdot 559,1}{0,0275+0,08} = 143,025 \text{ Н}$$

$$B_y = \frac{a \cdot P_{x1}}{a+b} = \frac{0,0275 \cdot 1118,2}{0,0275+0,08} = 286,05 \text{ Н}$$

Определяем опорные реакции от силы F_p :

$$A_p = \frac{F_p \cdot (a+b+c)}{(a+b)} = \frac{569,05 \cdot (0,0275+0,08+0,035)}{(0,0275+0,08)} = 756,97 \text{ Н}$$

$$B_p = \frac{F_p \cdot c}{(a+b)} = \frac{569,05 \cdot 0,035}{(0,0275+0,08)} = 187,92 \text{ Н}$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_p = \sqrt{143,025^2 + 286,05^2} + 756,97 = 1076,78 \text{ Н}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_p = \sqrt{143,025^2 + 286,5^2} + 187,92 = 507,73 \text{ Н}$$

Определяем изгибающие моменты:

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- в горизонтальной плоскости (рис. 8, б):

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 143,025 \cdot 0,0275 = 3,9 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости (рис. 8, в):

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 286,05 \cdot 0,0275 = 7,8 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент от силы F_p (рис. 8, г):

$$M_{z3}^p = F_p \cdot c = 569,5 \cdot 0,035 = 20,2 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_C^p = B_p \cdot a = 187,92 \cdot 0,0275 = 5,17 \text{ Нм}$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_c^x)^2 + (M_c^y)^2} + M_c^p = \sqrt{3,9^2 + 7,8^2} + 5,17 = 13,9 \text{ Нм}$$

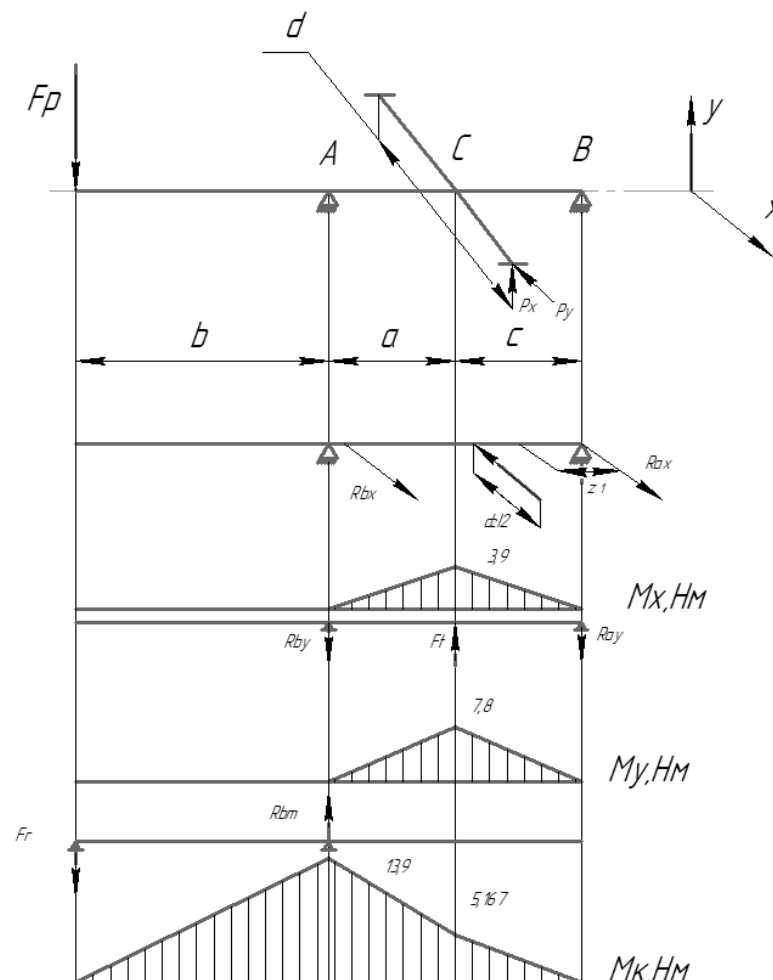


Рисунок 9. Эпюры моментов для вала I.

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

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{13,9^2 + 0,5 \cdot 50,32^2}}{360} = 0,106 \text{ м}^3$$

Где, W- момент сопротивления в опасном сечении, м^3 ; $M_{из}$, $M_{кр}$ - изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Нм; $[\sigma]$ - допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,106}{3,14}} = 1,026 \text{ мм}$$

1,026 мм < 45 мм, следовательно условие выполняется.

II) Расчет вала II.

I) Расчет вала II (рисунок 10)

Данные для расчета: крутящий момент $M_{кр} = 96,64 \text{ Нм}$; делительный диаметр колеса $d = 125 \text{ мм}$; $z_3 d = 77 \text{ мм}$ расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил: $a = 0,0265 \text{ м}$; $b = 0,271 \text{ м}$; $c = 0,054 \text{ м}$;

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

$$P_{x3} = \frac{2 \cdot 96,64}{0,077} = 2510,13 \text{ Н}$$

$$P_{x2} = \frac{2 \cdot 96,64}{0,125} = 1546,24 \text{ Н}$$

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

$$P_{y2} = 0,5 \cdot P_{x2} = 0,5 \cdot 1546,24 = 773,12 \text{ Н}$$

$$P_{y3} = 0,5 \cdot P_{x3} = 0,5 \cdot 2510 = 1255,065 \text{ Н}$$

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

$$Q_2 = 1,1 \cdot 1546,24 = 1700,86 \text{ Н}$$

$$Q_3 = 1,1 \cdot 2510,13 = 2761,143 \text{ Н}$$

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

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

$$F_I = \sqrt{1118,2^2 + 559,1^2} = 1250,18 \text{ Н}$$

Определяем реакции опор в плоскостях X и Y:

Опора А:

$$A_x = \frac{a \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,054 \cdot 1255,065 - 0,0265 \cdot 773,12}{0,054 + 0,271} = 145,27 \text{ Н}$$

$$A_y = \frac{a \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,054 \cdot 2510,13 + 0,0265 \cdot 1546,24}{0,054 + 0,271} = 290,54 \text{ Н}$$

Опора В:

$$B_x = \frac{b \cdot P_{y3} - c \cdot P_{y2}}{a + b} = \frac{0,275 \cdot 1255,065 - 0,0265 \cdot 773,12}{0,054 + 0,271} = 1040,89 \text{ Н}$$

$$B_y = \frac{a \cdot P_{x3} - c \cdot P_{x2}}{a + b} = \frac{0,271 \cdot 2510,13 - 0,0265 \cdot 1546,24}{0,054 + 0,271} = 1967,8 \text{ Н}$$

Определяем опорные реакции от силы F_I :

$$A_I = \frac{F_I \cdot (a + b - c)}{a + b} = \frac{1259,18 \cdot (0,054 + 0,271 - 0,26)}{0,054 + 0,271} = 1161,84 \text{ Н}$$

$$B_I = \frac{F_I \cdot c}{a + b} = \frac{1250,18 \cdot 0,265}{0,054 + 0,271} = 101,8 \text{ Н}$$

Суммарные реакции в опорах:

$$A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} + A_I = \sqrt{145,27^2 + 290,54^2} + 1161,84 = 1486,7 \text{ Н}$$

$$B = \sqrt{B_x^2 + B_y^2} + B_I = \sqrt{1040,98^2 + 1967,8^2} + 101,8 = 2327,9 \text{ Н}$$

Определяем изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости (рис. 9, б):

$$M_{z1}^x = A_x \cdot a = 145,27 \cdot 0,054 = 7,8 \text{ Нм}$$

$$M_{z1}^x = B_x \cdot b = 1040,89 \cdot 0,271 = 282,6 \text{ Нм}$$

- в вертикальной плоскости (рис. 9, в):

$$M_{z2}^x = A_y \cdot a = 290,54 \cdot 0,054 = 15,6 \text{ Нм}$$

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$M_{z2}^x = B_Y \cdot c = 78,5 \cdot 0,0265 = 52,1 \text{ Н}$$

- изгибающий момент от силы F_I (рис. 9, г):

$$M_{z3}^I = -F_I \cdot c = -1250,18 \cdot 0,0265 = -33,125 \text{ Нм}$$

- изгибающий момент в сечении С (под колесом)

$$M_C^I = A_I \cdot a = 1161,84 \cdot 0,054 = 62,7 \text{ Нм}$$

Определяем суммарные изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_c = \sqrt{(M_C^x)^2 + (M_C^y)^2} + M_C^I = \sqrt{7,8^2 + 15,6^2} + 62,7 = 80,1 \text{ Нм}$$

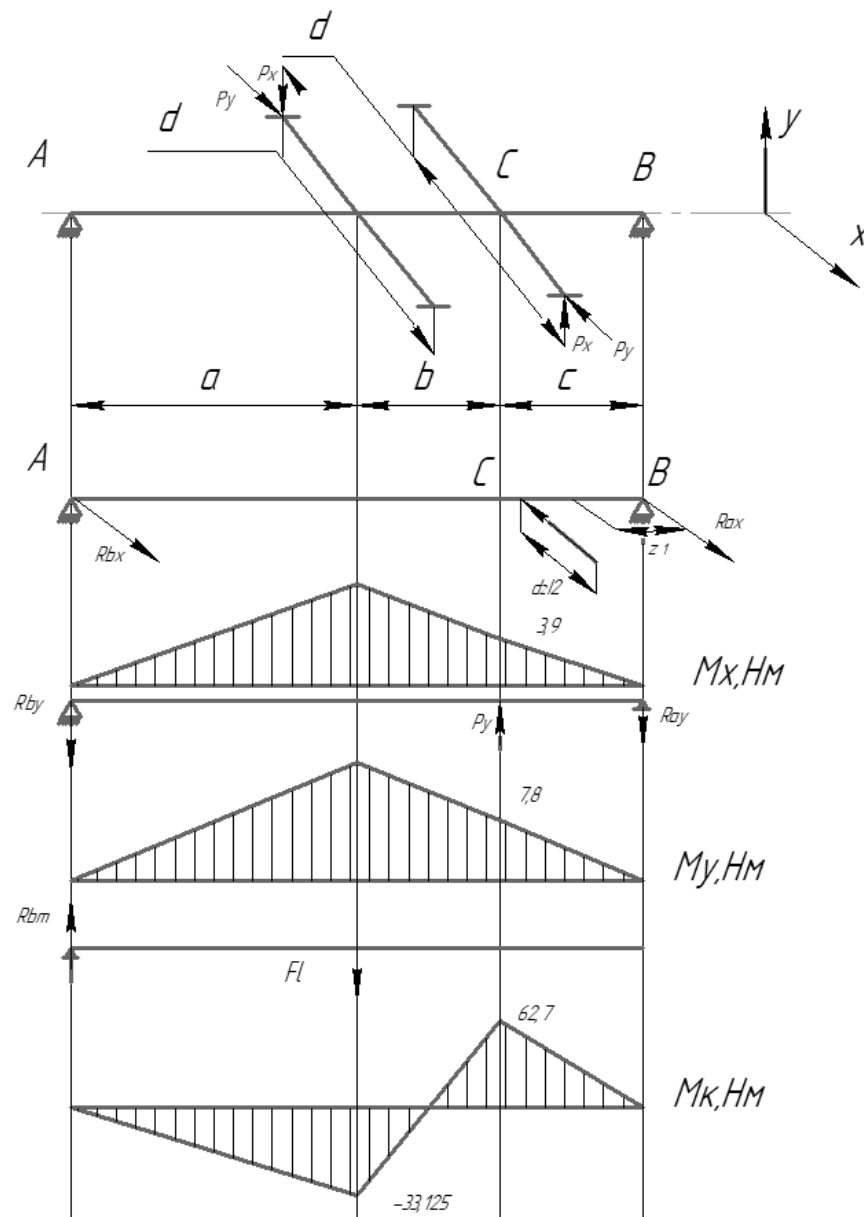


Рисунок 10. Эпюры моментов для вала II.

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

Проверяем диаметр вала [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{из}^2 + 0,5 \cdot M_{кр}^2}}{[\sigma]} = \frac{\sqrt{80,1^2 + 0,5 \cdot 96,64^2}}{360} = 5,55 \text{ м}^3$$

Где, W- момент сопротивления в опасном сечении, м^3 ; $M_{из}$, $M_{кр}$ - изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Нм; $[\sigma]$ - допускаемые напряжения на изгиб, МПа.

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 5,55}{3,14}} = 3,8 \text{ мм}$$

$3,8 \text{ мм} < 55 \text{ мм}$, следовательно условие выполняется.

6.2 Расчет шпиндельного узла.

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

Материал шпинделей выбирают в зависимости от назначения и класса точности станка. Обычно применяются стали марок 45, 50, 40Х с поверхностной закалкой 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; $a=87 \text{ мм}$.

б- расстояние от приводного элемента до передней опоры; $b=113 \text{ мм}$.

Е- модуль упругости материала шпинделя; Материал шпинделя- сталь 40Х.
 $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

J_1, J_2 - осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

l - длина межопорного участка шпинделя; $l=429\text{мм}$.

j_A, j_B - радиальная жесткость передней и задней опоре (принимая по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с.38]);
 $j_A=1,1 \cdot 10^6, j_B=0,95 \cdot 10^6$;

P и Q - величины составляющих сил.

Определяем составляющую силы резания P :

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

где, N_v -эффективная мощность резания (по заданию)= 4кВт.

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; $D_{\max}=360\text{мм}$.

n_p -расчетная частота вращения заготовки; $n_p=125\text{об/мин}$.

$$V_p = \frac{3,14 \cdot 360 \cdot 125}{1000} = 141,3 \text{ м/мин}$$

$$P = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 4}{141,3} = 2972,4 \text{ Н}$$

Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя.

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (d^4 - d_1^4) = \frac{3,14}{64} \cdot (120^4 - 80^4) = 1,35 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$$

$$J_2 = \frac{3,14}{64} \cdot (d^4 - d_1^4) = \frac{3,14}{64} \cdot (85^4 - 60^4) = 1,22 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$$

Определяем составляющую силы Q , силы действующей от II вала:

$$Q = \sqrt{P_{x3}^2 + P_{y3}^2} = \sqrt{7159,5^2 + 3579,8^2} = 8004,6 \text{ Н}$$

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

$$\delta_{\Sigma} = P \cdot \left[\frac{a^3}{3EJ_1} + \frac{la^2 \cdot (1-\xi)}{3EJ_2} + \frac{j_A a^2 \cdot (1-\xi) + j_B (l+a(1-\xi))^2}{j_A j_B l^2} \right] -$$

$$- Q(1-\xi) \cdot \left[\frac{j_B(l+a)(l-b) - j_A}{j_A j_B l^2} - \frac{a}{3EJ_2 l} (b^3 + 2l^2 b - 3lb^2) \right]$$

$$\delta_{\Sigma} = 2972,4 \cdot \left[\frac{87^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,35 \cdot 10^6} + \frac{429 \cdot 87^2 \cdot (1-0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,22 \cdot 10^6} + \right.$$

$$\left. \frac{1,1 \cdot 10^6 \cdot 87^2 \cdot (1-0,45) + 0,9 \cdot 10^6 (429 + 87 \cdot (1-0,45))^2}{1,1 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 429^2} \right] -$$

$$- 2806,4 \cdot (1-0,45) \cdot \left[\frac{0,9 \cdot 10^6 (429 + 87)(429 - 113) - 1,1 \cdot 10^6}{1,1 \cdot 10^6 \cdot 0,9 \cdot 10^6 \cdot 429^2} - \right.$$

$$\left. - \frac{87}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,22 \cdot 10^6 \cdot 429} (113^3 + 2 \cdot 429^2 \cdot 113 - 3 \cdot 429 \cdot 113^2) \right] =$$

$$= 2,8 \text{ мкм};$$

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

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

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 1,22 \cdot 10^6} \cdot \left(2972,4 \cdot 87 \cdot 429 - \frac{2806,4}{2 \cdot 429} \cdot (113^3 - 2 \cdot 429^2 \cdot 113 - 3 \cdot 429 \cdot 113^2) \right) = 0,00039 \text{ рад}$$

6.3 Уточненный расчет опор шпинделя.

Прежде всего проводится уточняющий расчет жесткости шпиндельных подшипников.

Шпиндельный узел смонтирован на опорах, сформированных из подшипников качения. 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

$$F_H = kd;$$

$$F_H = 0,02 \cdot 100 = 2, \text{ Н};$$

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Для указанных комплексных опор

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

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

$$\Delta = \left(\frac{2}{9567835}\right)^{2/3} \cdot \left(\frac{1}{2^{2/3}} + \frac{1}{1^{2/3}}\right) = 0,000022 \text{ мм};$$

C-коэффициент, определяемый из выражения

$$C = 10^5 \cdot z(\sin \alpha)^{5/2} \cdot \sqrt{1,25 \cdot d_{ш}},$$

$$C = 10^5 \cdot 26(\sin 12)^{5/2} \cdot \sqrt{1,25 \cdot 25} = 9567835$$

$$z = 5,3 \cdot \frac{D+d}{D-d};$$

$$z = 5,3 \cdot \frac{120+80}{120-80} = 26$$

z- число тел качения в подшипнике, d_ш- диаметр шарика.

В зависимости от количества и расположения подшипников по таблице 10, стр. 42 выбираем K₁=3,9; K₂=3,2; J_A=1,5 Н/мм

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

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

$$j_r = \frac{0,58 \cdot 2^{2/3} \cdot 1,5}{1,5 \operatorname{tg}^2 12 (2_1^{2/3} + 1_2^{2/3})} = 0,45 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

K₄ принимаем по таблице 11, страница 42.

Угловая жесткость j_{угл}, Н·мм/рад, определяется по формуле

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

$$J_{угл} = \left(\frac{80+120}{32}\right) \cdot 1,5 = 58,6 \text{ Н} \cdot \text{мм} / \text{рад};$$

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

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

$$\delta = \frac{4 \cdot 2 \cdot 1,5 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 80 \cdot 20} \left(1 + \frac{80}{120}\right) = 0,0000039 \text{ мм};$$

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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,

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

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

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

$$\lambda_{\text{опт}} = \frac{107}{3 \cdot 10^7} = 0,33;$$

$$\chi = \frac{122 \cdot 10^6}{1,35 \cdot 10^6} = 0,91$$

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

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

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

$$3,2 \cdot 10^5 > 250 \cdot 10^{-2} \cdot \frac{1,1 \cdot 10^6}{1 + 0,9} = 1,4 \cdot 10^5$$

Условие выполняется, следовательно опоры выбраны правильно.

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

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

$$\omega_c = 0,33 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^5 \cdot 5,4 \cdot 10^6}{15(1 - 0,33)^3 \cdot 10^7}} = 1309,9 \Gamma\text{ц}$$

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

6.4 Проверочный расчет зубчатых колес.

Определение действующих в передаче контактных напряжений: [3, с. 49] :

$$\sigma_H = \frac{K_d^{1,5}}{d} \cdot \sqrt{\frac{K_H \cdot M_k \cdot (i+1)}{b \cdot i}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot K_F \cdot M_k \cdot Y_{F1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon}{b \cdot m_n^2 \cdot z} \leq [\sigma_F]$$

Где

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

M_k – крутящий момент на рассчитываемом колесе, Нм;

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

d – делительный диаметр ведущего колеса, мм;

Y_F – коэффициент формы зуба, выбирается по таблице 18 [3, с. 85];

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha};$$

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия, определяется:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right]$$

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН с термообработкой:

закалка ТВЧ сквозная с охватом дна впадины, твердость (53...58)HRC,

допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 330 \text{ МПа}$;

Тогда,

зубчатая передача, находящаяся в постоянном зацеплении зубчатых колес:

$z_1 - z_2$: $z_1 = 25$, $z_2 = 50$ $i_{\text{эл}(z_1-z_2)} = 2$, $M_{\text{кл}(z_1-z_2)} = 50,32 \text{ Нм}$, $K_d = 770 \text{ МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,

$K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}$, $\sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}$, $Y_F = 3,9$, $d = 62,5$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{25} + \frac{1}{50} \right) \right] = 1,69$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,69} = 0,67$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{62,5} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 50,32 \cdot (2+1)}{25 \cdot 2}} = 628,65 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 900 \text{ МПа}$$

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 50,32 \cdot 3,9 \cdot 1 \cdot 0,67}{25 \cdot 2,5^2 \cdot 25} = 201,96 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 230 \text{ МПа}$$

$$z_7 - z_8: z_7 = 22, z_8 = 86 \quad i_{\text{эл}(z_7-z_8)} = 3,98, \quad M_{\text{кл}(z_1-z_2)} = 96,64 \text{ Нм}, \quad K_d = 770 \text{ МПа}, \quad \psi_{bd} = 0,4,$$

$$K_{H\beta} = 1,12, \quad K_{F\beta} = 1,2, \quad \sigma_{HP} = 900 \text{ МПа}, \quad \sigma_{FP} = 230 \text{ МПа}, \quad Y_F = 4,$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{86} \right) \right] = 1,69$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,69} = 0,67$$

$$\sigma_H = \frac{770^{1,5}}{78} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 96,64 \cdot (3,98 + 1)}{35 \cdot 3,98}} = 538,8 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 900 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 96,64 \cdot 4 \cdot 1 \cdot 0,67}{35 \cdot 3^2 \cdot 22} = 89,69 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 230 \text{ МПа}$$

6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений.

Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же 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; $K_z=0,7 \dots 0,8$ - 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 $[\sigma_{см}] = 12 \dots 20 \text{ МПа}$ [3, ст. 154]

Шлицы на (I) валу: T=50,32 Нм; z=6; h=2,2мм; l=30 мм; $d_{cp} = 31 \text{ мм}$.

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 50,32}{0,8 \cdot 6 \cdot 322 \cdot 31 \cdot 30} = 7,68 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 12 \dots 20 \text{ МПа} - \text{условие выполняется.}$$

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Шлицы на (II) валу: $T=96,64$ Нм; $z=8$; $h=2,2$ мм; $l=92$ мм; $d_{cp}=39$ мм.

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot 96,64}{0,8 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 39,92} = 3,82 \text{ МПа. } < [\sigma_{cm}] = 12 \dots 20 \text{ МПа - условие выполняется.}$$

Шлицы на (III) валу (ШП): $T=371,3 \text{ Нм}$; $z=10$; $h=4 \text{ мм}$; $l=300 \text{ мм}$; $d_{cp}=87 \text{ мм}$.

$$\sigma_{cm} = \frac{2000 \cdot 371,3}{0,8 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 87 \cdot 60} = 4,4 \text{ МПа.} = [\sigma_{cm}] = 12 \dots 20 \text{ МПа- условие выполняется.}$$

6.6 Проверочный расчет шпоночных соединений.

При передаче вращающего момента на противоположных боковых узких гранях шпонки возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении напряжения τ (рисунок 1.10). 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:

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

откуда,

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

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

При $d_k=40$ мм из таблицы П8 [1,с.184]

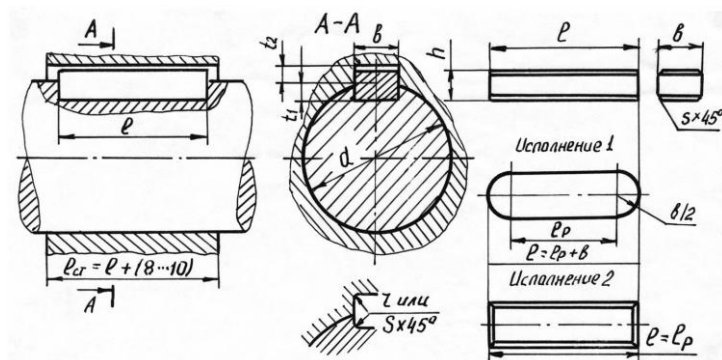


Рисунок 12 – Шпонка призматическая

$$1) \ l_p = \frac{2000 \cdot 96,64}{40 \cdot (8-5) \cdot 150} = 10,7 \text{ мм},$$

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

$$l = l_p + b,$$

$$l = 10,7 + 12 = 22,7 \text{ мм}.$$

Принимаем $l=25 \text{ мм}$.

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
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. Авраимова, 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. Какоило 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 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

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. Трилиссский, 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. Панчурин В. В., Михеев И. И., Голубовский В. В. Проектирование и расчет промышленных роботов - ПГУ 2004г.-53с.

14. Козырев Ю. Г. Промышленные роботы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1983, - 374с.

15. Механика промышленных роботов: Учеб. пособ. для вузов. В 3 кн. / Под ред. К. Ф. Фролова, Е. И. Воробьев и др. – М.: Высш. шк., 1989, - 383 с.

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

Приложение

					ПГУ 1.15.03.02.14.00.00ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		