

Документ подписан простой электронной подписью  
Информация о владельце:  
ФИО: Локтионова Оксана Геннадьевна  
Должность: проректор по учебной работе  
Дата подписания: 17.11.2024 00:36:04  
Уникальный программный ключ:  
0b817ca911e6668abb13a5d426d39e5f1c11eabbf73e943df4a4851fda56d089

**МИНОБРАЗОВАНИЯ РОССИИ**

**Федеральное государственное бюджетное  
образовательное учреждение высшего образования  
«Юго-Западный государственный университет»  
(ЮЗГУ)**

**Кафедра машиностроительных технологий и оборудования**



**РАСЧЕТ ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА НА ЖЕСТКОСТЬ  
И ТОЧНОСТЬ**

**Методические рекомендации по выполнению практической работы  
для студентов направления Машиностроение**

Курск 2023

УДК 621.(076.1)

Составитель: Е.И.Яцун

Рецензент

Кандидат технических наук, доцент *О.С.Зубкова*

**Расчет шпиндельного узла на жесткость и точность.**  
Методические рекомендации по выполнению практической работы  
/ Юго-Зап. гос. ун-т; сост.: Е.И.Яцун. – Курск, 2023. – 20 с.:–  
Библиогр.: с. 18.

Содержат сведения по методике расчета шпиндельных узлов на жесткость и точность. Приведены примеры расчета.

Методические рекомендации соответствуют требованиям программы, утвержденной учебно-методическим объединением по специальностям автоматизированного машиностроительного производства (УМО АМ).

Предназначены для студентов направления Машиностроение дневной и заочной форм обучения.

Текст печатается в авторской редакции

Подписано в печать . Формат 60x84 1/16.

Усл.печ. л. [кол-во стр. : 16 x 0,93] . Уч.-изд. л. [кол-во стр. : 20].

Тираж 100 экз. Заказ . Бесплатно.

Юго-Западный государственный университет.

305040, г. Курск, ул. 50 лет Октября, 94.

**Цель работы.** Ознакомиться методикой расчета шпиндельного узла на жесткость и точность.

**Исходные данные.**

- 1) Эскизная компоновка привода главного движения (сб. чертеж).
- 2) Расчетная схема для определения жесткости шпиндельного узла.
- 3) Расчетные силы, действующие на шпиндель.

**Задание.**

- 1) Выполнить расчет шпиндельного узла на жесткость.
- 2) Выполнить расчет шпиндельного узла на точность.
- 3) Выполнить расчет шпиндельного узла на жесткость и точность с использованием прикладных программ.

## СОДЕРЖАНИЕ

	Стр.
Введение	5
1 Расчет на жесткость	6
2 Определение упорного перемещения переднего конца шпинделя	9
3 Пример. Расчёт шпиндельного узла на жёсткость	11
4 Пример. Расчёт шпиндельного узла на точность	16
Заключение	<b>17</b>
Библиографический список	18
Приложение. Эскизная компоновка привода главного движения сверлильно-фрезерно расточного станка	20

## ВВЕДЕНИЕ

Одним из основных узлов, во многом определяющих точностные параметры станка, является шпиндельный узел (ШУ). Он работает в напряженных динамических условиях при высоких требованиях к выходным характеристикам. Качество обработки в первую очередь зависит от этого ответственного узла станка, поэтому к ШУ предъявляются высокие требования: к точности вращения, жесткости, виброустойчивости, быстроходности, несущей способности, долговечности и допустимому нагреву.

*Точность вращения* шпинделей металлорежущих станков определяется государственными стандартами в зависимости от типа, класса точности и назначения станка, а для специальных и специализированных станков — техническими требованиями стандартов предприятий (СТП).

*Жесткость* шпинделя задается государственными стандартами на нормы жесткости для соответствующего типа станка. Если таковые отсутствуют, то допустимый прогиб конца шпинделя численно не должен превышать одной трети допуска на радиальное биение шпинделя.

Расчет конструкции шпиндельного узла зависит от типа и размера станка, класса его точности, предельных параметров процесса обработки (максимальной частоты вращения птах, эффективной мощности привода). Передние концы шпинделей для большинства станков стандартизированы.

## 1 РАСЧЕТ НА ЖЕСТКОСТЬ

Главные размеры шпиндельного узла (Рис. 1) — диаметр  $d$  шейки шпинделя под передней опорой и расстояние  $l$  между опорами — выбирают из расчета шпинделя на жесткость. Величину вылета  $a$  шпинделя определяют по стандартным размерам его переднего конца и размерам уплотнений. Величину вылета  $a$  шпинделя должна быть возможно малой.

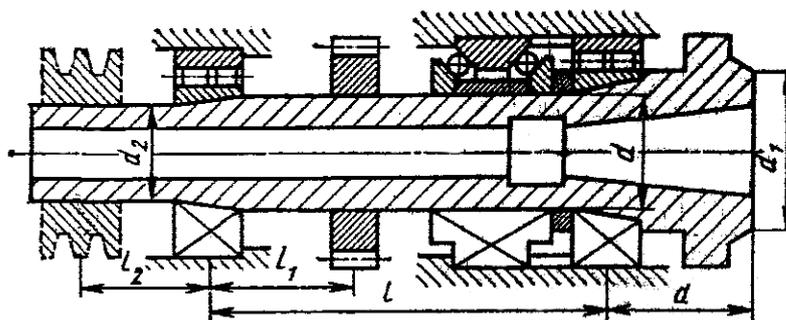


Рис. 1 Главные размеры шпиндельного узла

При приближенных, проектных расчетах шпиндель заменяют балкой на двух опорах с силой  $F$ , приложенной на консоли, т. е. на расстоянии  $a$  от середины передней опоры (Рис. 1).

Радиальное перемещение переднего конца шпинделя:

$$y_Z = y_{\text{шп}} + y_{\text{оп}} + y_{\text{сдв}} \quad (1)$$

где  $y_{\text{шп}}$  — перемещение, вызванное изгибом тела шпинделя;

$y_{\text{оп}}$  — перемещение, вызванное податливостью (не жесткостью) опор;

$y_{\text{сдв}}$  — перемещение, вызванное сдвигом от действия поперечных сил.

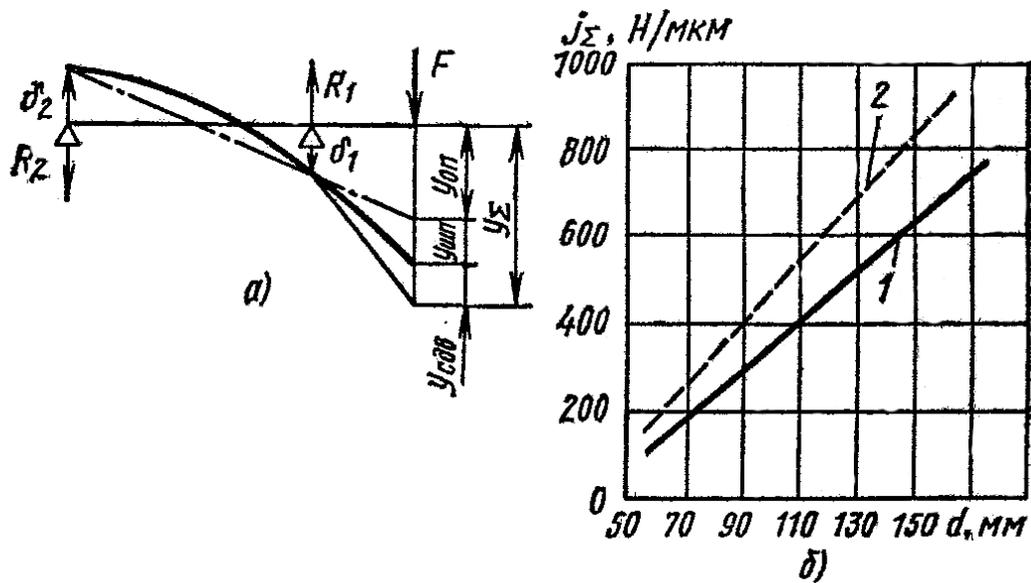


Рис. 2 Жесткость шпиндельного узла: *a* — расчетная схема;

*b* — наибольшая достижимая жесткость шпиндельного узла при радиальном зазоре в переднем подшипнике, равном нулю (1) и с большим натягом (2)

При расчете общей жесткости шпиндельного узла необходимо учитывать жесткость конического соединения шпинделя с приспособлением (оправкой, патроном) или хвостиком инструмента, а также жесткость приспособлений и инструмента. Во многих случаях они являются определяющими в общем балансе жесткости. Например, для соединения хвостовика инструмента с корпусом шпинделя в соответствии с расчетной схемой, упругое перемещение при действии силы  $F$ , приложенной на расстоянии  $a_1$  от конца шпинделя,

$$y_c = \delta + \theta \quad (2)$$

где  $\delta$  — смещение на краю конического соединения вследствие контактных деформаций;  $\theta$  — угол поворота в коническом соединении.

Для конусности 7:24, получившей преимущественное распространение в станках с программным управлением, без учета погрешностей изготовления, жесткость:

$$J = \frac{F}{y_c} = \frac{20 \cdot D^4}{a_1^2}, \text{ Н/мкм} \quad (3)$$

где  $D$  и  $a_1$  – диаметр хвостовика и длина конического соединения соответственно, мкм.

Погрешности изготовления конического соединения, обусловленные несопадением углов конусов отверстия и оправки, резко снижают жесткость соединения. Для ее повышения применяют предварительную затяжку осевой силой  $F_0$  (величина которой для конуса ISO 50 составляет 15 кН), которая создается специальными зажимными приспособлениями, расположенными во внутренних цилиндрических полостях шпинделя.

Податливость патронов и зажимных цанг при обработке коротких прутков в токарных станках составляет 80—90 % податливости всей системы шпиндельного узла. Во фрезерных и расточных станках доминирующими могут являться деформации концевого инструмента.

При расчете на жесткость шпиндель заменяют балкой на опорах, причем тип опор выбирают в зависимости от типа подшипника.

При двух шариковых подшипниках качения расчетная схема принимает вид балки на ножевых опорах:

## 2 ОПРЕДЕЛЕНИЕ УПОРНОГО ПЕРЕМЕЩЕНИЯ ПЕРЕДНЕГО КОНЦА ШПИНДЕЛЯ

Расчетные формулы для определения прогиба  $\delta_u$  угла поворота  $\theta$  для шпиндельного узла, разгруженного от действия сил приводного звена (рис. 3):

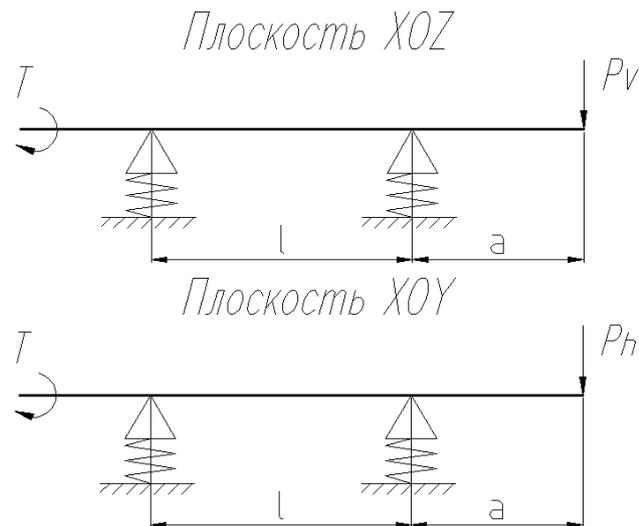


Рис. 3 Расчетные схемы шпиндельного узла на жесткость с разгруженным шпинделем от действия сил приводного элемента

$$\delta_h = P_h \left( \frac{a^3}{3E \cdot J_1} + \frac{a^2 \cdot l \cdot (1-\varepsilon)}{3E \cdot J_2} + \frac{j_A \cdot a^2 \cdot (1-\varepsilon) + j_B [l + a \cdot (1-\varepsilon)]}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} + \frac{a}{G \cdot S_1} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{G \cdot l \cdot S_2} \right)$$

$$\delta_v = P_v \left( \frac{a^3}{3E \cdot J_1} + \frac{a^2 \cdot l \cdot (1-\varepsilon)}{3E \cdot J_2} + \frac{j_A \cdot a^2 \cdot (1-\varepsilon) + j_B [l + a \cdot (1-\varepsilon)]}{j_A \cdot j_B \cdot l^2} + \frac{a}{G \cdot S_1} + \frac{a^2(1-\varepsilon)}{G \cdot l \cdot S_2} \right)$$

$$\theta_h = \frac{P_h \cdot a \cdot l}{3E \cdot J_2}$$

$$\theta_v = \frac{P_v \cdot a \cdot l}{3E \cdot J_2}$$

где  $P$ ,  $P_h$  и  $P_v$  – сила резания и составляющие силы резания, Н;

$a$  – вылет консоли переднего конца шпинделя, мм;

$J_1$  и  $J_2$  – средние осевые моменты инерции сечения консоли переднего конца шпинделя и сечения межопорной части шпинделя, мм<sup>4</sup>;

$S_1$  и  $S_2$  – средние площади сечения переднего конца шпинделя и межопорной части шпинделя, мм<sup>2</sup>;

$j_A$  и  $j_B$  – радиальные жесткости передней и задней опоры шпинделя;

$\varepsilon$  – коэффициент заземления в передней опоре автономного шпиндельного узла для шариковых радиально-упорных подшипников, установленных вращающуюся по схеме дуплекс тандем:  $\varepsilon = 1,8 - 0,2$ ;

$E$  – модуль упругости материала шпинделя, МПа:  $E = 2,1 \cdot 10^6$  МПа;

$G$  – модуль сдвига материала шпинделя, Н/мм<sup>2</sup>:  $G = 0,8 \cdot 10^4 \frac{H}{\text{мм}^2}$ .

Средний осевой момент инерции сечения консоли переднего конца шпинделя определяется по формуле:

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

где  $D_k$  – средний диаметр шеек консоли шпинделя, мм;

$d_k$  – средний диаметр отверстий консоли шпинделя, мм.

### 3 ПРИМЕР. РАСЧЁТ ШПИДЕЛЬНОГО УЗЛА НА ЖЁСТКОСТЬ

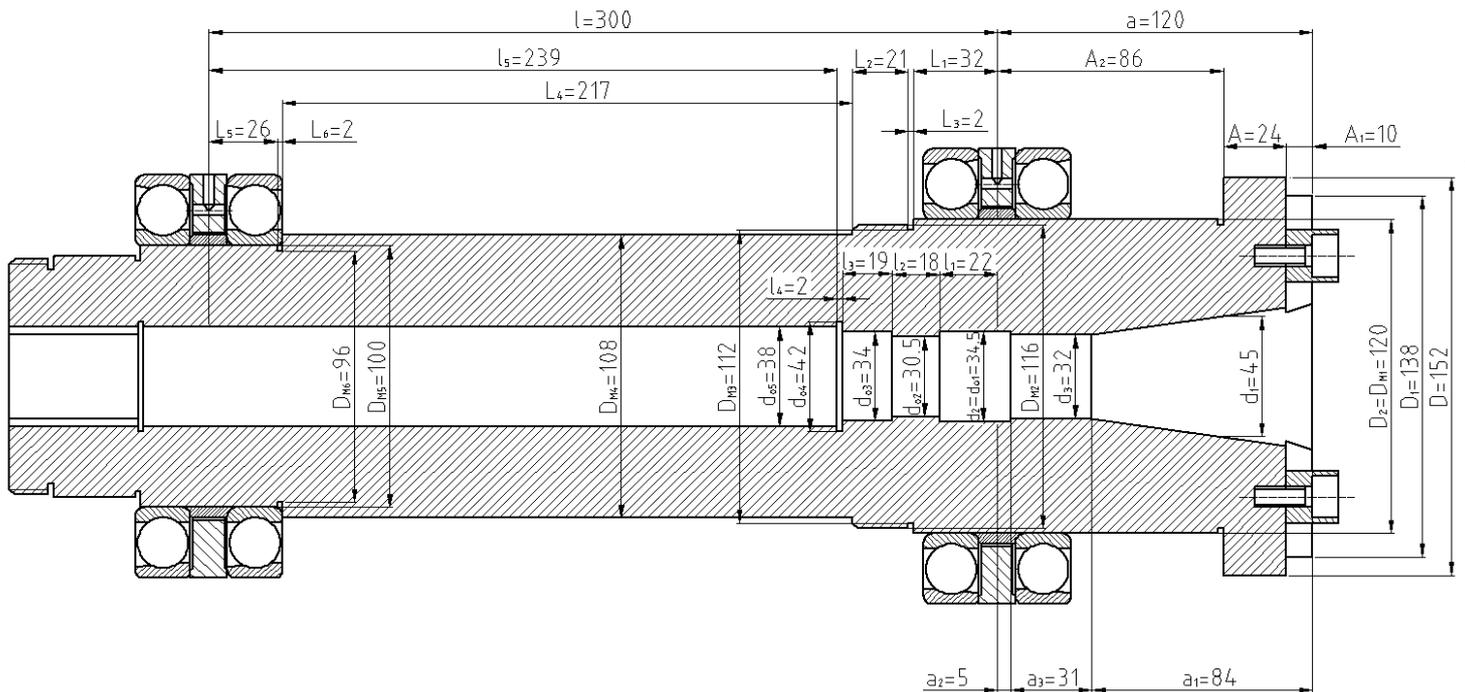


Рис.3 Расчетная схема шпиндельного узла для определения средних диаметров сечений шпинделя

Средний диаметр шеек консоли шпинделя определяется по формуле:

$$D_k = \frac{D \cdot A \cdot D_1 \cdot A_1 + D_2 \cdot A_2}{a}$$

где  $D$ ,  $D_1$  и  $D_2$ —диаметры шеек консоли шпинделя, мм:  $D = 152$  мм,  $D_1 = 138$  мм,  $D_2 = 120$  мм;

$A$ ,  $A_1$  и  $A_2$ — соответствующие длины шеек:

$A = 24$  мм,  $A_1 = 10$  мм,  $A_2 = 86$  мм;

$a$ — длина консоли шпинделя,  $a = 120$  мм.

$$D_k = \frac{152 \cdot 24 + 138 \cdot 10 + 120 \cdot 86}{120} = 127,9 \text{ мм}$$

Средний диаметр отверстий консоли шпинделя определяется по формуле:

$$d_k = \frac{d_1 \cdot a_1 + d_2 \cdot a_2}{a}$$

где  $d$ ,  $d_1$  и  $d_2$ —диаметры отверстий консоли шпинделя, мм:  $d = 45$  мм,  
 $d_1 = 32$  мм,  $d_2 = 34,5$  мм;

$a$ ,  $a_1$  и  $a_2$ —соответствующие длины отверстий, мм:

$a = 84$  мм,  $a_1 = 31$  мм,  $a_2 = 5$  мм;

$a$ —длина консоли шпинделя,  $a = 120$  мм.

$$d_k = \frac{45 \cdot 84 + 32 \cdot 31 + 34,5 \cdot 5}{120} = 41,2 \text{ мм}$$

Средний осевой момент инерции сечения консоли переднего конца шпинделя

$$J_1 = \frac{3,14 \cdot (127,9^4 - 41,2^4)}{64} = 12,987 \cdot 10^6 \text{ мм}^4$$

Средний осевой момент инерции сечения шпинделя в пролете между опорами определяется по формуле:

$$J_2 = \frac{\pi \cdot (D_{\text{ш}}^4 - d_o^4)}{64},$$

где  $D_{\text{ш}}$ —средний диаметр шеек межопорной части шпинделя, мм;

$d_o$ —средний диаметр отверстий шпинделя в межопорной части, мм.

Средний диаметр шеек межопорной части шпинделя определяется по формуле:

$$D_{\text{ш}} = \frac{D_{\text{м1}} \cdot L_1 + D_{\text{м2}} \cdot L_2 + D_{\text{м3}} \cdot L_3 + D_{\text{м4}} \cdot L_4 + D_{\text{м5}} \cdot L_5 + D_{\text{м6}} \cdot L_6}{l}$$

где  $D_{\text{м1}}, D_{\text{м2}}, D_{\text{м3}}, D_{\text{м4}}, D_{\text{м5}}, D_{\text{м6}}$ — диаметры шеек межопорной части шпинделя, мм;

$D_{\text{м1}} = 120$  мм,  $D_{\text{м2}} = 116$  мм,  $D_{\text{м3}} = 112$  мм,  $D_{\text{м4}} = 108$  мм,  $D_{\text{м5}} = 100$  мм,  $D_{\text{м6}} = 96$  мм;

$L_1, L_2, L_3, L_4, L_5, L_6$ — соответствующие длины шеек межопорной части шпинделя, мм:

$L_1 = 32$  мм,  $L_2 = 21$  мм,  $L_3 = 2$  мм,  $L_4 = 217$  мм,  $L_5 = 26$  мм,  $L_6 = 2$  мм;

$l$ —длина межопорной части шпинделя, мм:  $l = 300$  мм.

$$D_{\text{ш}} = \frac{120 \cdot 32 + 116 \cdot 21 + 112 \cdot 2 + 108 \cdot 217 + 100 \cdot 26 + 96 \cdot 2}{300} = 109 \text{ мм}$$

Средний диаметр отверстия межопорной части шпинделя определяется по формуле:

$$d_o = \frac{d_{o1} \cdot l_1 + d_{o2} \cdot l_2 + d_{o3} \cdot l_3 + d_{o4} \cdot l_4 + d_{o5} \cdot l_5}{l},$$

где  $d_{o1}$ ,  $d_{o2}$ ,  $d_{o3}$ ,  $d_{o4}$ ,  $d_{o5}$ ,  $d_{o6}$  – диаметры отверстий в межопорной части шпинделя, мм:

$$d_{o1} = 34,5 \text{ мм}, d_{o2} = 30,5 \text{ мм}, d_{o3} = 34 \text{ мм}, d_{o4} = 42 \text{ мм}, d_{o5} = 38 \text{ мм};$$

$l_1$ ,  $l_2$ ,  $l_3$ ,  $l_4$ ,  $l_5$  – соответствующие длины отверстий в межопорной части шпинделя, мм:

$$l_1 = 22 \text{ мм}, l_2 = 18 \text{ мм}, l_3 = 19 \text{ мм}, l_4 = 2 \text{ мм}, l_5 = 239 \text{ мм};$$

$l$  – длина межопорной части шпинделя, мм:  $l = 300 \text{ мм}$ .

$$d_o = \frac{34,5 \cdot 22 + 30,5 \cdot 18 + 34 \cdot 19 + 42 \cdot 2 + 38 \cdot 239}{300} = 37,06 \text{ мм}$$

Средний осевой момент инерции сечения шпинделя в пролете между опорами:

$$J_2 = \frac{3,14 \cdot (109^4 - 37,06^4)}{64} = 6,83 \cdot 10^6 \text{ м м}^4$$

Площадь сечения переднего конца шпинделя определяется по формуле:

$$S_1 = \frac{\pi \cdot D_k^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_k^2}{4},$$

где  $D_k$  и  $d_k$  – средние диаметры шеек и отверстий консоли шпинделя, мм:

$$D_k = 90,5 \text{ мм}; d_k = 30 \text{ мм}.$$

$$S_1 = \frac{3,14 \cdot 113,9^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 30,6^2}{4} = 9448 \text{ мм}^2$$

Площадь сечения межопорной части шпинделя определяется по формуле:

$$S_2 = \frac{\pi \cdot D_{ш}^2}{4} - \frac{\pi \cdot d_o^2}{4},$$

где  $D_{ш}$  и  $d_o$  – средние диаметры шеек и отверстий межопорной части шпинделя, мм;  $D_{ш} = 93,5 \text{ мм}$ ;  $d_o = 35,4 \text{ мм}$ .

$$S_2 = \frac{3,14 \cdot 92,4^2}{4} - \frac{3,14 \cdot 34,4^2}{4} = 5879 \text{ мм}^2$$

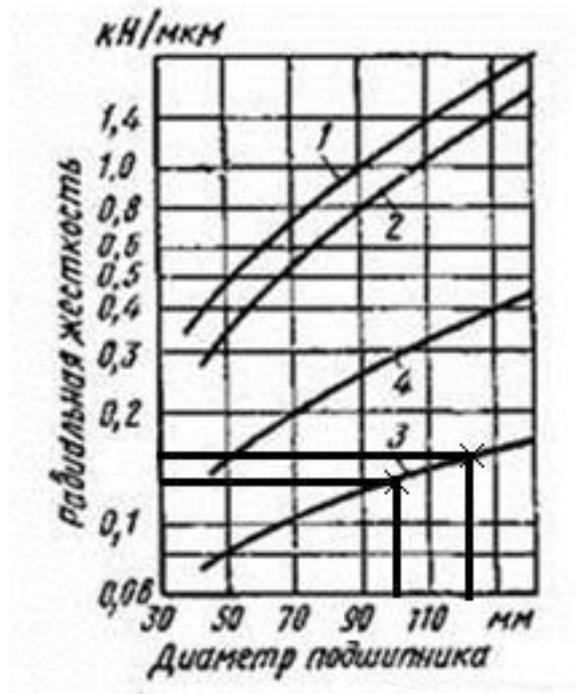


Рис. 4 Зависимость жесткости подшипника от его диаметра:

1 — двухрядные роликовые подшипники; 2 — конические роликовые подшипники; 3 — шариковые подшипники; 4 — гидростатические подшипники

Радиальная жесткость передней опоры при  $d = 120$  мм составляет  $0,16$  кН/мм, что равняется  $0,16 \cdot 10^6$  Н/мм.

В задней опоре установлен комплект шариковых радиально-упорных подшипников, установленных в растяжку по схеме дуплекс тандем, то имеющиеся значение радиальной жесткости следует умножить на количество подшипников в задней опоре, т.е.

$$j_A = 0,16 \cdot 10^6 \cdot 2 = 0,32 \cdot 10^6 \text{ Н/мм}.$$

Диаметр шпинделя в задней опоре  $d_3 = 100$  мм. Соответственно радиальная жесткость составляет  $0,13 \cdot 10^6$  Н/мм.

В передней опоре установлен комплект шариковых радиально-упорных подшипников установленных вращаяжку по схеме дуплекс тандем, то имеющиеся значение радиальной жесткости следует умножить на количество подшипников в передней опоре, т.е.

$$j_B = 0,13 \cdot 10^6 \cdot 2 = 0,26 \cdot 10^6 \text{ Н / мм}.$$

Перемещение переднего конца шпинделя в плоскости ХУ:

$$\delta_h = 1291 \left( \frac{120^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 12,987 \cdot 10^6} + \frac{120^2 \cdot 300 \cdot (1-0,2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 6,83 \cdot 10^6} + \frac{1,4 \cdot 10^6 \cdot 120^2 \cdot (1-0,2) + 1,0 \cdot 10^6 [300 + 120 \cdot (1-0,2)]}{1,4 \cdot 10^6 \cdot 1,0 \cdot 10^6 \cdot 300^2} + \frac{120}{0,8 \cdot 10^4 \cdot 12861,4} + \frac{120^2 (1-0,2)}{0,8 \cdot 10^4 \cdot 300 \cdot 9326,585} \right) = 0,00321 \text{ мм}$$

Перемещение переднего конца шпинделя в плоскости ХZ:

$$\delta_v = 2055 \left( \frac{120^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 12,987 \cdot 10^6} + \frac{120^2 \cdot 300 \cdot (1-0,2)}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^6 \cdot 6,83 \cdot 10^6} + \frac{1,4 \cdot 10^6 \cdot 120^2 \cdot (1-0,2) + 1,0 \cdot 10^6 [300 + 120 \cdot (1-0,2)]}{1,4 \cdot 10^6 \cdot 1,0 \cdot 10^6 \cdot 300^2} + \frac{120}{0,8 \cdot 10^4 \cdot 12861,4} + \frac{120^2 (1-0,2)}{0,8 \cdot 10^4 \cdot 300 \cdot 9326,585} \right) = 0,00381 \text{ мм}$$

Тогда общее упругое перемещение переднего конца шпинделя:

$$\delta = \sqrt{(0,00321)^2 + (0,00381)^2} = 0,00498 \text{ мм}.$$

Допустимое перемещение переднего конца шпинделя:

$$[\delta] \leq (1-2) \cdot 10^{-4} \cdot l,$$

где  $l$  – межопорное расстояние, мм:  $l = 300$  мм.

$$[\delta] \leq (1-2) \cdot 10^{-4} \cdot 300 = 0,03 - 0,06 \text{ мм}$$

Из сравнения полученного суммарного упругого перемещения переднего конца шпинделя с допусковым значением делается вывод, что жесткость шпиндельного узла по упругим перемещениям переднего конца обеспечивается:

$$\delta_N = 0,00498 < [\delta] = 0,03 - 0,06 \text{ мм}$$

#### 4 ПРИМЕР РАСЧЁТА ШПИНДЕЛЬНОГО УЗЛА НА ТОЧНОСТЬ

При расчете шпиндельного узла на точность принимаем самый неблагоприятный случай, когда биение подшипников А в передней опоре и В в задней направлены в противоположные стороны.

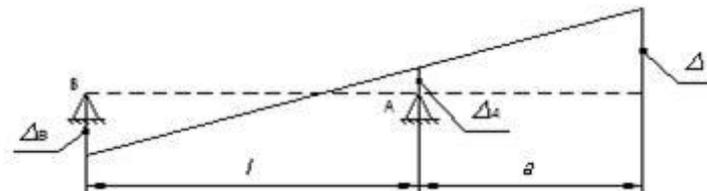


Рисунок 1 - Схема расчета шпиндельного узла на точность

Тогда радиальное биение конца шпинделя:

$$\Delta_P = \Delta_A \cdot \left(1 + \frac{a}{l}\right) + \Delta_B \cdot \frac{a}{l} \leq \Delta$$

где  $\Delta$  - допуск на радиальное биение конца шпинделя,  $\Delta=4$  мкм, для станков высокого класса точности;

$a$  - вылет конца шпинделя.

$$\Delta_A = \frac{\Delta}{6 \left(1 - \frac{a}{l}\right)}$$

$$\Delta_A = \frac{4}{6 \left(1 - \frac{38}{140}\right)} = 0,91 \text{ (мкм)}.$$

$$\Delta_B = \frac{\Delta}{6 \cdot \frac{a}{l}}$$

$$\Delta_B = \frac{4}{6 \cdot \frac{38}{140}} = 2,47 \text{ (мкм)}.$$

$$\Delta_{\Sigma} = 0,91 \cdot \left(1 + \frac{38}{140}\right) + 2,47 \cdot \frac{38}{140} = 1,9 < 4$$

Радиальное биение  $\Delta=4$  мкм - передняя опора,  $\Delta=2$  мкм - задняя опора для станков высокого класса точности.

Шпиндельный узел проверку на точность проходит.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проектного расчёта определяются ориентировочные значения диаметров входных концов валов и под зубчатыми колесами. Данный расчёт ведется по крутящим моментам исходя из условия прочности на кручение. Наиболее подходящим материалом для валов привода является сталь 45 и 40Х с термообработкой – улучшение, твердость – не менее НВ 200.

Составляется расчетная схема нагрузок на шпиндель и определяются составляющие сил резания  $P_x, P_y, P_z, P_h$  и  $P_v$  и сил, действующих в зацеплении зубчатых колес привода шпинделя  $F_t$  и  $F_r$ .

Схема расчета шпинделя на жесткость составляется в двух взаимно перпендикулярных плоскостях  $XOY$  и  $XOZ$ , проходящих через ось шпинделя. На расчетной схеме указываются проекции действующих сил резания  $P_h$  и  $P_v$  и суммарные проекции  $F_y$  и  $F_z$  сил от **приводной зубчатой передачи  $F_t$  и  $F_r$ , а также размеры шпиндельного узла.**

**БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК**

1. Давыдова М.В., Михалев А.М., Моисеев Ю.И. Технические характеристики металлообрабатывающих станков с ЧПУ: фрезерные станки, обрабатывающие центра сверлильно-фрезерно-расточной группы: Справочное пособие. – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2010. – 128 с.
2. Глубокий В.И. Конструирование и расчет станков. Проектирование главных приводов: методическое пособие для практических занятий студентов машиностроительных специальностей/В. И. Глубокий, В. И. Туромша. – Минск: БНТУ, 2013. – 120 с.
3. Глубокий, В. И. Расчет главных приводов станков с ЧПУ/В. И. Глубокий, В. И. Туромша. – Минск : БНТУ, 2011. – 176 с.
4. Дунаев, П. В. Конструирование узлов и деталей машин / П. В. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высшая школа, 1985. – 416 с.
5. Металлорежущие станки / под ред. В. Э. Пуша. – М.: Машиностроение, 1986. – 575 с.
6. Металлорежущие станки и автоматы / под ред. А. С. Проникова. – М. : Машиностроение, 1981. – 479 с.
7. Металлорежущие станки / Н. С. Колев [и др.]. – М.: Машиностроение, 1980. – 500 с.
8. Проектирование металлорежущих станков и станочных систем : в 3 т. / А. С. Проников [и др.]; под ред. А. С. Проникова. – М.: МГТУ, 1994. – Т. 1. – 444 с.; 1995. – Т. 2, ч. 1. – 368 с.; Т. 2, ч. 2. – 319 с.
9. Роботизированные технологические комплексы и гибкие производственные системы в машиностроении / под ред. Ю. М. Соломенцева. – М. : Машиностроение, 1989. – 190 с.
10. Справочник технолога-машиностроителя: в 2 т. / под ред. Е. Я. Косиловой, Р. К. Мещерякова. – М. : Машиностроение, 1986. –Т. 2. – 655 с.
11. Станочное оборудование автоматизированного производств: в

2 т. / под ред. В. В. Бушуева. – М. : Станкин, 1994. – Т. 1. – 580 с.; Т. 2. – 656 с.

12. Тарзиманов, Г. А. Проектирование металлорежущих станков / Г.А. Тарзиманов. – М.: Машиностроение, 1980. – 288 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Эскизная компоновка сверлильно-фрезерно расточного станка с центральной шпиндельной бабкой разработана на основе реально существующей модели станка ИР 500.

