Реферат

Курсовая работа по дисциплине «Расчет и конструирование металлорежущих станков» содержит 54 листа формата А4, 13 рисунков, 5 листов формата А1, использовано 14 источников литературы.

ШПИНДЕЛЬ, РАСЧЕТ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ДВИЖЕНИЯ, КОМБИНИРОВАННОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ, СТАНОК, ВАЛ, ЗУБЧАТОЕ КОЛЕСО.

Объектом проектирования является токарный станок с ЧПУ. За базовую модель принят станок мод. 1П756ДФ3.

В пояснительной записке представлена информация о базовой модели станка и приведен расчет привода главного движения станка по типу базового модели 1П756Ф4, выполненный на 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, проведены расчет на прочность: валов, шпиндельного узла, опор ШУ.

					ПГУ 2.15.03.02.15.00.00ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-			
Разраб.		Муштаков А.Д.			Проектирование привода главного движения станка по типу базового 1П756Ф4	Лит.	Лист 2 / Листов 36
Провер.		Павловский П.Г.					
Н. контр.						Каф. «КПТО», гр. 16МС1	
Утв.							

Содержание

1 Общие сведения о базовой модели станка…….....5
2 График частот вращения шпинделя…….....8
3 Числа зубьев в передачах…….....16
4 Кинематическая схема привода главного движения……....21
5 Эскизное оформление привода главного движения…….....22
5.1 Кинематические и силовые характеристики……..22
5.2 Модули зубьев в передачах…….....23
5.3 Диаметры валов…….…....26
5.4 Межцентровые расстояния между валами….....28
5.5 Геометрические параметры зубчатых колес.....30
5.6 Схема установки подшипников шпиндельного узла…….....32
6. Силовой расчет привода главного движения.....35
6.1 Расчет валов на прочность…….35
6.2 Расчет шпиндельного узла…….....42
6.3 Уточненный расчет опор шпинделя…….....44
6.4 Проверочный расчет зубчатых колес……..45
6.5 Проверочный расчет шлицевых соединений…….……47
Заключение……..……48
Список использованной литературы……...50
Приложение……51

1 Общие сведения о базовой модели станка

Станки 1П756Ф4 применяются для механической обработки в патроне деталей, имеющих сложные образующие поверхности с пазами , скосами отверстиями на них, и обеспечивают за один установ как токарную обработку изделия токарным инструментом, так и фрезерную, сверлильную (с нарезанием резьбы) и расточную обработку вращающимся инструментом , соосным, параллельным и перпендикулярным оси изделия и установленным в десятипозиционной револьверной головке.

Расположение зеркала направляющих станины в наклонной плоскости обеспечивает свободный сход и удаление стружки из зоны обработки и свободный доступ к обрабатываемой детали.

Накладные стальные закаленные направляющие продольного и поперечного перемещений в сочетании с опорами качения и антифрикционными накладками гарантируют длительное сохранение точности полуавтомата.

Приводы

Привод главного движения состоит из шпиндельной бабки и двигателя постоянного тока. Шпиндельный узел имеет жесткую конструкцию и высокую виброустойчивость.

Приводы продольной и поперечной подач выполнены с применением высокомоментных электродвигателей, что позволяет обрабатывать детали на интенсивных режимах резания. Смена инструмента на полуавтомате осуществляется автоматически с помощью двух револьверных головок. Подвод охлаждения в зону резания производится через инструментальные блоки. Стружка удаляется транспортером, выдвигаемым на заднюю сторону полуавтомата.

Технические характеристики	Значение
Наибольший диаметр устанавливаемого изделия над станиной, мм	630
Наибольший диаметр обрабатываемого изделия над станиной, мм	500
Наибольший диаметр обрабатываемого изделия не вращающимся инструментом, мм	500
Наибольшая длина обрабатываемого изделия, мм	320
Наибольшая высота резца, устанавливаемого в резцедержателе, мм	32
Количество револьверных головок на станке, шт	2
Число мест под инструмент в револьверной головке при любом его расположении, шт	10
Количество позиций инструмента на верхней револьверной головке, шт	8
Количество позиций на нижней револьверной головке, шт	4
Мощность главного привода, кВт	22-30
Наибольший шаг нарезаемой резьбы, мм	39,999
Наибольший поперечный ход суппорта, мм	465
Наибольший продольный ход суппорта, мм	785
Мощность двигателя, кВт	22

Частота вращения шпинделей револьверной головки, об/мин	80-1600
Частота вращения шпинделя, об/мин	10-2000
Наибольший допустимый крутящий момент шпиндельной бабки, кН*м	2,2
Количество электродвигателей на станке (с электронасосом), шт	11
Класс точности по ГОСТ 8-82	П
Длина станка без гидростанции, мм	3200
Ширина станка без гидростанции, мм	2000
Высота станка без гидростанции, мм	2600

Особенности конструкции

- Все органы управления сосредоточены на пульте УЧПУ.
- Привод главного движения состоит из шпиндельной бабки и двигателя постоянного тока.
- Шпиндельный узел полуавтомата имеет жёсткую конструкцию и высокую виброустройчивость.
- Смена инструмента на полуавтомате производится автоматически с помощью двух револьверных головок.
- Охлаждение в зону резания подводится через инструментальные блоки.
- Стружка удаляется транспортёром, установленным в нише станины полуавтомата.
- Станки могут оснащаться устройствами ЧПУ фирм Siemens, Fagor, Bosch, NC200 и приводами любых производителей.

Рисунок 1 – Общий вид станка модели 1П756Ф4.

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]:

$$R_{\text{п}} = R_{\text{дв}}\ R_{\text{к}},$$

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

$R_{\text{к}}$ – диапазон регулирования коробки.

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

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

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

где $R_{\text{п}} = 65$ – диапазон регулирования привода (по заданию);

$n_{\text{шп(min)}} = 30\ \text{мин}^{-1}$ – минимальная частота вращения шпинделя (по заданию).

Тогда,

$$n_{\text{шп(max)}} = 65 \cdot 30 = 1950\ \text{мин}^{-1}.$$

Определяем мощность двигателя [1, с. 12]:

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

где $P_{\text{эф}} = 17$ кВт – эффективная мощность резания (по заданию);

η – КПД привода.

Для расчета мощности двигателя ориентировочно принимаем КПД привода равным $\eta = 0{,}80\ldots0{,}85$ [1, с. 12], принимаем $\eta = 0{,}85$. Следовательно,

$$P_{\text{дв}} = \frac{17}{0{,}85} = 20\ \text{кВт}.$$

Выбираем двигатель типа 2ПФ200L [2, с. 142–144, т. Ж1], у которого $P_{\text{дв}} = 20$ кВт, $n_{\text{дв(max)}} = 3000$ мин$^{-1}$ – максимальная частота вращения двигателя при постоянной мощности, $n_{\text{дв(ном)}} = 1000$ мин$^{-1}$ – номинальная частота вращения двигателя при постоянной мощности; $d_{1\text{дд}} = 48$ мм – диаметр выходного конца вала двигателя [2, с. 145–146, т. Ж2].

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

$$R_{\text{дв}(P)} = \frac{n_{\text{дв(max)}}}{n_{\text{дв(ном)}}},$$

$$R_{\text{дв}(P)} = \frac{3000}{1000} = 3.$$

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

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

$$R_{\text{к}} = \frac{65}{3} = 21{,}7.$$

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

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

$$z = \frac{\lg 65}{\lg 3} = 3{,}8.$$

Принимаем $z = 4$.

Определяем число групп передач коробки скоростей при условии, что диапазон регулирования каждой группы равен 8 [1, с. 32]:

$$m = \frac{\lg R_{\text{к}}}{\lg 8},$$

$$m = \frac{\lg 21{,}7}{\lg 8} = 1{,}5.$$

Принимаем $m = 2$, т. е. в коробке имеем две группы передач *a* и *b*.

Определяем диапазоны регулирования групп передач при условии, что их значения для всех групп одинаковы [1, с. 32]:

$$R_m = R_{\text{г}} = R_a = R_b = \sqrt[m]{R_{\text{к}}},$$

$$R_m = R_{\text{г}} = R_a = R_b = \sqrt[2]{21{,}7} = 4{,}66.$$

Принимаем $R_m = R_{\text{г}} = R_a = R_b = 4{,}66$.

Чтобы выбрать знаменатель ряда φ можно воспользоваться следующими рекомендациями [1, с. 20]: для токарных и токарно-винторезных станков – $\varphi = 1{,}26$; 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]:

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

$$c = \frac{\lg 3}{\lg 1{,}26} = 4{,}8.$$

Принимаем $c = 5$.

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

$$K_m = \frac{\lg R_m}{\lg\varphi} = \frac{\lg R_{\text{г}}}{\lg\varphi},$$

$$K_m = \frac{\lg 4{,}66}{\lg 1{,}26} = 6{,}68.$$

Принимаем $K_m = 5$, тогда принимаем $K_b = 5$, следовательно $K_a = 5$.

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

$$R_{\text{к}(\phi)} = R_j \varphi^{K_m},$$

где R_j – диапазон регулирования на последнем валу,

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

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

$$R_{\text{п(ф)}} = R_{\text{дв}(P)}\, R_{\text{к(ф)}}.$$

Тогда, фактический диапазон регулирования коробки [1, с. 35]:

$$R_{\text{к(ф)}} = R_a \varphi^{K_b},$$

$$R_{\text{к(ф)}} = 4{,}66 \cdot 1{,}26^6 = 18{,}64 \quad ,$$

следовательно, диапазон регулирования привода,

$$R_{\text{п(ф)}} = 3 \cdot 18{,}64 = 55{,}92$$

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]:

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

$$K_2 = \frac{\lg R_{\text{п(ф)}}}{\lg \varphi}.$$

Следовательно,

$$K_1 = \frac{\lg(3000/1950)}{\lg 1{,}26} = 1{,}87,$$

принимаем $K_1 = 2$,

$$K_2 = \frac{\lg 55{,}92}{\lg 1{,}26} = 17{,}5,$$

принимаем $K_2 = 18$.

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

$$K_{\text{общ}} = K_1 + K_2,$$

$$K_{\text{общ}} = 2 + 18 = 20$$

Следовательно, график частот вращения шпинделя должен иметь 21 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; 50; 40; 31,5; 25 и строим график частот вращения (рисунок 2) в следующем порядке.

На вертикальной шкале отмечаем точку максимальной частоты вращения шпинделя $n_{\text{шп(max)}} = 2000$ мин$^{-1}$ и отсчитываем $K_2 = 15$, определяем точку $n_{\text{шп}} = 63$ мин$^{-1}$. Из этой точки проводим луч на 5 интервалов вверх по II валу до точки A (точка $n_{\text{шп}} = 200$ мин$^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 5. Поэтому из точки A проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 200$ мин$^{-1}$. Затем из точки A откладываем величину $c = 5$ интервалов вверх по линии II, получаем точку B. Из точки B проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки A. Далее из точки B откладываем величину $c = 5$ интервалов вверх по линии II, получаем точку C. Из точки C проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки B.

После этого из точки A по валу I проводим луч на 6 интервалов вверх до точки D (точка $n_{\text{шп}} = 630$ мин$^{-1}$). Всего интервалов, соответствующих диапазону регулирования группы, равно 5. Поэтому из точки D проводим луч в точку, соответствующую частоте вращения шпинделя $n_{\text{шп}} = 630$ мин$^{-1}$. Затем из точки D откладываем величину $c = 5$ интервалов вверх по линии I, получаем точку E. Из точки E проводим лучи, параллельные лучам, проведенным из точки D.

Затем точки D и E соединяем с точками, соответствующими максимальным и номинальным оборотам двигателя. И, наконец, от точки номинальных оборотов двигателя откладываем два интервала, и проводим лучи, параллельные линиям и лучам, выходящим из точек D и A. Этим определяется зона работы привода при регулировании с постоянным моментом ($n_{\text{шп}} = 50$мин$^{-1}$, $n_{\text{шп}} = 40$ мин$^{-1}$ $n_{\text{шп}} = 31{,}5$ мин$^{-1}$ $n_{\text{шп}} = 25$ мин$^{-1}$).

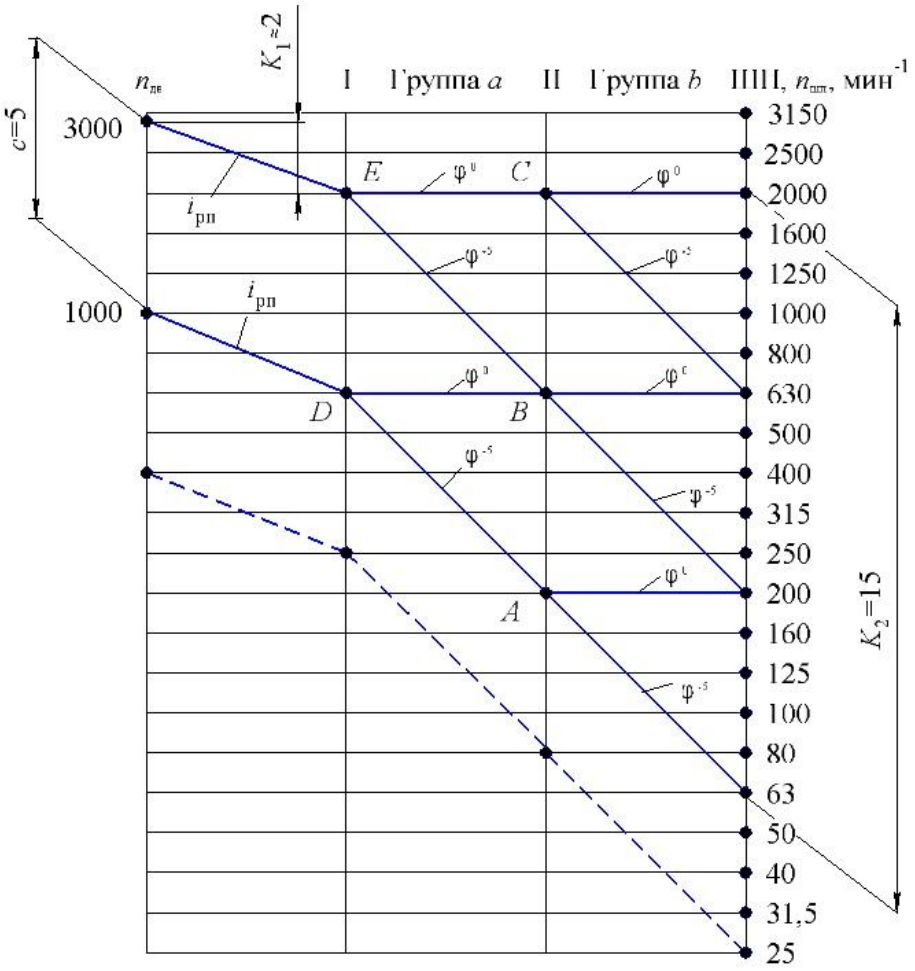

Рисунок 2 – График частот вращения шпинделя.

На рисунке 3 показана схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 1П756Ф4 (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

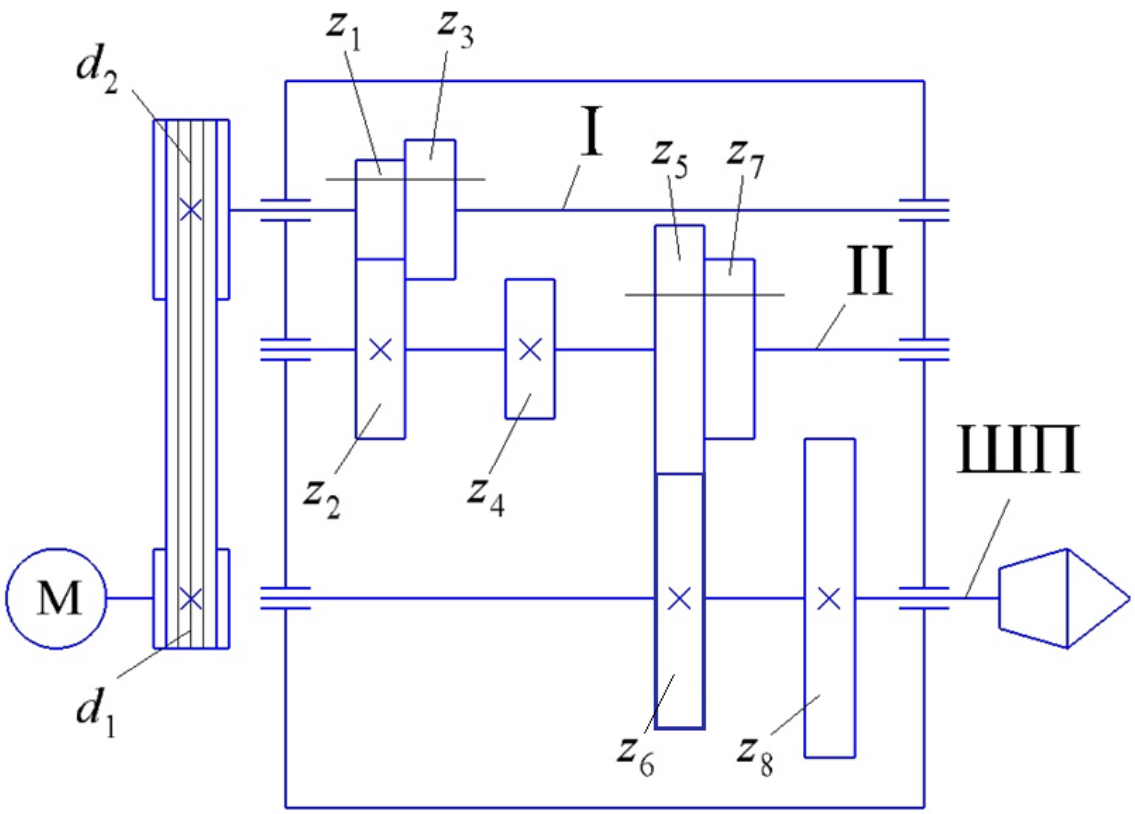

Рисунок 3 – Схема кинематическая привода главного движения станка.

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, использую 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:

передаточное отношение – $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(max)}}}{n_{\text{I}}} = \frac{3000}{2000} = 1{,}5$ или $i_{\text{рп}} = \frac{n_{\text{дв(ном)}}}{n_{\text{I}}} = \frac{1000}{630} = 1{,}58$

(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 $n_{\text{дв(ном)}} = 1000\ \text{мин}^{-1}$ [3, с. 27]:

$$M_{\text{к дв}} = 9550\frac{P_{\text{дв}}}{n_{\text{дв(ном)}}} = 9550\frac{20}{1000} = 191\,\text{Н}\cdot\text{м}.$$

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 $d_{1\min} = 125\,\text{мм}$. Расчетная ширина ремня ; 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

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]:

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

где $C = 38\ldots42$ – для ремней нормального сечения;

$C = 20$ – для узких ремней.

Тогда,

$$d_1 = 38 \cdot \sqrt[3]{191} = 218\,\text{мм}.$$

Округляем до стандартного значения [3, с. 96], принимаем $d_1 = 200\text{мм}$.

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,

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 200 \cdot 1000}{60000} = 10{,}47\ \text{м/с} - \text{при}\ n_{\text{дв(ном)}} = 1000\ \text{мин}^{-1};$$

$$V = \frac{3{,}14 \cdot 200 \cdot 3000}{60000} = 31{,}4\ \text{м/с} - \text{при}\ n_{\text{дв(max)}} = 3000\ \text{мин}^{-1};$$

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

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

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

Следовательно,

$$d_2 = 200 \cdot 1{,}5(1 - 0{,}015) = 295{,}5\,\text{мм},$$

принимаем $d_2 = 300\,\text{мм}$ [3, с. 96].

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

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

$$i_{\text{рп}} = \frac{300}{200(1-0{,}015)} = 1{,}52.$$

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

$$a_{опт} = c\,d_2,$$

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

Тогда,

$$a_{опт} = 1{,}5 \cdot 300 = 450\,мм.$$

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

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

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

Следовательно,

$$d_{ср} = \frac{200 + 300}{2} = 250\,мм,$$

$$\Delta = \frac{300 - 200}{2} = 50\,мм,$$

$$L_р = 2 \cdot 450 + 3{,}14 \cdot 250 + \frac{50^2}{450} = 1690{,}6\,мм,$$

Округляем длину ремня до ближайшего стандартного значения [3, с.86], принимаем $L_р = 1700\,мм$, что соответствует диапазону длин ремней профиля В(Б).

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

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

$$a = \frac{1700 - 3{,}14 \cdot 250}{4} + \frac{1}{4} \cdot \sqrt{\left(1700 - 3{,}14 \cdot 250\right)^2 - 8 \cdot 50^2} = 454{,}75\,мм.$$

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

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

$$\gamma = 2 \cdot \arcsin \frac{50}{454,75} = 12,64^0 .$$

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

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

$$\alpha = (180 - 12,64) = 167,36^0 .$$

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

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

$$U = \frac{1000 \cdot 31,4}{1700} = 18,47\,\text{с}^{-1}.$$

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

$$d_e = d_1\left(1,14 - 0,14e^{2,43(1-i_{рп})}\right),$$

$$d_e = 200\left(1,14 - 0,14e^{2,43(1-1,52)}\right) = 220,16\,\text{мм} .$$

2) переборная группа *а*:

$z_1 - z_2$: передаточное отношение – $i_{зп(z_1-z_2)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{2000}{630} = 3,17$ или $i_{зп(z_1-z_2)} = \frac{630}{200} = 3,15$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-5} = 3,16$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z_1-z_2)} = 3,16$, $\sum z = 96$, $z_1 = 23$ [1, с. 40–46, т. 7]], следовательно $z_1 = \sum z - z_2 = 96 - 23 = 73$.

$z_3 - z_4$: передаточное отношение – $i_{зп(z_3-z_4)} = \frac{n_I}{n_{II}} = \frac{2000}{2000} = 1$ или $i_{зп(z_3-z_4)} = \frac{630}{630} = 1$ (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z_3-z_4)} = 1$, $\sum z = 96$, $z_3 = 48$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_4 = \sum z - z_3 = 96 - 48 = 48$.

3) переборная группа *b*:

$z_5 - z_6$: передаточное отношение – $i_{зп(z_5-z_6)} = \frac{n_{II}}{n_{шп}} = \frac{2000}{2000} = 1$ или $i_{зп(z_5-z_6)} = \frac{630}{630} = 1$, или $i_{зп(z_5-z_6)} = \frac{200}{200} = 1$, (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^0 = 1$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z_5-z_6)} = 1$, $\sum z = 112$, $z_5 = 56$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_6 = \sum z - z_5 = 112 - 56 = 56$.

$z_7 - z_8$: передаточное отношение – $i_{зп(z_7-z_8)} = \frac{n_{II}}{n_{шп}} = \frac{2000}{630} = 3{,}17$ или $i_{зп(z_7-z_8)} = \frac{630}{200} = 3{,}15$, или $i_{зп(z_7-z_8)} = \frac{200}{63} = 3{,}17$, (см. рисунок 2 – График частот вращения шпинделя), $\varphi^{-5} = 3{,}16$ – по таблице 5 [1, с. 23],

принимаем $i_{зп(z_7-z_8)} = 3{,}16$, $\sum z = 112$, $z_7 = 27$ [1, с. 40–46, т. 7], следовательно $z_8 = \sum z - z_7 = 112 - 27 = 85$.

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 (шкив) с большим числом зубьев (большего диаметра) и наоборот [1, с. 47].

На рисунке 4 представлена схема кинематическая привода главного движения станка по типу базового модели 1П756Ф4 (d – диаметры шкивов, z – числа зубьев колес).

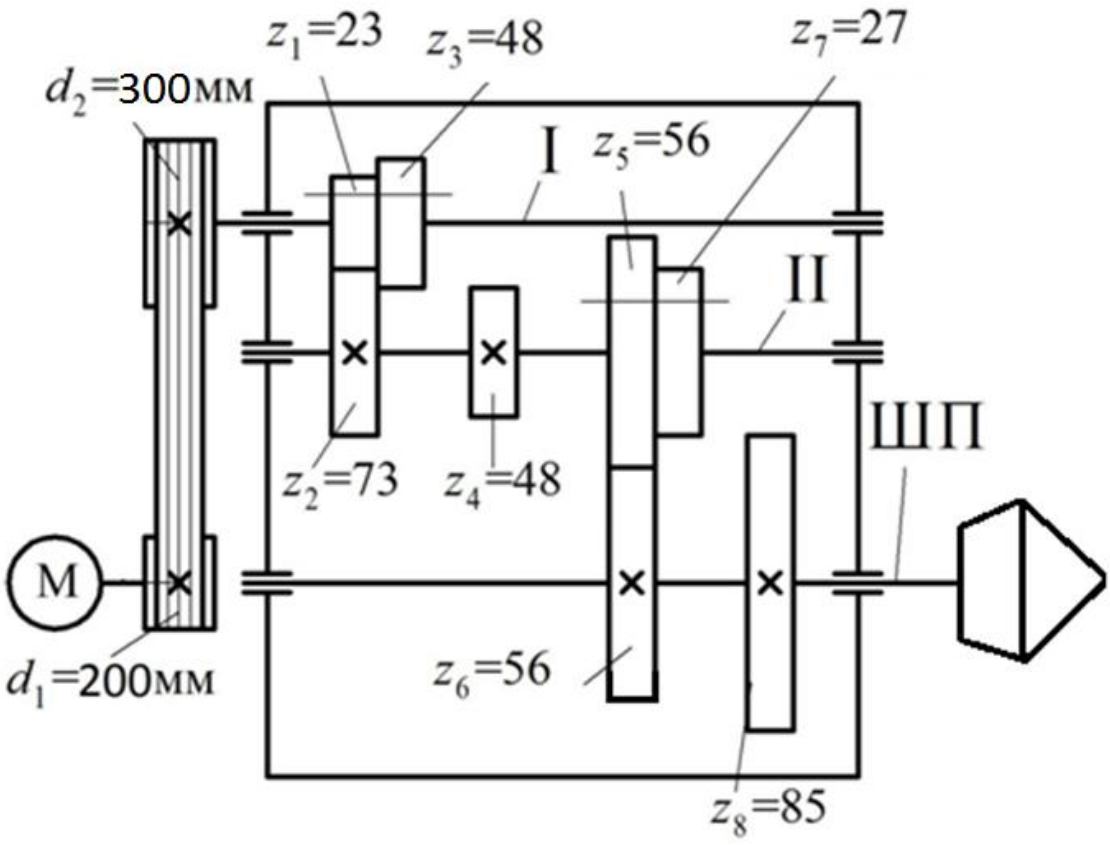

Рисунок 4 – Схема кинематическая привода главного движения станка (окончательный вариант).

5 Эскизное оформление привода главного движения

5.1 Кинематические и силовые характеристики

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

$$n_{\text{шп расч}} = n_{\min}\left(R_{\text{п}}^{1/3} \ldots R_{\text{п}}^{1/4}\right),$$

$$n_{\text{шп расч}} = 30\left(65^{1/3} \ldots 65^{1/4}\right) = (120,6 \ldots 84,9)\ \text{мин}^{-1}.$$

Принимаем $n_{\text{шп расч}} = 100\ \text{мин}^{-1}$.

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

$$n_{\text{шп расч}} = 100\ \text{мин}^{-1},$$

$$n_{\text{II}} = 315\ \text{мин}^{-1},$$

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

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

$$P_{\text{дв}} = 20\ \text{кВт},$$

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

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

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

тогда,

$$P_{\text{I}} = 20 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 18,81\ \text{кВт},$$

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

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

тогда,

$$P_{\text{II}} = 18,81 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 18,06\ \text{кВт},$$

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

$$P_{\text{шп}} = 18,06 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 17,34 \text{ кВт}.$$

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

$$M_{\text{к}_\text{I}} = 9550 \frac{P_\text{I}}{n_\text{I}} = 9550 \frac{18,81}{1000} = 179,63 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{к}_\text{II}} = 9550 \frac{P_\text{II}}{n_\text{II}} = 9550 \frac{18,06}{315} = 547,53 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$M_{\text{к шп}} = 9550 \frac{P_{\text{шп}}}{n_{\text{шп расч}}} = 9550 \frac{17,34}{100} = 1655,97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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, $\text{Н} \cdot \text{м}$;

$K_{H\beta}$ – 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, определяемое 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 12ХН3А с термообработкой: Цементация с закалкой и последующей шлифовкой рабочих поверхностей, твердость (53…63)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1150\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 330\,\text{МПа}$ [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

Переборная группа *а*:

$z_1 - z_2$: $z_1 = 23$, $i_{зп(z_1-z_2)} = 3{,}16$, $M_{к_I} = 179{,}63\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0{,}4$, $K_{H\beta} = 1{,}12$, $K_{F\beta} = 1{,}2$, $\sigma_{HP} = 1150\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 330\,\text{МПа}$, $Y_F = 3{,}96$,

$$m_к = \frac{770}{23}\cdot\sqrt[3]{\frac{179{,}63\cdot 1{,}12\cdot(3{,}16+1)}{3{,}16\cdot 0{,}4\cdot 1150^2}} = 2{,}65\,\text{мм},$$

$$m_{из} = 14\cdot\sqrt[3]{\frac{179{,}63\cdot 1{,}2\cdot 3{,}96}{23^2\cdot 0{,}4\cdot 330}} = 3{,}22\,\text{мм},$$

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

$z_3 - z_4$: $z_4 = 48$, $i_{зп(z3-z4)} = 1$, $M_{к_Ц} = 547,53\,Н\cdot м$, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,

$K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1150\,МПа$, $\sigma_{FP} = 330\,МПа$, $Y_F = 3,66$,

$$m_к = \frac{770}{48} \cdot \sqrt[3]{\frac{547,53 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,12\,мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{547,53 \cdot 1,2 \cdot 3,66}{48^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 2,78\,мм,$$

предварительно принимаем $m = 3\,мм$.

Следовательно, для переборной группы *a* принимаем $m = 3\,мм$.

Переборная группа *b*:

$z_5 - z_6$: $z_6 = 56$, $i_{зп(z_5-z_6)} = 1$, $M_{к\,шп} = 1655,97\,Н\cdot м$, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,

$K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1150\,МПа$, $\sigma_{FP} = 330\,МПа$, $Y_F = 3,63$,

$$m_к = \frac{770}{56} \cdot \sqrt[3]{\frac{1655,97 \cdot 1,12 \cdot (1+1)}{1 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 2,63\,мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{1655,97 \cdot 1,2 \cdot 3,63}{56^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 3,62\,мм,$$

предварительно принимаем $m = 3,5\,мм$,

$z_7 - z_8$: $z_7 = 27$, $i_{зп(z_7-z_8)} = 3,16$, $M_{к_Ц} = 547,53\,Н\cdot м$, $K_d = 770\,МПа^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$,

$K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1150\,МПа$, $\sigma_{FP} = 330\,МПа$, $Y_F = 3,86$,

$$m_к = \frac{770}{27} \cdot \sqrt[3]{\frac{547,53 \cdot 1,12 \cdot (3,16+1)}{3,16 \cdot 0,4 \cdot 1150^2}} = 3,28\,мм,$$

$$m_{из} = 14 \cdot \sqrt[3]{\frac{547,53 \cdot 1,2 \cdot 3,86}{27^2 \cdot 0,4 \cdot 330}} = 4,16\,мм,$$

предварительно принимаем $m = 4\,мм$.

Следовательно, для переборной группы *b* принимаем $m = 4\,мм$.

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;

P_i – мощность, передаваемая валом, кВт;

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

Следовательно,

$$d_{\text{I}\,\min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{18,81}{1000}} = 40,73 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{I}\,\min} = 40 \text{ мм}$,

$$d_{\text{II}\,\min} = 110 \cdot \sqrt[4]{\frac{18,06}{315}} = 53,82 \text{ мм},$$

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{II}\,\min} = 50 \text{ мм}$.

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]:

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

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

Тогда,

$$d_{\text{шп}\,\min} = 20 / (0,15 \ldots 0,35) = (133,33 \ldots 57,14) \text{ мм},$$

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

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 1740РФ3) [1, с. 88]. Расстояние между опорами шпинделя предварительно принимаем равным $l \approx 3a$, диаметр переднего конца шпинделя – $d_{\text{пк}} = (1{,}0 \ldots 1{,}2) \cdot d_{\text{шп min}}$ 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,

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

принимаем (ориентировочно) $d_{\text{пк}} = 100\,\text{мм}$.

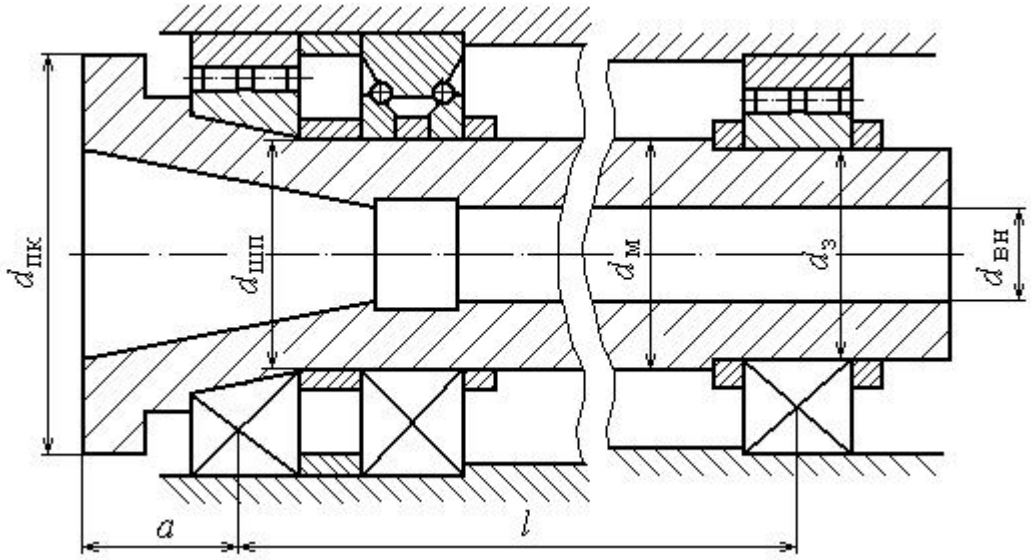

Рисунок 5 – Основные диаметральные размеры шпинделя.

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

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

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

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

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

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

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

принимаем (ориентировочно) $d_{з\,min} = 80\,мм$.

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 2ПФ200L – $d_{1дв} = 48\,мм$.

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.

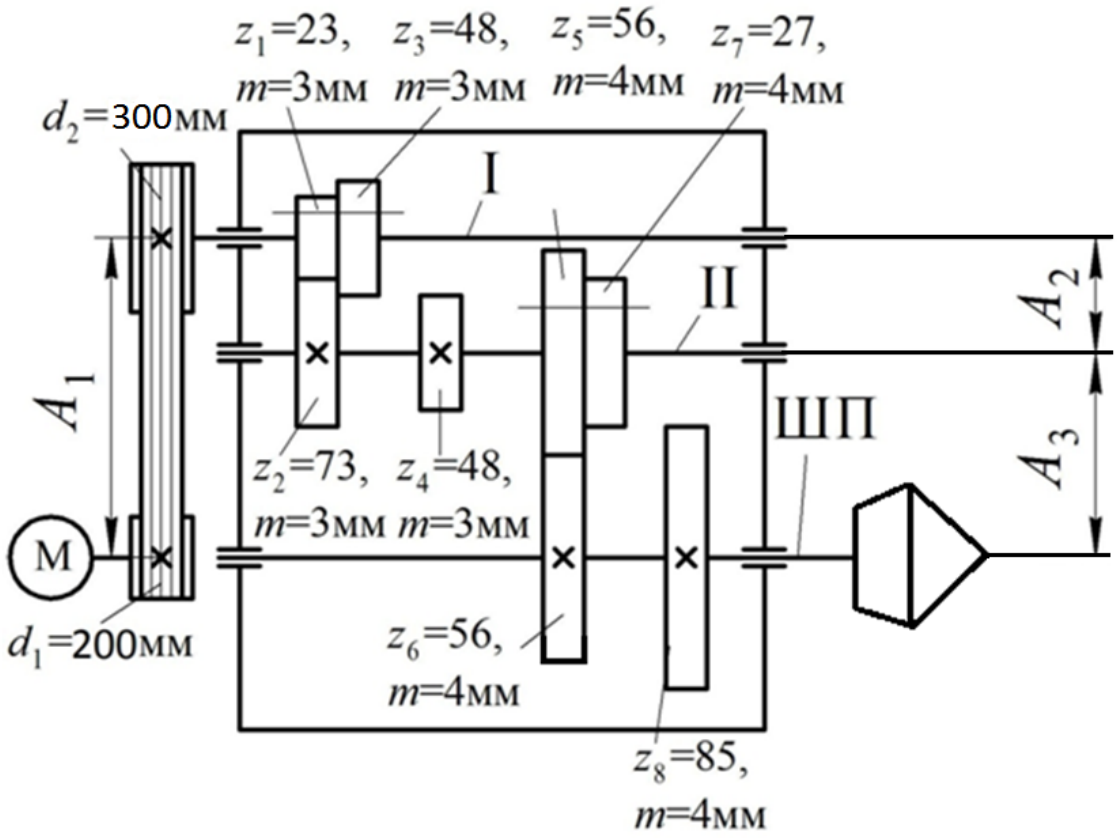

Рисунок 6 – Схема кинематическая схема привода главного движения станка и межцентровые расстояния между валами.

Межцентровое расстояние ременной передачи, расстояние между валом электродвигателя и валом I (было определено выше): $A_1 = 454,75$мм.

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

$$A_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2) = \frac{m}{2}(z_3 + z_4),$$

$$A_2 = \frac{3}{2}(23+73) = \frac{3}{2}(48+48) = 144\text{мм}.$$

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

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

$$A_3 = \frac{4}{2}(56+56) = \frac{4}{2}(27+85) = 224\,\text{мм}.$$

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]:

$$b = (8\ldots10)m.$$

Тогда,

$z_1 = 23,\ m = 3\,\text{мм},$

$$d = 3\cdot 23 = 69\,\text{мм},$$

$$d_a = 69 + 2\cdot 3 = 75\,\text{мм},$$

$$d_f = 69 - 2{,}5\cdot 3 = 61{,}5\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10)\cdot 3 = (24\ldots30)\,\text{мм},$$

принимаем $b = 30\,\text{мм}$.

$z_2 = 73,\ m = 3\,\text{мм},$

$$d = 3\cdot 73 = 219\,\text{мм},$$

$$d_a = 219 + 2\cdot 3 = 225\,\text{мм},$$

$$d_f = 219 - 2{,}5\cdot 3 = 211{,}5\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10)\cdot 3 = (24\ldots30)\text{мм},$$

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$z_3 = 48$, $m = 3\text{мм}$,

$$d = 3\cdot 48 = 144\text{мм},$$

$$d_a = 144 + 2\cdot 3 = 150\text{мм},$$

$$d_f = 144 - 2{,}5\cdot 3 = 136{,}5\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10)\cdot 3 = (24\ldots30)\text{мм},$$

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$z_4 = 48$, $m = 3\text{мм}$,

$$d = 3\cdot 48 = 144\text{мм},$$

$$d_a = 144 + 2\cdot 3 = 150\text{мм},$$

$$d_f = 144 - 2{,}5\cdot 3 = 136{,}5\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10)\cdot 3 = (24\ldots30)\text{мм},$$

принимаем $b = 30\text{мм}$.

$z_5 = 56$, $m = 4\text{мм}$,

$$d = 4\cdot 56 = 224\text{мм},$$

$$d_a = 224 + 2\cdot 4 = 232\text{мм},$$

$$d_f = 224 - 2{,}5\cdot 4 = 214\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10)\cdot 4 = (32\ldots40)\text{мм},$$

принимаем $b = 40\text{мм}$.

$z_6 = 56$, $m = 4\text{мм}$,

$$d = 4\cdot 56 = 224\text{мм},$$

$$d_a = 224 + 2\cdot 4 = 232\text{мм},$$

$$d_f = 224 - 2{,}5\cdot 4 = 214\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10)\cdot 4 = (32\ldots40)\text{мм},$$

принимаем $b = 40\text{мм}$.

$z_7 = 27$, $m = 4\text{мм}$,

$$d = 4 \cdot 27 = 108\,\text{мм},$$

$$d_a = 108 + 2 \cdot 4 = 116\,\text{мм},$$

$$d_f = 108 - 2{,}5 \cdot 4 = 98\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10) \cdot 4 = (32\ldots40)\,\text{мм},$$

принимаем $b = 40\,\text{мм}$.

$z_8 = 85$, $m = 4\,\text{мм}$,

$$d = 4 \cdot 85 = 340\,\text{мм},$$

$$d_a = 340 + 2 \cdot 4 = 348\,\text{мм},$$

$$d_f = 340 - 2{,}5 \cdot 4 = 330\,\text{мм},$$

$$b = (8\ldots10) \cdot 4 = (32\ldots40)\,\text{мм},$$

принимаем $b = 40\,\text{мм}$.

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 $n_{\text{шп(max)}}$, 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]:

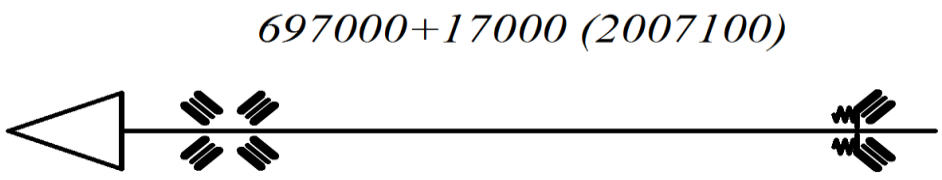

Рисунок 7 – Схема установки подшипников шпиндельного узла.

6 Силовой расчет привода главного движения

6.1 Расчет валов на прочность

На основании проведенного расчета был спроектирован эскизный проект коробки скоростей, расчетная схема которая показано на рисунке 8.

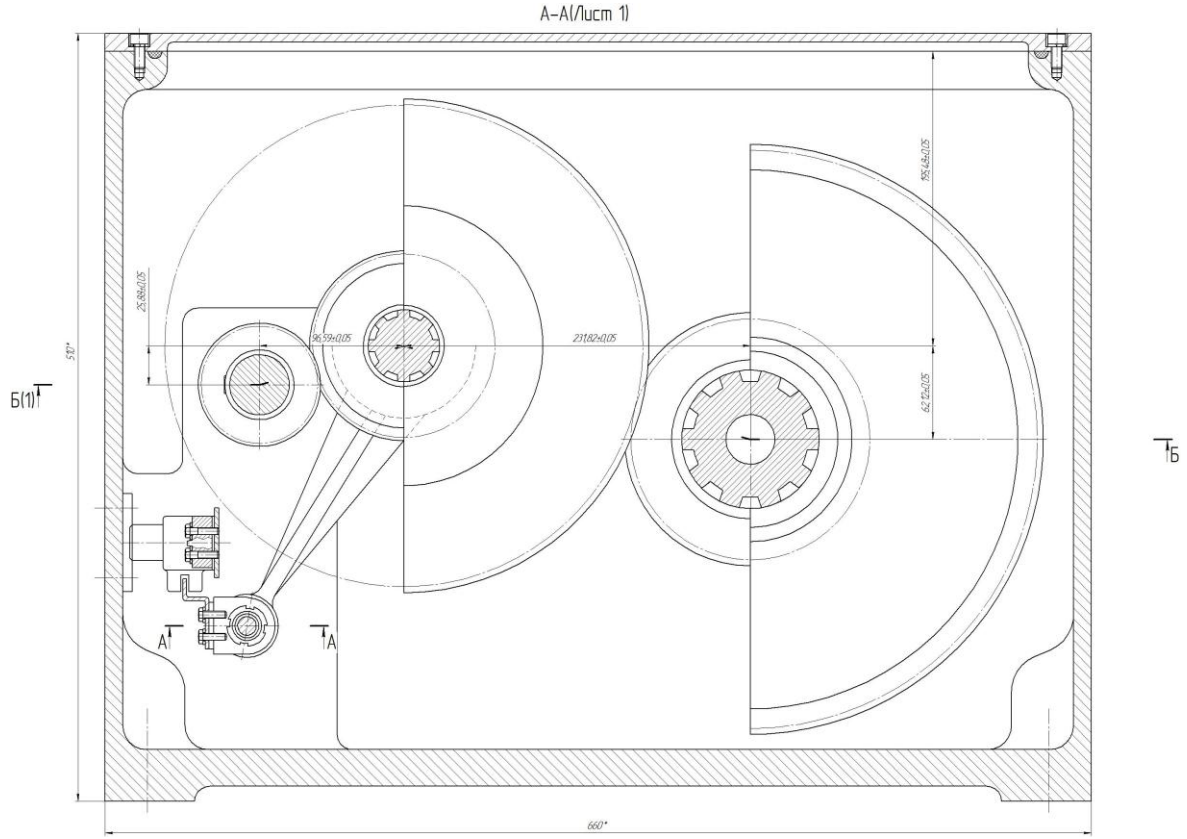

Рисунок 8 – Расчетная схема свертки коробки скоростей.

Далее проводим силовой расчет коробки скоростей. Расчет проводится по методике [3, с.46].

Силовой расчет заключается в определении минимально допустимого диаметра вала, а также вычислении угла наклона упругой линии и максимального прогиба. Вычисленные значения сравниваются с допустимыми величинами на основании чего делается вывод о правильности или неверности выполненных ранее геометрических построений.

Исходные данные для расчета вала I:

- крутящий момент на валу, $\text{Н}\cdot\text{м}$, $M_{к_1} = 179,63$;

- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм, $d_1 = 69$;

- диаметр ведомого шкива, мм, $d_2 = 300$;

- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 70$ мм; $b = 145$ мм; $c = 65$ мм.

1. Определяем окружную силу F_{τ_1}, действующую в зубчатом зацеплении [3, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{\tau_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{к_1}}{d_3},$$

где $M_{к_1}$ - крутящий момент на валу, $\text{Н}\cdot\text{м}$; d_3 - диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм.

Тогда,

$$F_{\tau_1} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 179,63}{69} = 5206,7 \text{ Н}.$$

2. Определяем радиальную силу F_{r_1}, действующая в зубчатом зацеплении [3, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r_1} = F_{\tau_1} \cdot \text{tg}20°,$$

$$F_{r_1} = 5206,7 \cdot \text{tg}20° = 1874,4 \text{ Н}.$$

3. Силу $F_р$, действующую на вал от ременной передачи, приближенно определяют по зависимости [3, с.120, ф. 6.5]:

$$F_р = \frac{F_{тр} \cdot \sin\frac{\alpha_1}{2}}{\psi} \approx \frac{0,95 \cdot F_{тр}}{\psi},$$

где $F_{тр} = \frac{2000 \cdot M_{к_1}}{d_{ШК}}$ - окружная сила на шкиве, Н; $d_{ШК}$ - диаметр шкива, мм; α_1 - угол обхвата на малом шкиве; ψ=0,7 - для клиноременной передачи.

Следовательно,

$$F_{\text{тр}} = \frac{2000 \cdot 179,63}{300} = 1197,5\,\text{Н},$$

$$F_{\text{р}} = \frac{0,95 \cdot 1197,5}{0,7} = 1625,2\,\text{Н}.$$

4. Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала I (рисунок 9).

5. Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (рисунок 9):

$$\sum M_A = 0;\ -F_{r_1} \cdot b + R_{BX} \cdot (b + c) = 0,$$

откуда

$$R_{BX} = \frac{F_{r_1} \cdot b}{b + c} = \frac{1874,4 \cdot 145}{145 + 65} = 1294,2\,\text{Н};$$

$$\sum M_B = 0;\ R_{AX} \cdot (b + c) - F_{r_1} \cdot c = 0,$$

откуда

$$R_{AX} = \frac{F_{r_1} \cdot c}{b + c} = \frac{1874,4 \cdot 65}{145 + 65} = 580,2\,\text{Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0;\ R_{AX} - F_{r_1} + R_{BX} = 580,2 - 1874,4 + 1294,2 = 0.$$

6. Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (рисунок 9):

$$\sum M_A = 0;\ F_{\tau_1} \cdot b - R_{BY} \cdot (b + c) = 0,$$

откуда

$$R_{BY} = \frac{F_{\tau_1} \cdot b}{b + c} = \frac{5206,7 \cdot 145}{145 + 65} = 3595,1\,\text{Н}.$$

$$\sum M_B = 0;\ -R_{AY} \cdot (b + c) + F_{\tau_1} \cdot c = 0,$$

откуда

$$R_{AY} = \frac{F_{\tau_1} \cdot c}{b + c} = \frac{5206,7 \cdot 65}{145 + 65} = 1611,6\,\text{Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0;\ -R_{AY} + F_{\tau_1} - R_{BY} = -1611,6 + 5206,7 - 3595,1 = 0.$$

7. Определяем опорные реакции от силы $F_{\text{р}}$ (рисунок 9):

$$\sum M_A = 0;\ F_{\text{р}} \cdot a - R_{B\text{р}} \cdot (b + c) = 0,$$

откуда

$$R_{Bр} = \frac{F_р \cdot a}{b+c} = \frac{1625,2 \cdot 70}{145+65} = 541,7\,Н.$$

$$\sum M_B = 0;\ -F_р \cdot (a+b+c) + R_{A_р}(b+c) = 0,$$

откуда

$$R_{Aр} = \frac{F_р \cdot (a+b+c)}{b+c} = \frac{1625,2 \cdot (70+145+65)}{145+65} = 2166,9\,Н.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0;\ -F_р + R_{Aр} - R_{Bр} = -1625,2 + 2166,9 - 541,7 = 0.$$

8. Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}{}^2 + R_{AY}{}^2} + R_{Aр} = \sqrt{580,2^2 + 1611,6^2} + 2166,9 = 3879,8\,Н;$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}{}^2 + R_{BY}{}^2} + R_{Bр} = \sqrt{1294,2^2 + 3595,1^2} + 541,7 = 4362,7\,Н.$$

9. Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости (смотреть рисунок 9):

$$M^X_{Z_1} = -R_{AX} \cdot Z_1 \ (0 \le Z_1 \le b);$$

$$M^X_{Z_1=0} = 0; M^X_{Z_1=b} = -R_{AX} \cdot b = -580,2 \cdot 0,145 = -84,1\,Н \cdot м;$$

$$M^X_{Z_2} = -R_{BX} \cdot Z_2 \ (0 \le Z_2 \le c);$$

$$M^X_{Z_2=0} = 0; M^X_{Z_2=c} = -R_{BX} \cdot c = -1294,2 \cdot 0,065 = -84,1\,Н \cdot м;$$

- в вертикальной плоскости (смотреть рисунок 9):

$$M^Y_{Z_3} = -R_{AY} \cdot Z_3 \ (0 \le Z_3 \le b);$$

$$M^Y_{Z_3=0} = 0; M^Y_{Z_3=b} = -R_{AY} \cdot b = -1611,6 \cdot 0,145 = -233,7\,Н \cdot м;$$

$$M^Y_{Z_4} = -R_{BY} \cdot Z_4 \ (0 \le Z_4 \le c);$$

$$M^Y_{Z_4=0} = 0; M^Y_{Z_4=c} = -R_{BY} \cdot c = -3595,1 \cdot 0,065 = -233,7\,Н \cdot м;$$

- изгибающий момент от силы $F_р$ (смотреть рисунок 9):

$$M^Р_{Z_5} = -F_р \cdot Z_5 \ (0 \le Z_5 \le a);$$

$$M^Р_{Z_5=0} = 0; M^Р_{Z_5=a} = -F_р \cdot a = -1625,2 \cdot 0,07 = -113,8\,Н \cdot м;$$

- изгибающий момент в сечении C (под колесом):

$$M_C^{\text{Р}} = -R_{B\text{р}} \cdot Z_6 \, (0 \le Z_6 \le c);$$

$$M_{C=0}^{\text{Р}} = 0; M_{C=c}^{\text{Р}} = -R_{B\text{р}} \cdot c = -541,7 \cdot 0,065 = -35,2 \, \text{Н} \cdot \text{м};$$

10. Суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} + M_C^{\text{Р}} = \sqrt{(-84,1)^2 + (-233,7)^2} + (-113,8) = 134,6 \, \text{Н} \cdot \text{м}.$$

11. Принимаем материал вала – сталь 40ХН ГОСТ 4543-2016, [σ]=360 МПа - предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

12. Момент сопротивления в опасном сечении [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{\text{из}}^2 + 0,5 \cdot M_{\text{кр}}^2}}{[\sigma]},$$

где $M_{\text{из}}$, $M_{\text{кр}}$ - изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, $\text{Н} \cdot \text{м}$; [σ] - предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа.

$$W = \frac{\sqrt{134,6^2 + 0,5 \cdot 179,63^2}}{650} = 0,4 \, \text{м}^3,$$

Проверяем диаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}},$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 0,4}{3,14}} = 1,6 \, \text{мм},$$

Расчетный диаметр меньше принятого диаметра вала, следовательно, вал удовлетворяет условию прочности.

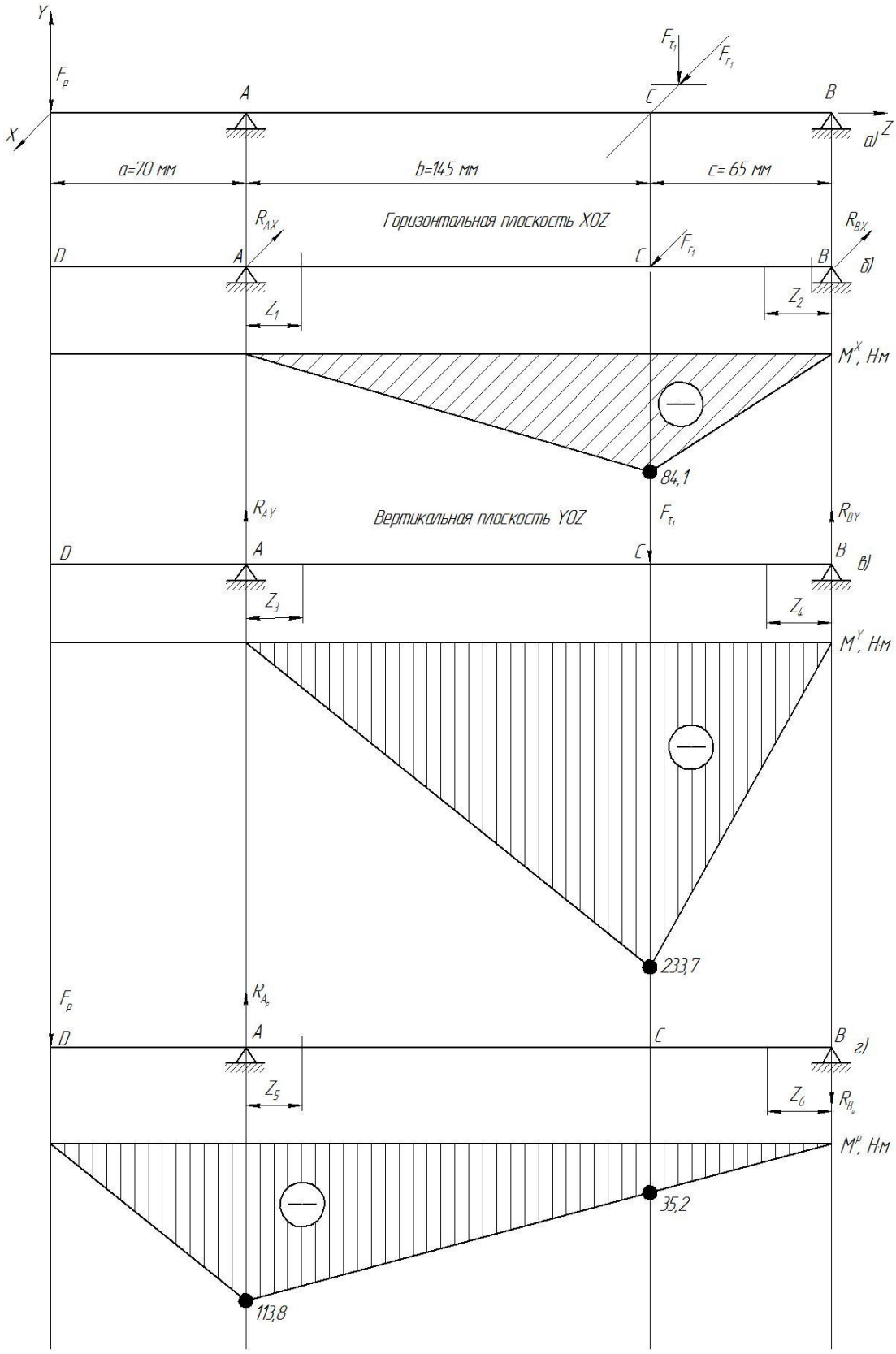

Рисунок 9 – Расчетная схема вала I.

Исходные данные для расчета вала II:

- крутящий момент на валу, Н·м, $M_{к_{II}} = 547,53$;

- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм, $d_5 = 108$;

- расстояние между опорами вала, координаты точек приложения сил определяются по эскизной компоновке коробки передач привода главного движения: $a = 42$ мм; $b = 402$ мм; $c = 141$ мм.

13. Определяем окружную силу F_{τ_2}, действующую в зубчатом зацеплении [3, с. 46, ф. 2.30]:

$$F_{\tau_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot M_{к_{II}}}{d_7},$$

где $M_{к_{II}}$ - крутящий момент на валу, Н·м; d_7 - диаметр делительной окружности зубчатого колеса, установленного на валу, мм.

Тогда,

$$F_{\tau_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 547,53}{108} = 10139,4 \text{ Н}.$$

14. Определяем радиальную силу F_{r_2}, действующая в зубчатом зацеплении [3, с.46, ф. 2.31]:

$$F_{r_2} = F_{\tau_2} \cdot \text{tg}20°,$$

$$F_{r_2} = 10139,4 \cdot \text{tg}20° = 4055,7 \text{ Н}.$$

15. Используя эскизную компоновку коробки передач привода главного движения, составляем расчетную схему вала II (рисунок 10).

16. Определяем опорные реакции в горизонтальной плоскости (рисунок 10):

$$\sum M_A = 0;\ F_{r_1} \cdot a - F_{r_2} \cdot (a+b) + R_{BX} \cdot (a+b+c) = 0,$$

откуда

$$R_{BX} = \frac{-F_{r_1} \cdot a + F_{r_2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{-2082,7 \cdot 42 + 4055,7 \cdot 444}{42+402+141} = 2928,6 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0;\ -F_{r_2} \cdot c + F_{r_1} \cdot (b+c) + R_{AX} \cdot (a+b+c) = 0,$$

откуда

$$R_{AX} = \frac{F_{r_2} \cdot c - F_{r_1} \cdot (b+c)}{a+b+c} = \frac{4055,7 \cdot 141 - 2082,7 \cdot 543}{42+402+141} = -955,6\,\text{Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_X = 0;\ R_{AX} + F_{r_1} - F_{r_2} + R_{BX} = -955,6 + 2082,7 - 4055,7 + 2928,6 = 0.$$

17. Определяем опорные реакции в вертикальной плоскости (рисунок 10):

$$\sum M_A = 0;\ -F_{\tau_1} \cdot a + F_{\tau_2} \cdot (a+b) + R_{BY} \cdot (a+b+c) = 0,$$

откуда

$$R_{BY} = \frac{F_{\tau_1} \cdot a - F_{\tau_2} \cdot (a+b)}{a+b+c} = \frac{5206,7 \cdot 42 - 10139,4 \cdot 444}{42+402+141} = -7321,7\,\text{Н}.$$

$$\sum M_B = 0;\ F_{\tau_2} \cdot c - F_{\tau_1} \cdot (b+c) + R_{AY} \cdot (a+b+c) = 0,$$

откуда

$$R_{AY} = \frac{-F_{\tau_2} \cdot c + F_{\tau_1} \cdot (b+c)}{a+b+c} = \frac{10139,4 \cdot 141 + 5206,7 \cdot 543}{42+402+141} = 2389\,\text{Н}.$$

Проверка правильности определения реакций:

$$\sum F_Y = 0;\ R_{AY} - F_{\tau_1} + F_{\tau_2} + R_{BY} = 2389 - 5206,7 + 10139,4 + (-7321,7) = 0.$$

18.Суммарные реакции в опорах:

$$R_A = \sqrt{R_{AX}{}^2 + R_{AY}{}^2} = \sqrt{(-955,6)^2 + 2389^2} = 2573\,\text{Н};$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}{}^2 + R_{BY}{}^2} = \sqrt{2928,6^2 + (-7321,7)^2} = 7885,7\,\text{Н}.$$

19.Изгибающие моменты:

- в горизонтальной плоскости (смотреть рисунок 10):

$$M^X_{Z_1} = -R_{AX} \cdot Z_1\ (0 \le Z_1 \le a);$$

$$M^X_{Z_1=0} = 0; M^X_{Z_1=a} = -R_{AX} \cdot a = -(-955,6) \cdot 0,042 = 40,1\,\text{Н} \cdot \text{м};$$

$$M^X_{Z_2} = -R_{BX} \cdot Z_2\ (0 \le Z_2 \le c);$$

$$M^X_{Z_2=0} = 0; M^X_{Z_2=c} = -R_{BX} \cdot c = -2928,6 \cdot 0,141 = -412,9\,\text{Н} \cdot \text{м};$$

- в вертикальной плоскости (смотреть рисунок 10):

$$M^Y_{Z_3} = R_{AY} \cdot Z_3\ (0 \le Z_3 \le a);$$

$$M^Y_{Z_3=0} = 0; M^Y_{Z_3=a} = R_{AY} \cdot a = 2389 \cdot 0,042 = 100,3\,\text{Н} \cdot \text{м};$$

$$M_{Z_4}^{Y} = R_{BY} \cdot Z_4 \, (0 \le Z_4 \le c);$$

$$M_{Z_4=0}^{Y} = 0; M_{Z_4=c}^{Y} = R_{BY} \cdot c = -7321,7 \cdot 0,141 = -1032,4 \, \text{Н} \cdot \text{м};$$

20.Суммарный изгибающий момент в сечении под колесом:

$$M_C = \sqrt{(M_C^X)^2 + (M_C^Y)^2} = \sqrt{372,8^2 + 932,1^2} = 1003,8 \, \text{Н} \cdot \text{м}.$$

21. Принимаем материал вала – сталь 40ХН ГОСТ 4543-2016, [σ]=650 МПа - предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба.

22. Момент сопротивления в опасном сечении [1, с. 23]:

$$W = \frac{\sqrt{M_{\text{из}}^2 + 0,5 \cdot M_{\text{кр}}^2}}{[\sigma]},$$

где $M_{\text{из}}$, $M_{\text{кр}}$ - изгибающий и крутящий моменты соответственно в опасном сечении, Н·м; [σ] - предел выносливости гладкого образца при симметричном цикле изгиба, МПа.

$$W = \frac{\sqrt{1003,8^2 + 0,5 \cdot 547,53^2}}{650} = 1,6 \, \text{м}^3,$$

Проверяем диаметр вала:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot W}{\pi}},$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,6}{3,14}} = 2,5 \, \text{мм},$$

Расчетный диаметр меньше принятого диаметра вала, следовательно, вал удовлетворяет условию прочности.

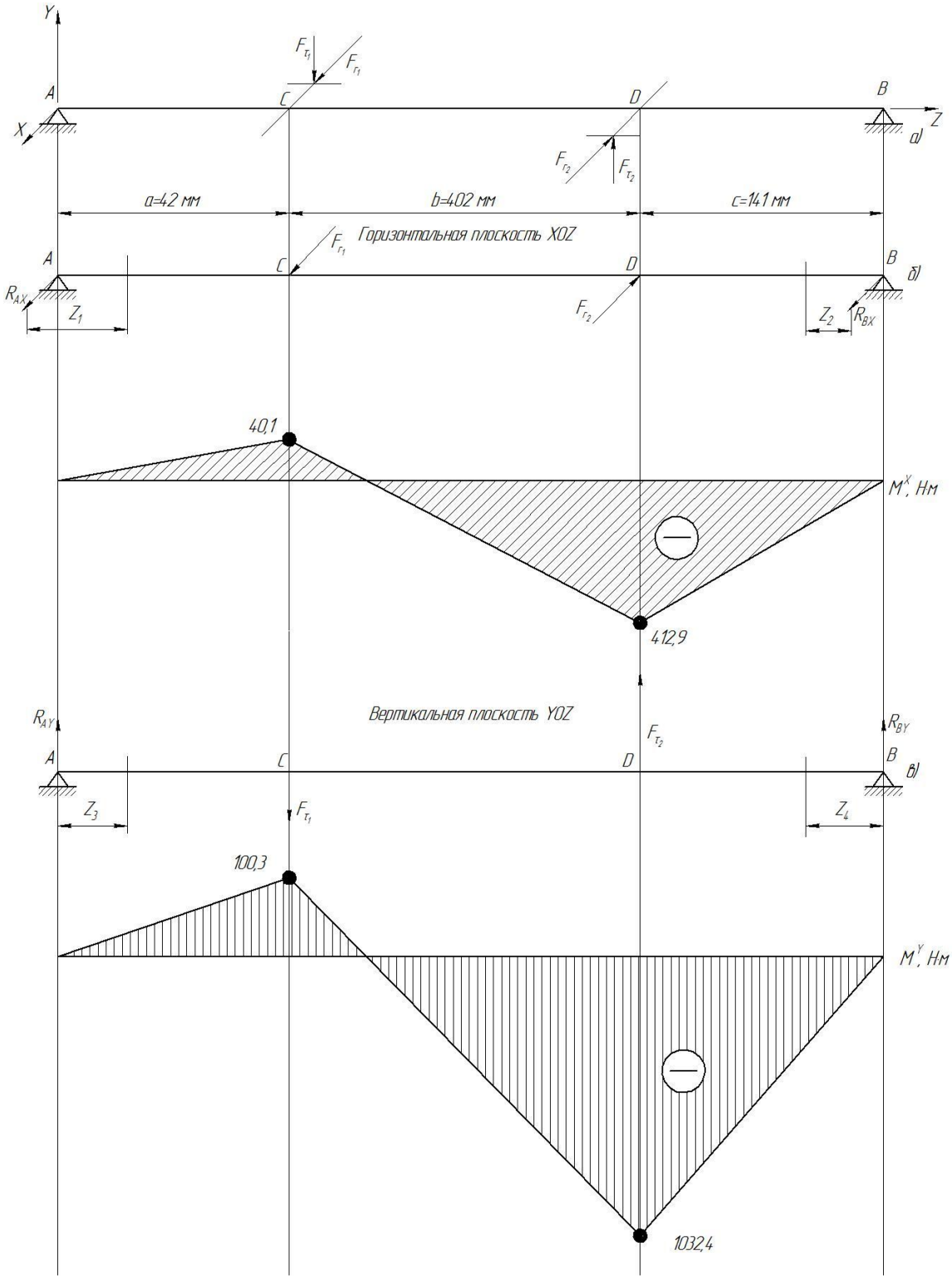

Рисунок 10 – расчетная схема вала II.

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.

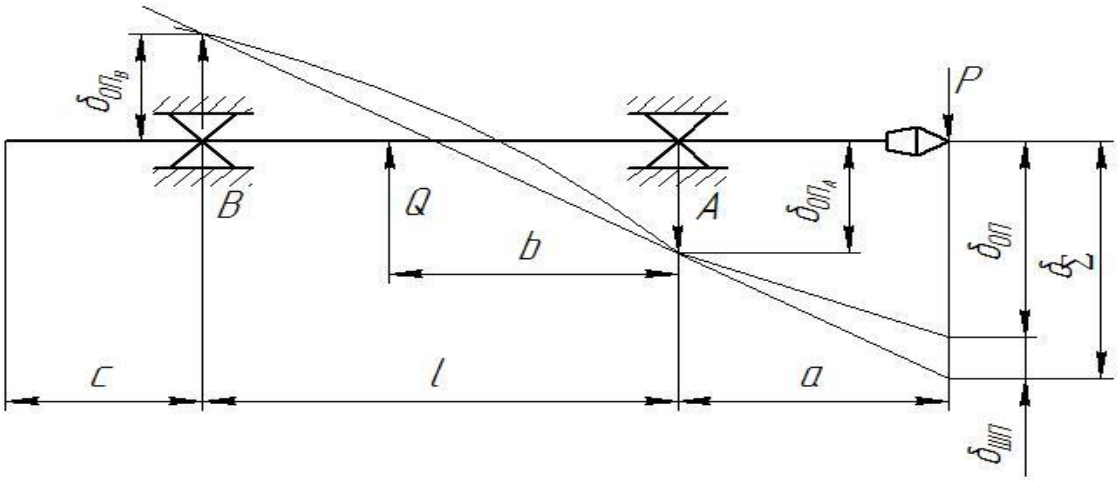

Рисунок 11 – Расчетная схема шпиндельного узла.

1. Радиальное упругое перемещение δ_Σ, мм, переднего конца шпинделя рассчитываем с учетом защемления, так как в опоре расположено несколько рядов тел качения, коэффициент защемления $\xi = 0,45$ [14, с. 180]:

$$\delta_\Sigma = P \cdot \left[\frac{a^3}{3 \cdot E \cdot J_1} + \frac{l \cdot a^2 \cdot (1-\xi)}{3 \cdot E \cdot J_2} + \frac{j_A \cdot a^2 \cdot (1-\xi) + j_b \cdot \left(l + a \cdot (1-\xi)\right)^2}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} \right] + Q \cdot (1-\xi) \cdot$$

$$\cdot \left[\frac{j_B \cdot (l+a) \cdot (l-b) - j_A}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} - \frac{a}{3 \cdot E \cdot J_2 \cdot l} \cdot \left(b^3 + 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2\right) \right] \quad ,$$

где E - модуль упругости материала шпинделя, Па, $E = 2,1 \cdot 10^5$;

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

j_A , j_B - радиальная жесткость опор (принимаем по графическим зависимостям жесткости подшипников от их диаметров [1, с. 38]), кН/мкм, $j_A = 0,9 \cdot 10^6$; $j_B = 0,7 \cdot 10^6$;

c - расстояние от приводного элемента до опоры, м, $c = 0,114$;

a - длина консоли, м, $a = 0,138$;

l - длина межопорного участка шпинделя, м, $l = 0,593$.

Величины P и Q принимают как составляющие сил, приведенные к одной плоскости. Знак «плюс» перед Q принимается, если P и Q направлены в одну сторону, и «минус», если они направлены противоположно.

2. Определяем составляющую силы резания P_Z:

$$P_Z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot P_{эф}}{V_р},$$

где $P_{эф} = 17$ кВт - эффективная мощность резания (по заданию);

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

$$V_р = \frac{\pi D_{max} n_р}{1000},$$

где $D_{max} = 400$мм - максимальный диаметр обрабатываемой заготовки;

$n_р = 190$мин$^{-1}$ - расчетная частота вращения заготовки.

Тогда,

$$V_р = \frac{3,14 \cdot 400 \cdot 90}{1000} = 238,64 \text{ м/мин},$$

$$P_Z = \frac{6 \cdot 10^4 \cdot 17}{238,64} = 1759,97 \text{ Н}.$$

3. Определяем осевые моменты инерции сечения консоли и межопорного участка шпинделя:

$$J_1 = \frac{\pi}{64} \cdot (d^4 - d_1^4),$$

Тогда,

$$J_1 = \frac{3,14}{64} \cdot (100^4 - 27^4) = 4,88 \cdot 10^6 \text{ мм}^4,$$

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

Тогда,

$$J_2 = \frac{\pi}{64} \cdot (80^4 - 27^4) = 1,98 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

4. Определяем составляющую силы Q, действующей от вала II:

$$Q = \sqrt{F_{\tau_2}^2 + F_{r_2}^2},$$

$$Q = \sqrt{791,06^2 + 287,92^2} = 841,83 \text{Н}.$$

Следовательно,

$$\delta_\Sigma = 1759,97 \cdot \left[\frac{0,138^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 4,88 \cdot 10^6} + \frac{0,594 \cdot 0,138^2 \cdot (1-0,45)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,98 \cdot 10^6} + \right.$$
$$\left. + \frac{0,9 \cdot 10^6 \cdot 0,138^2 \cdot (1-0,45) + 0,7 \cdot 10^6 \cdot (0,594 + 0,138 \cdot (1-0,45))^2}{0,9 \cdot 10^6 \cdot 0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,594^2} \right] -$$
$$-841,83 \cdot (1-0,45) \cdot \left[\frac{0,7 \cdot 10^6 \cdot (0,594 + 0,138) \cdot (0,594 - 0,281) - 0,9 \cdot 10^6}{0,9 \cdot 10^6 \cdot 0,7 \cdot 10^6 \cdot 0,594^2} - \right.$$
$$\left. - \frac{0,138}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,98 \cdot 10^6 \cdot 0,594} \cdot (0,281^3 + 2 \cdot 0,594^2 \cdot 0,281 - 3 \cdot 0,594 \cdot 0,281^2) \right] =$$
$$= 1,02 \text{ мкм}.$$

Следовательно, шпиндельный узел соответствует нормам точности станков по ГОСТ 18097-83 . Класс точности станка – П.

6. Определяем угол поворота Θ_A, рад, сечения шпинделя в передней опоре [1, с. 35, ф. 3.5]:

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot E \cdot J_2} \cdot \left(P \cdot a \cdot l - \frac{Q}{2 \cdot l} \cdot (b^3 - 2 \cdot l^2 \cdot b - 3 \cdot l \cdot b^2) \right),$$

$$\Theta_A = \frac{1}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 1,98 \cdot 10^6} \cdot \left(1759,97 \cdot 138 \cdot 594 - \frac{841,83}{2 \cdot 594} \cdot (281^3 - 2 \cdot 594^2 \cdot 281 - 3 \cdot 594 \cdot 281^2) \right) = 0,02 \text{ град}.$$

6.3 Уточненный расчет опор шпинделя

Посчитав жесткость опор, учитывая оптимальное межопорное расстояние $l_{опт} \approx (2,5...3)a$, проверяем зависимость между максимальной жесткостью j_{max}, Н/мм, и оптимальным расстоянием между опорами $l_{опт}$, мм,

$$j_{max} = \frac{j_A}{1+\lambda_{опп}+\lambda_{опп}\cdot(3+2\cdot\chi\cdot\lambda_{опп})\cdot(1+\lambda_{опп}+\lambda_{опп}\cdot\frac{j_A}{j_B})},$$

где $a = 138$мм - длина межопорной части; J_2, J_1 - моменты инерции шпинделя в межопорной части и на консоли соответственно, мм^4; $\lambda_{опп} = \frac{a}{l_{опт}}$; $\chi = \frac{J_2}{J_1}$.

Следовательно,

$$\lambda_{опп} = \frac{138}{3\cdot 138} = 0,33,$$

$$\chi = \frac{1,98}{4,88} = 0,41,$$

$$j_{max} = \frac{0,9\cdot 10^6}{1+0,33+0,33\cdot(3+2\cdot 0,41\cdot 0,33)\cdot(1+0,33+0,33\cdot\frac{0,9\cdot 10^6}{0,7\cdot 10^6})} = 2,8\cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

Условие жесткости для токарных и фрезерных станков проверяется:

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

$$1,76\cdot 10^5 \geq 250\cdot 10^{-2}\cdot\frac{0,9\cdot 10^6}{1+0,23} = 1,82\cdot 10^5 \text{ Н/мм}.$$

6.4 Динамический расчет шпиндельного узла

Для оценки динамических характеристик шпиндельного узла производят приближенный расчет собственной частоты ω_c, Гц, колебаний шпинделя, не имеющего сосредоточенных масс [3, с.44].

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

где *m=41* - масса шпинделя, кг;

$\lambda = l / a$ - относительное расстояние между опорами;

$\gamma = f(\lambda)$ - коэффициент для λ=2,5...3,5 берется в пределах 2,3…2,4;

J_1 - осевой моменты инерции сечения шпинделя на консольной части, мм^4.

Следовательно,

$$\omega_c = 2,4\sqrt{\frac{2\cdot10^5\cdot4,88\cdot10^6}{41\cdot(1-3,5)^3\cdot138^2}} = 1,79\cdot10^3 \text{Гц}.$$

6.5 Проверочный расчет зубчатых колес

Определение действующих в передаче контактных напряжений [3, с. 49, ф. 2.36]:

$$\sigma_H = \frac{K_d^{1,5}}{d_3}\cdot\sqrt{\frac{K_H\cdot M_{K_1}\cdot(i+1)}{b\cdot i}} \le [\sigma_H],$$

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

i – передаточное отношение, принимается всегда больше 1;

$M_к$ – крутящий момент на рассчитываемом колесе, $\text{Н}\cdot\text{м}$;

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

d_ω – начальный (делительный) диаметр зубчатого колеса, мм.

Действующие в передаче напряжения изгиба [3, с. 49, ф. 2.37]:

$$\sigma_F = \frac{2000\cdot K_F\cdot Y_{F_1}\cdot Y_\beta\cdot Y_\varepsilon}{b\cdot m_n^2\cdot z} \le [\sigma_F],$$

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

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

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

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

где ε_α - коэффициент торцевого перекрытия, определяется по формуле [3, с. 45, ф. 2.24]:

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

Принимаем материал зубчатых колес – сталь 40ХН ГОСТ 4543-2016 с термообработкой: закалка ТВЧ поверхностная с охватом дна впадины, твердость (53…58)HRC, допускаемые напряжения $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 270\,\text{МПа}$ [1, с. 83–85, т. 17].

Тогда,

$z_1 - z_2$: $z_1 = 39$, $i_{\text{зп}(z1-z2)} = 1,58$, $M_{\text{к}_1} = 179,63\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 270\,\text{МПа}$, $Y_F = 3,7$, $d_1 = 78\,\text{мм}$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{39} \pm \frac{1}{61})] = 1,7$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,7} = 0,67.$$

$$\sigma_\text{Н} = \frac{770^{1,5}}{78} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 179,63 \cdot (1,58+1)}{20 \cdot 1,58}} = 758,12\,\text{МПа} \le [\sigma_\text{Н}] = 1000\,\text{МПа};$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 179,63 \cdot 3,7 \cdot 1 \cdot 0,67}{20 \cdot 2^2 \cdot 39} = 159,72\,\text{МПа} \le [\sigma_F] = 270\,\text{МПа}.$$

$z_5 - z_6$: $z_5 = 80$, $i_{\text{зп}(z_5-z_6)} = 2$, $M_{\text{к}_{шп}} = 480,01\,\text{Н}\cdot\text{м}$, $K_d = 770\,\text{МПа}^{1/3}$, $\psi_{bd} = 0,4$, $K_{H\beta} = 1,12$, $K_{F\beta} = 1,2$, $\sigma_{HP} = 1000\,\text{МПа}$, $\sigma_{FP} = 270\,\text{МПа}$, $Y_F = 3,7$, $d_5 = 320\,\text{мм}$

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{80} \pm \frac{1}{40})] = 1,76;$$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{1,76} = 0,65;$$

$$\sigma_\text{Н} = \frac{770^{1,5}}{320} \cdot \sqrt{\frac{1,12 \cdot 480,01 \cdot (2+1)}{40 \cdot 2}} = 299,80\,\text{МПа} \le [\sigma_\text{Н}] = 1000\,\text{МПа};$$

$$\sigma_F = \frac{2000 \cdot 1,2 \cdot 480,01 \cdot 1 \cdot 3,7 \cdot 0,65}{40 \cdot 4^2 \cdot 80} = 54,11\,\text{МПа} \le [\sigma_F] = 270\,\text{МПа}.$$

6.6 Проверочный расчет шлицевых и шпоночных 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.

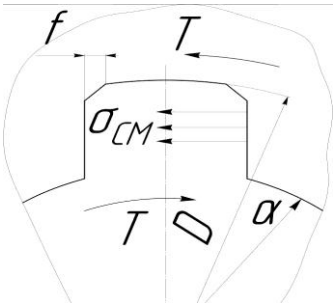

Рисунок 12 – Расчетная схема шлицевого соединения.

Исходные данные для вала I:

Условие прочности по допускаемым напряжениям смятия имеет вид [3, с. 154, ф. 8.3]:

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot M_{К_I}}{K_З \cdot z \cdot h \cdot d_{ср} \cdot l} \le [\sigma_{см}],$$

где $M_{К_I} = 179,63 Н \cdot м$ - передаваемый вращающий момент; $K_З = 0,7...0,8$ - коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев; $z = 8$ - число зубьев; $h = 0,5 \cdot (D - d) - 2 \cdot f$ - рабочая высота зубьев, мм; $d_{ср} = 0,5 \cdot (D + d)$ - средний диаметр соединения, мм; l - рабочая длина зубьев, мм.

Тогда,

$$h = 0,5 \cdot (48 - 42) - 2 \cdot 0,4 = 2,2 мм;$$

$$d_{ср} = 0,5 \cdot (42 + 48) = 45 мм;$$

$$\sigma_{см} = \frac{2000 \cdot 179,63}{0,7 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 45 \cdot 151} = 2,001 МПа \le [\sigma_{см}] = 4...7 МПа$$ - условие выполняется.

Исходные данные для ШП:

$$M_{К_{шп}} = 480,01 Н \cdot м;$$

$$z = 10;$$

$$h = 0,5 \cdot (92 - 82) - 2 \cdot 0,5 = 4\,\text{мм};$$

$$d_{\text{ср}} = 0,5 \cdot (92 + 82) = 50\,\text{мм};$$

$$l = 87\,\text{мм}.$$

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2000 \cdot 480,01}{0,7 \cdot 10 \cdot 4 \cdot 87 \cdot 87} = 4,53\,\text{МПа} \le [\sigma_{\text{СМ}}] = 12...20\,\text{МПа}.$$ - условие выполняется.

При передаче вращающего момента на противоположных боковых узких гранях шпонки возникают напряжения смятия $\sigma_{\text{СМ}}$, а в продольном сечении- напряжения среза τ (рисунок 14).

У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия.

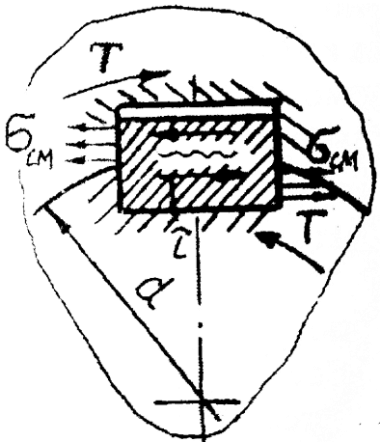

Рисунок 13 – Расчетная схема шпоночного соединения.

Поэтому работоспособность шпонки определяют из условия прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2000 \cdot M_{\text{K}_\text{I}}}{d \cdot l_{\text{р}} (h - t_1)} \le [\sigma_{\text{СМ}}]$$

где M_{K1} - Н$\cdot$ м ; $[\sigma_{см}]$- МПа ; $l_{\text{р}}, h, t_1 - \text{мм}$.

Исходные данные для вала I:

d=35 мм, $M_{\text{к1}} = 179,63\,\text{Н} \cdot \text{м}$; $h = 8$ мм; $t_1 = 5\,\text{мм}$; $l_p = 29\,\text{мм}$,

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2000 \cdot 179,63}{35 \cdot 29 \cdot (8 - 5)} = 55,01 \le [\sigma_{\text{СМ}}] = 110...200\,\text{МПа}.$$ - условие выполняется.

Исходные данные для вала II:

- $M_{К_{II}} = 547,53 \text{Н} \cdot \text{м}$;
- $z = 8$;
- $h = 0,5 \cdot (54 - 46) - 2 \cdot 0,5 = 3 \text{мм}$;
- $d_{ср} = 0,5 \cdot (54 + 46) = 50 \text{мм}$;
- $l = 56 \text{мм}$.

$$\sigma_{СМ} = \frac{2000 \cdot 547,53}{0,8 \cdot 8 \cdot 3 \cdot 50 \cdot 56} = 12,7 \text{МПа} \le [\sigma_{СМ}].$$

Заключение

В ходе выполнения курсового проекта был спроектирован привод главного движения токарно-винторезного станка на базе модели 1П756ДФ3.

Проведен анализ и кинематический расчет привода главного движения станка.

Выполнены силовые расчеты валов, зубчатых колес, шлицевых и шпоночных соединений, расчет шпиндельного узла и его опор на жесткость.

Список использованных источников

1. Михеев, И.И. Кинематический расчет приводов станков: Учеб. Пособие / И.И. Михеев, Е.Н. Ермоленко. – 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

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. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3-х т. Т. 2 – 9-е изд., перераб. и доп. / под ред. И.Н. Жестковой. – М.: Машиностроение, 2006 – 928 с.

14. Кочергин, А.И. Конструирование и расчет металлорежущих станков и станочных комплексов. Курсовое проектирование: Учеб. пособие для вузов. – Мн.: Выш.шк.,1991.-382с.

Приложение.

Спецификация.