

Модернизация шпиндельного узла для повышения точности станка

© С.Н. Бриченков, И.Д. Соколова

КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана, Калуга, 248000, Россия

Рассмотрено одно из решений проблемы повышения точности обработки изделий на металлорежущем станке. Выявлены пути повышения точности центрирования шпиндельного узла вертикально-фрезерного станка в различных конструктивных исполнениях: введена промежуточная опора, заменены подшипники в опорах шпиндельного узла. Для предложенных вариантов выполнены проверочные расчеты на жесткость. Выявлена конструктивная схема, обеспечивающая наибольшую точность обработки.

Ключевые слова: шпиндель, точность, жесткость.

Шпиндельный узел является одним из основных узлов, во многом определяющих точностные параметры станка и производительность обработки. К нему предъявляют высокие требования по точности вращения, виброустойчивости, быстроходности, а также несущей способности шпиндельных опор, их долговечности и допустимому нагреву. Поэтому, когда возникает проблема повышения точности обработки на металлорежущем станке, самым эффективным путем ее решения является модернизация или замена шпиндельного узла и его опор.

В данной работе рассмотрены различные варианты модернизации шпиндельного узла вертикально-фрезерного станка с ЧПУ 65A90ПМФ4. Для расчета шпиндельного узла на точность воспользуемся методикой, предложенной в работе [1].

Сначала рассчитаем силу резания, которая будет общая для всех исполнений рассматриваемого шпиндельного узла.

Исходные данные: станок вертикально-фрезерный с ЧПУ 65A90ПМФ4, торцевая фреза диаметром $D = 160$ мм, со сменными пластинами из твердого сплава ВК8, заготовка — плита $1500 \times 850 \times 700$ мм из стали 12Х18Н9Т ($\sigma_B = 610$ МПа).

Для чернового фрезерования принимаем глубину резания $t = 6$ мм, подачу $S_z = 0,25$ мм/зуб.

Скорость резания при фрезеровании [2]

$$v = \frac{C_v D^q}{T^m t^x S_z^y B^u z^p} K_v, \quad (1)$$

где C_v , q , m , x , y , u , p — коэффициенты, $C_v = 108$; $q = 0,2$; $m = 0,32$; $x = 0,06$; $y = 0,3$; $u = 0,2$; $p = 0$; T — период стойкости фрезы,

$T = 180$ мин; B — ширина фрезерования, $B = \frac{D}{1,25} = \frac{160}{1,25} = 128$ мм;
 z — число зубьев фрезы, $z = 7$; K_v — поправочный коэффициент на скорость резания,

$$K_v = K_{mv} K_{nv} K_{uv}, \quad (2)$$

где $K_{mv} = K_r \left(\frac{750}{\sigma_B} \right)^{n_v} = 0,8 \left(\frac{750}{610} \right)^{1,35} = 0,908$; $K_{nv} = 0,9$; $K_{uv} = 1$.

Тогда

$$K_v = 0,908 \cdot 0,9 \cdot 1 = 0,8172.$$

Подставив полученные значения в формулу (1), получим

$$v = \frac{108 \cdot 160^{0,2}}{180^{0,32} \cdot 6^{0,06} \cdot 0,25^{0,3} \cdot 128^{0,2} \cdot 7^0} = 32,08 \text{ м} \cdot \text{мин}^{-1}.$$

Частота вращения фрезы

$$n = \frac{1000v}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 32,08}{3,14 \cdot 160} = 64 \text{ мин}^{-1}. \quad (3)$$

Рассчитаем главную составляющую силы резания при фрезеровании — окружную силу [2]:

$$P_z = \frac{10C_p t^x S^y B^n z}{D^q n^\omega}, \quad (4)$$

где $C_p = 218$; $x = 0,92$; $y = 0,78$; $n = 1$; $q = 1,15$; $\omega = 0$.

Подставив найденные значения в формулу (4), получим

$$P_z = \frac{10 \cdot 218 \cdot 6^{0,92} \cdot 0,15^{0,78} \cdot 128^1 \cdot 7}{160^{1,15} \cdot 64^0} = 10048,4 \text{ Н}.$$

Мощность резания вычисляем по формуле [2]

$$N = \frac{P_z v}{1020 \cdot 60} \quad (5)$$

или с учетом найденных значений скорости резания и составляющей силы резания

$$N = \frac{10\,048,4 \cdot 32,08}{1020 \cdot 60} = 5,3 \text{ кВт.}$$

На рис. 1 показано направление действия силы P . Согласно [3], угол $\beta = 30^\circ$. Тогда значение равнодействующей силы резания

$$P_p = \frac{P_z}{\sin \beta} = \frac{10\,048,4}{\sin 30^\circ} = 20\,096,8 \text{ Н.} \quad (6)$$

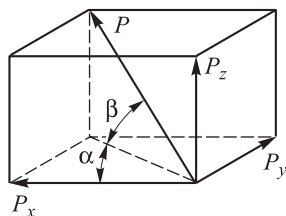


Рис. 1. Направление действия направляющей сил резания

Рассчитаем шпиндельный узел в исходном исполнении, показанном на рис. 2, а [4]. Следует отметить, что на данном рисунке, как и на всех последующих, шпиндельный узел показан условно, а линейные размеры указаны приближенно.

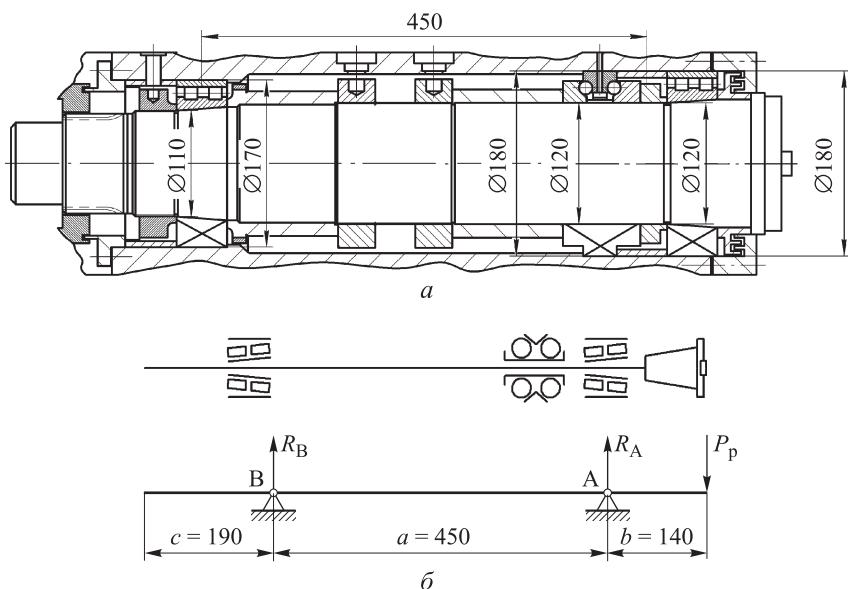


Рис. 2. Конструкция (а) и расчетная схема (б) шпиндельного узла базовой модели станка (исполнение 1)

В шпиндельном узле исполнения 1 в качестве задней опоры используется двухрядный роликовый радиальный подшипник 3182122 класса точности 4, а в качестве передней — двухрядный роликовый радиальный подшипник 3182124 класса точности 2 и радиально-упорный шариковый двухрядный подшипник 178824 класса точности 4 [5].

Расчетная схема приведена на рис. 2, б. Шпиндельные опоры на схеме показаны подробно для наглядного изображения подшипников в опорах. На схеме имеются следующие обозначения: А — передняя опора; В — задняя опора; R_A , R_B — реакция, возникающая в передней и задней опоре соответственно; P_p — равнодействующая силы резания.

В передней опоре два подшипника расположены один относительно другого на незначительном расстоянии, поэтому расчет ведем как для одного двухрядного роликового радиального подшипника с большой шириной наружного кольца.

Согласно [6], назначаем предварительный натяг $e = -3$ мкм. Радиальная податливость $\delta_{r0} = 3,75$ мкм; относительный предварительный натяг $\frac{e}{\delta_{r0}} = \frac{-3}{3,75} = -0,8$ мкм; коэффициент, учитывающий зазор или натяг в подшипнике, $\beta = 0,5$. Вычисляем радиальную податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения в подшипнике с предварительным натягом:

$$\delta'_r = \beta \delta_{r0} = 0,5 \cdot 3,75 = 1,875 \text{ мкм.}$$

Определяем радиальную податливость в контакте колец с посадочной поверхностью вала и корпуса:

$$\delta''_r = \frac{4P_z k}{\pi D B_1} \left(1 + \frac{d}{D} \right), \quad (7)$$

где P_z — главная составляющая сил резания, $P_z = 10\,048,4$ Н; D — наружный диаметр подшипника, $D = 180$ мм; B_1 — ширина наружного кольца подшипника, $B_1 = 120$ мм; d — посадочный диаметр подшипника, $d = 120$ мм.

Подставив данные значения в формулу (7), получим

$$\delta''_r = \frac{4 \cdot 10\,048,4 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 180 \cdot 120} \left(1 + \frac{120}{180} \right) = 0,0494 \text{ мкм.}$$

Общая радиальная податливость

$$\delta_r = \delta'_r + \delta''_r = 1,875 + 0,0494 = 1,9244 \text{ мкм.}$$

Отсюда жесткость передней опоры

$$j_A = \frac{P_z}{\delta_r} = \frac{10\,048,4}{1,9244} = 5221,6 \cdot 10^3 \text{ Н/мм.}$$

В задней опоре расположен один подшипник, поэтому расчет ведем без упрощений. Назначаем предварительный натяг $e = -3$ мкм. Радиальная податливость $\delta_{r0} = 3,75$ мкм; относительный предварительный натяг $\frac{e}{\delta_{r0}} = \frac{-3}{3,75} = -0,8$ мкм; коэффициент, учитывающий

зазор или натяг в подшипнике, $\beta = 0,5$. Вычисляем радиальную податливость в контакте наиболее нагруженного тела качения с дорожкой качения в подшипнике с предварительным натягом:

$$\delta'_r = \beta \delta_{r0} = 0,5 \cdot 3,75 = 1,875 \text{ мкм.}$$

Радиальную податливость в контакте колец с посадочной поверхностью вала и корпуса рассчитываем по формуле (7) с подстановкой следующих данных: $D = 170 \text{ мм}$; $d = 110 \text{ мм}$; $k = 0,1$; $B = 45 \text{ мм}$. В результате получаем

$$\delta''_r = \frac{4 \cdot 10\,048,4 \cdot 0,05}{3,14 \cdot 170 \cdot 45} \left(1 + \frac{110}{170} \right) = 0,1378 \text{ мкм.}$$

Общая радиальная податливость

$$\delta_r = \delta'_r + \delta''_r = 1,875 + 0,1378 = 2,0128 \text{ мкм.}$$

Отсюда жесткость задней опоры

$$j_B = \frac{P_z}{\delta_r} = \frac{10\,048,4}{2,0128} = 4992,25 \cdot 10^3 \text{ Н/мм.}$$

По условию наибольшей точности шпиндельного узла должно выполняться условие $j_A > j_B$. Поскольку $5221,6 \cdot 10^3 \text{ Н/мм} > 4992,25 \cdot 10^3 \text{ Н/мм}$, условие выполняется.

Рассчитаем теперь прогиб шпинделя, возникающий под действием равнодействующей силы резания P_p :

$$y_1 = -P_p \left[\frac{(a+b)^2}{j_A a^2} + \frac{b^2}{j_B a^2} + \frac{b^2(a+b)}{3EI} \right], \quad (8)$$

где a, b — размеры с расчетной схемы; E — модуль упругости, $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$.

Момент инерции шпинделя определяем по формуле

$$I = \frac{\pi(D_{\text{шп}}^4 - d_{\text{шп}}^4)}{64} = \frac{3,14(120^4 - 70^4)}{64} = 89,956 \cdot 10^5 \text{ мм}^4, \quad (9)$$

где $D_{\text{шп}}$ — наружный диаметр шпинделя, $D_{\text{шп}} = 120 \text{ мм}$; $d_{\text{шп}}$ — внутренний диаметр шпинделя, $d_{\text{шп}} = 110 \text{ мм}$.

Подставляем полученные значения в формулу (8) и вычисляем прогиб шпинделя:

$$y_1 = -20096,8 \left[\frac{(450+140)^2}{5\,221,6 \cdot 10^3 \cdot 450^2} + \frac{140^2}{4\,992,25 \cdot 10^3 \cdot 450^2} + \frac{140^2(450+140)}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 89,956 \cdot 10^5} \right] = -0,05 \text{ мм.}$$

Суммарный прогиб шпинделя $y = y_1 = 0,05 \text{ мм.}$

Допустимый прогиб шпинделя

$$y_{\text{доп}} = (0,0001 \dots 0,0002)l, \quad (10)$$

где l — длина шпиндельного узла, $l = 730 \text{ мм.}$

Подставляя значение l в формулу (10), получаем

$$y_{\text{доп}} = 0,00015 \cdot 730 = 0,1095 \text{ мм.}$$

Для нормальной работы шпинделя должно выполняться условие $y_{\text{доп}} > y$. Поскольку $0,1095 \text{ мм} > 0,05 \text{ мм}$, условие выполняется.

Угол поворота переднего конца шпинделя

$$\Theta = \frac{1}{3EI} P_{\text{р}}bl = \frac{10\,048,4 \cdot 140 \cdot 730}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 89,956 \cdot 10^5} = 0,00019 \text{ рад.} \quad (11)$$

Максимально допустимый угол поворота переднего конца шпинделя $\Theta_{\text{доп}} = 0,001 \text{ рад.}$ Для нормальной работы шпинделя должно выполняться условие $\Theta_{\text{доп}} > \Theta$. В связи с тем, что $0,001 \text{ рад} > 0,00019 \text{ рад}$, это условие выполняется.

Поскольку все проверки успешно пройдены, можно утверждать, что принимаемые значения коэффициентов и величин верны.

По аналогичной методике рассчитаем жесткости других исполнений шпиндельного узла для выбора оптимального варианта.

На рис. 3, а показан шпиндельный узел исполнения 2, в котором по сравнению с узлом исполнения 1 заменена задняя опора, добавлена промежуточная опора и убран подшипник из передней опоры. В результате в передней опоре имеем двухрядный роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами подшипник 3182124 класса точности 2, в промежуточной опоре — роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник 4053722 класса точности 4, а в задней опоре — роликовый радиальный двухрядный с короткими цилиндрическими роликами подшипник 3282122 класса точности 4.

Расчетная схема данного трехопорного шпиндельного узла показана на рис. 3, б.

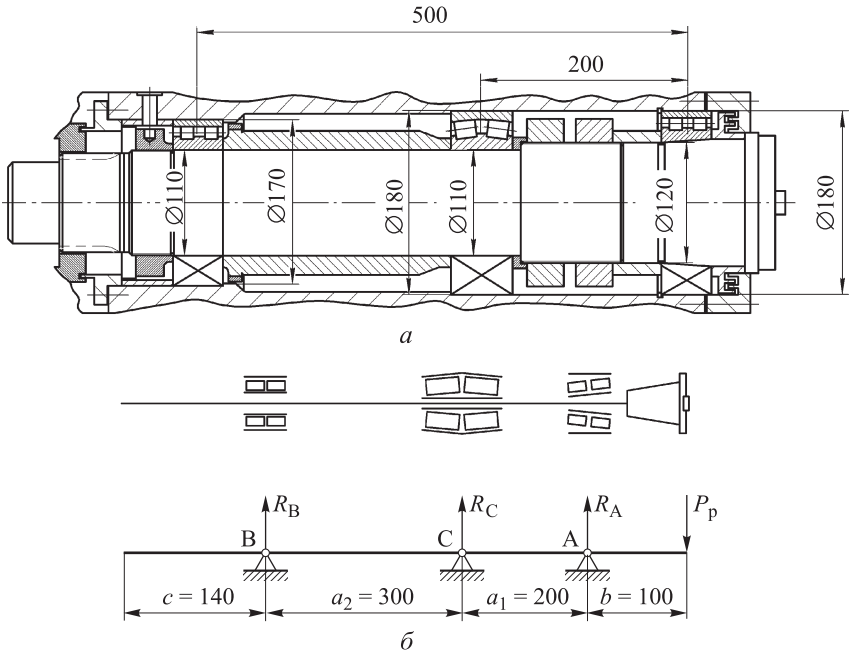


Рис. 3. Конструкция (а) и расчетная схема (б) шпиндельного узла (исполнение 2)

Определим жесткости подшипников аналогично их расчету для конструктивного исполнения 1:

$$j_A = 6\,168,45 \cdot 10^3 \text{ Н/мм}, \quad j_C = 4\,467,94 \cdot 10^3 \text{ Н/мм}, \\ j_B = 4\,163,59 \cdot 10^3 \text{ Н/мм}.$$

Поскольку расчет трехопорного шпинделя несколько отличается от двухопорного, прогиб шпинделя вычислим по формуле

$$y = -P_p \left[\frac{l_2(l_2 - ka_2)}{j_A a_1^2} + \frac{b(b - ka)}{j_B a_1^2} + \frac{b(2bl_2 + a_1 a_2 k)}{6EI} \right], \quad (12)$$

где $l_2 = a_1 + b = 200 + 100 = 300$ мм; k — безразмерный коэффициент,

$$k = \frac{a_2 l_2 / j_A + ab / j_B - ba_1^3 a_2 / (6EI)}{a_2^2 / j_A + a^2 / j_B + a_1^2 / j_C + aa_1^2 a_2^2 / (3EI)} = \\ = \frac{\frac{300 \cdot 300}{6\,168,45 \cdot 10^3} + \frac{500 \cdot 100}{4\,163,59 \cdot 10^3} - \frac{100 \cdot 200^3 \cdot 300}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 89,956 \cdot 10^5}}{\frac{300^2}{6\,168,45 \cdot 10^3} + \frac{500^2}{4\,163,59 \cdot 10^3} + \frac{200^2}{4\,467,94 \cdot 10^3} + \frac{500 \cdot 200^2 \cdot 300^2}{3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 89,956 \cdot 10^5}} = \\ = 2,4 \cdot 10^{-5}.$$

(13)

Тогда суммарный прогиб шпинделя

$$\begin{aligned}
 y &= y_1 = -20\,096,8 = \\
 &= \left[\frac{300(300 - (2,4 \cdot 10^{-5}) \cdot 300)}{6\,168,45 \cdot 10^3 \cdot 200^2} + \frac{100 \cdot (100 - (2,4 \cdot 10^{-5}) \cdot 500)}{4\,163,59 \cdot 10^3 \cdot 200^2} + \right. \\
 &\quad \left. + \frac{100 \cdot (2 \cdot 100 \cdot 500 + 200 \cdot 300 \cdot (2,4 \cdot 10^{-5}))}{6 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 89,956 \cdot 10^5} \right] \\
 &= -0,027 \text{ мм.}
 \end{aligned}$$

На рис. 4, а показан шпиндельный узел исполнения 3. В нем по сравнению со шпиндельным узлом исполнения 1 заменен задний подшипник и добавлен еще один подшипник в заднюю опору. В результате в передней опоре имеем двухрядный роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами подшипник 3182124 класса точности 2 и радиально-упорный шариковый двухрядный подшипник 178824 класса точности 4, в задней опоре — роликовый радиальный двухрядный с короткими цилиндрическими роликами подшипник 3282122 класса точности 4 и роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник 4053722 класса точности 4. Расчетная схема шпиндельного узла исполнения 3 показана на рис. 4, б.

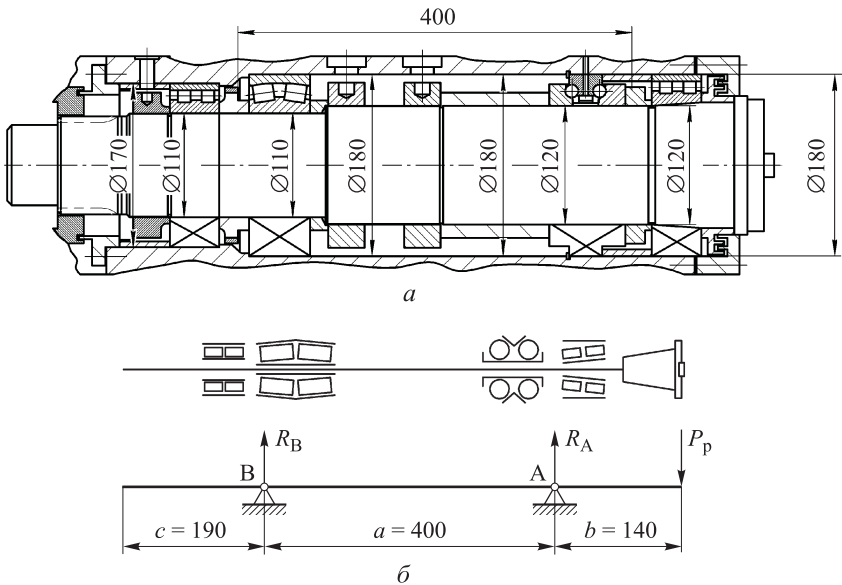


Рис. 4. Конструкция (а) и расчетная схема (б) шпиндельного узла (исполнение 3)

Рассчитаем жесткости подшипников аналогично их расчету для конструктивного исполнения 1:

$$j_A = 5\,221,6 \cdot 10^3 \text{ Н/мм}; \quad j_B = 5\,134,6 \cdot 10^3 \text{ Н/мм.}$$

Прогиб шпинделя в этом случае

$$y = -0,047 \text{ мм.}$$

На рис. 5, а показан шпиндельный узел исполнения 4, где по сравнению с узлом исполнения 1 заменен один передний подшипник. В результате в передней опоре имеем двухрядный роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами подшипник 3182124 класса точности 2 и роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник 4053722 класса точности 4, а в задней опоре — роликовый радиальный двухрядный с короткими цилиндрическими роликами подшипник 3282122 класса точности 4. Расчетная схема шпиндельного узла исполнения 4 показана на рис. 5, б.

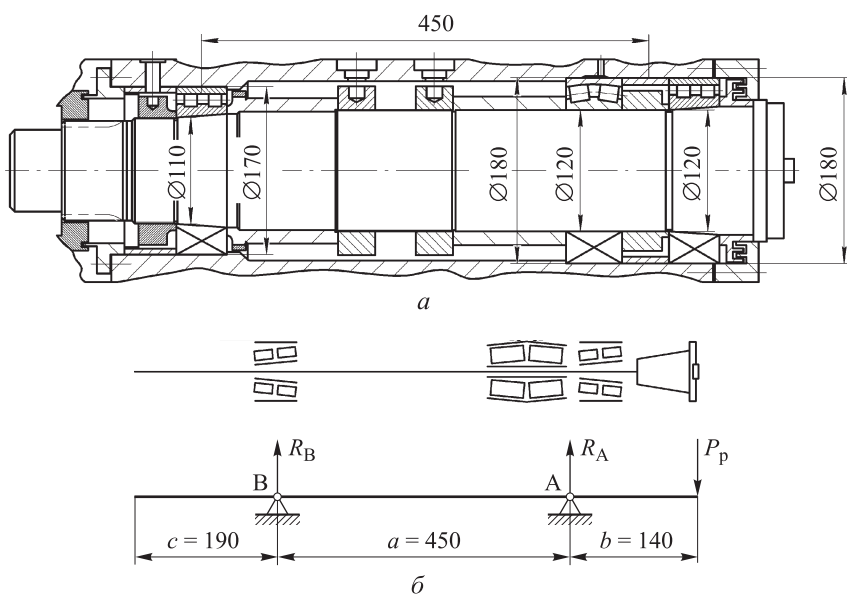


Рис. 5. Конструкция (а) и расчетная схема (б) шпиндельного узла (исполнение 4)

Жесткости подшипников для этого исполнения

$$j_A = 5266,54 \cdot 10^3 \text{ Н/мм,}$$

$$j_B = 4992,25 \cdot 10^3 \text{ Н/мм,}$$

а прогиб шпинделя

$$y = -0,05 \text{ мм.}$$

Таким образом, анализ полученных расчетных значений прогибов шпинделей разных исполнений позволяет сделать вывод о том, что шпиндельный узел исполнения 2 дает наибольший положительный эффект от модернизации — прогиб уменьшается на 46 %.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] ГОСТ 9726–89. Станки фрезерные вертикальные с крестовым столом. Терминология. Размеры. Нормы точности и жесткости. Введен 1991-01-01. Москва, Изд-во стандартов, 1989, 40 с.
- [2] Перель Л.Я., Филатов А.А. Подшипники качения: Расчет, проектирование и обслуживание опор. Москва, Машиностроение, 1992, 606 с.
- [3] Справочник технолога-машиностроителя. Дальский А.М., Косилова А.Г., Мещеряков Р.К., Сулова А.Г., ред. Москва, Машиностроение-1, 2003, 944 с.
- [4] 65A90ПМФ4-11. Станок вертикально-фрезерный с крестовым столом [Электронный ресурс]. *МашИнформ.ру* технические характеристики металлообрабатывающего оборудования. URL: <http://mashinform.ru/frezernye-stanki/65/65a90pmf4-11.shtml>.
- [5] Чернянский П.М. Проектирование и ремонт шпиндельных узлов. Москва, НИЦ ИНФРА-М, 2014, 272 с.
- [6] Шестернинов А.В. Конструирование шпиндельных узлов металлорежущих станков. Ульяновск, УлГТУ, 2006, 96 с.

Статья поступила в редакцию 05.06.2014

Ссылку на эту статью просим оформлять следующим образом:

Бриченков С.Н., Соколова И.Д. Модернизация шпиндельного узла для повышения точности станка. *Инженерный журнал: наука и инновации*, 2014, вып. 10. URL: <http://engjournal.ru/catalog/machin/hidden/1288.html>

Бриченков Сергей Николаевич родился в 1991 г. Студент кафедры «Инструментальная техника и технологии» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: повышение точности шпиндельных узлов станков. e-mail: brichenkov.sergei@yandex.ru

Соколова Ирина Дмитриевна родилась в 1963 г, окончила КФ МВТУ им. Н.Э. Баумана в 1986 г. Канд. техн. наук, доцент кафедры «Инструментальная техника и технологии» КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана. Область научных интересов: повышение точности шпиндельных узлов станков. e-mail: sokolovairinadm@rambler.ru

Upgrade of spindle assembly to increase accuracy of the machine

© S.N. Brichenkov, I.D. Sokolova

Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University, Kaluga, 248000, Russia

The article considers one of the problem solutions of increasing processing accuracy of the products on metal-cutting machines. Spindle unit is one of the basic elements that determines the accuracy and productivity of the processing. The ways to improve the centering accuracy of different designs of vertical milling machine spindle unit were identified. We reviewed double-seat design of base model spindle, and introduced intermediate support in one design, in other versions replacement of bearings in a spindle unit support was carried out. We made checking calculations of rigidity for all design versions. To this purpose we made calculations of the spindle deflection caused by the resultant of cutting forces for various design versions. In order to determine the resultant cutting forces the modes of processing of heat-resistant steel were calculated. In the result of the study we identified structural scheme that ensured the highest precision processing.

Keywords: spindle, accuracy, rigidity.

REFERENCES

- [1] GOST 9726–89. *Stanki fresernye vertikalnye s krestovym stolom. Tekhnologiya. Razmery. Normy tochnosti i zhestkosti* [Milling machines with vertical cross table. Terminology. Dimensions. Standards of accuracy and rigidity]. Moscow, Standards Publ., 1989, 40 p.
- [2] Perel L.Ya., Filatov A.A. *Rolling bearings: Calculation, design and maintenance of bearings*. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1992, 606 p.
- [3] Dalsky A.M., Kosilova A.G., Meshcheryakov R.K. Suslov A.G., eds. *Spravochnik tekhnologa-mashinostroitel'ya* [Handbook for technologist-mechanician]. In 2 volumes. Moscow, Mashinostroenie-1 Publ., 2003, 944 p.
- [4] 65A90PMF4-11. Stanok vertikalno-frezernyi s krestovym stolom [Vertical milling machine with cross table]. *MashInform.ru*. Available at: <http://mashinform.ru/frezernye-stanki/65/65a90pmf4-11.shtml>.
- [5] Chernyansky P.M. *Proektirovanie i remont shpindelnykh uzlov* [Design and repair of spindles]. Moscow, INFRA-M Publ., 2014, 272 p.
- [6] Shesterninov A.V. *Konstruirovaniye shpindelnykh uzlov metallorezhu-schikh stankov* [Construction of machine tool spindles]. Ulyanovsk: UISTU, 2006, 96 p.

Brichenkov S.N. (b. 1991) is a 5th year student of the Instrumental Equipment and Technologies Department of Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University. e-mail: brichenkov.sergei@yandex.ru

Sokolova I.D. (b. 1963) graduated from Kaluga Branch of Bauman Moscow Higher Technical School in 1986. Ph.D., Assoc. Professor of the Instrumental Equipment and Technologies Department of Kaluga Branch of Bauman Moscow State Technical University. Research interests: increasing accuracy of machine spindle units. e-mail: sokolovairinadm@rambler.ru